В. Н. БОГОСЛОВСКИЙ
О. Я. КОКОРИН
Л. В. ПЕТРОВ

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ

Под редакцией заслуженного деятеля науки и техники РСФСР д-ра техн. наук, проф. В. Н. Богословского

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Москва
Стройиздат
1985

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ББК 38.762.3
Б 74
УДК *697.94(075.8)*

Рецензенты: кафедра теплогазоснабжения и вентиляции Грузинского поли технического института им В И Ленина (зав кафедрой проф. Г. И Дарчия); засл. деятель науки и техники РСФСР д р техн наук, проф Е. В. Стефанов.

Богословский В. Н. и др.

Б 74 Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов / В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров; Под ред. В. Н. Богословского.— М.: Стройиздат, 1985.— 367 с., нл.

Изложены основы теории и техники кондиционирования воздуха и *холодоснабжения. Рассмотрены свойства влажного воздуха и процессы* изменения его состояния. Даны структурные схемы и классификация систем к ...ния. Приведены методы расчета, а так же режимы ра... кондиционирования Показаны решения ...ирования воздуха, пути сн... и *холода.*

Для студе... пециально... сти «Теплогаз...

Б 3206000000—651
047(01)—85

(38.762.3
6С9.4

© Стройиздат, 1985

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ПРЕДИСЛОВИЕ

В новом учебном плане для студентов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция», в самостоятельные дисциплины выделены курсы «Отопление», «Вентиляция», «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» Ранее в учебном плане эти курсы составляли одну дисциплину. Настоящий учебник написан впервые в соответствии с новой учебной программой дисциплины «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение».

Указанное изменение учебного плана имеет и положительные, и отрицательные моменты. Положительным является расширение общего представления дисциплины в учебном плане, выделение специфики, усиление и, таким образом, более глубокое развитие основных положений с учетом перспективности систем кондиционирования воздуха (СКВ) В то же время происходит некоторый разрыв единства специальности — вопросы, имеющие важное значение для кондиционирования воздуха (например, такие, как термодинамика влажного воздуха, воздействие на помещение внешних и внутренних факторов, санитарно-гигиенические и технологические требования к условиям в помещении, аэродинамика воздуховодов, воздухораспределение, воздушный режим здания), рассматриваются в курсе «Вентиляция» или «Отопление».

В дисциплинах «Строительная теплофизика», «Отопление», «Вентиляция» рассматривается роль ограждающих конструкций в создании микроклимата, вопросы обогревания помещении, их вентилирования, общее формирование воздушного режима зданий. Они являются как бы базой для дисциплины «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» и предшествуют ее изучению. Эту дисциплину надо рассматривать как завершение изучения специальности, имея в виду, что СКВ являются наиболее современными перспективными устройствами для создания климатических условий в здании, благоприятствующих активному производительному и творческому труду, отдыху людей и оптимальному протеканию технологических процессов

При изложении материала в учебнике учитывалось наличие в учебном плане смежных дисциплин, что позволило сделать изложение более компактным и целенаправленным. Специфика предмета кондиционирование воздуха состоит в том, что в нем значительно больше, чем в других инженерных дисциплинах, чисто физические процессы и явления связаны с техническими вопросами устройства аппаратов и элементов систем, с автоматизированным регулированием и управлением, с оптимизацией режима их работы Курс в связи с этим слагается как бы из трех частей В первой части (I—IV главы) рассматриваются научные основы процесса кондиционирования воздуха Во второй (главы V—IX) описаны системы кондиционирования воздуха, технические решения их отдельных элементов, а также вопросы холодо- и теплоснабжения В третьей части (главы X—XI) рассматриваются режим работы, регулирование и управление СКВ, а также эффективность использования энергии.

Содержание дисциплины соответствует решению важных социальных и экономических задач нашей страны, определенных XXVI съездом КПСС и последующими Постановлениями партии и правительства Создание благоприятных условий жизни, труда и отдыха людей в помещениях является предметом постоянной заботы нашего общества, а поэтому и одной из его основных социальных задач.

Материал в учебнике, так же как и в программе, излагается без разделения на основной и дополнительный. В нем представлены примеры расчета процессов,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

аппаратов и систем, а также дан минимум необходимого справочного материала. Основной акцент сделан на изложении научных методов Кроме того, уделено достаточное внимание эффективному использованию и экономии энергии, а также применению нетрадиционных ее источников

В учебнике использован многолетний опыт чтения курса лекций по кондиционированию воздуха на кафедре отопления и вентиляции МИСИ им В В Куйбышева профессорами П Н Каменевым и А В Нестеренко, а в последующем их преемниками, а также результаты научных исследований, выполненных преподавателями и научными сотрудниками кафедры и работающими в сотрудничестве с ними специалистами научных и проектных институтов Эти материалы по мере накопления и обобщения включались в лекции основного и специального курсов.

Новейшие достижения в области кондиционирования воздуха находят свое отражение в журналах «Водоснабжение и санитарная техника», «Холодильная техника», «Инженерно физический журнал», в сборниках трудов учебных и научно исследовательских институтов, сборниках материалов различных конференций и др.

Предисловие, введенне, §§ 7, 8 главы 1, §§ 18, 20, 23 главы II и главы III, X и XI написаны В Н Богословским; главы V—IX — О. Я Кокориным; §§ 1—6 главы I, §§ 1—17, 19, 21, 22 главы II и глава IV — Л. В Петровым

Авторы приносят благодарность преподавателям, сотрудникам и аспирантам кафедры отопления и вентиляции МИСИ им Куйбышева, сотрудничающим с ней научным работникам и инженерам других организаций за творческую и техническую помощь при подготовке рукописи к изданию и выражают глубокую признательность рецензентам — заслуженному деятелю науки и техники РСФСР, д ру техн наук, проф Е В Стефанову и коллективу кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция» Грузинского политехнического института им В И Ленина (зав кафедрой проф Г И Дарчия) за ценные замечания и конструктивные предложения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A — численный коэффициент,
B — коэффициент орошения, кг/кг,
C — концентрация вещества, кг/м^3,
c — удельная массовая теплоемкость, кДж/(кг °С),
d — удельное влагосодержание, г/кг,
E — показатель (коэффициент) эффективности,
F — площадь м^2,
G — массовый расход воздуха, кг/ч, кг/с,
H — высота помещения, аппарата, м,
I — удельная энтальпия, кДж/кг,
K — численный коэффициент, коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2 °С), концентрация раствора, %,
L — объемный расход, м^3/ч, м^3/с,
M — масса вещества, г, кг,
N — мощность, Вт, кВт,
P — давление, Па, кПа,
p — парциальное давление, Па, кПа,
Q — теплопроизводительность, холодопроизводительность, тепловая мощность, кДж/ч, Вт кВт,
R — сопротивление теплопередаче, м^2·°С/Вт, удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К), кДж/(кг·К),
r — удельная теплота фазового превращения, кДж/кг,
T — температура, К,
t — температура, °С,
V — объем, м^3,
v — скорость движения воздуха, м/с,
W — массовый расход жидкости, кг/ч, кг/с;
w — скорость течения жидкости, м/с,
z — время, ч, с,
α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·°С),
β — коэффициент влагообмена, кг/(м^2·ч·Па), кг/(м^2·ч·кПа),
Δ — разность параметров,
ε — угловой коэффициент процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха, кДж/кг,
η — показатель эффективности,
Θ — потенциал состояния (потенциал влажности),
θ — относительное избыточное значение параметра;
ν — кинематическая вязкость, м^2/с,
ξ — показатель влаговыпадения,
ρ — плотность, кг/м^3,
σ — коэффициент полного теплообмена, кг/(м^2·ч);
φ — относительная влажность, %,
∇ — градиент параметра

Индексы а — адиабатный (изоэнтальпийный), адсорбционный, абсорбционный, аф—аитифриз, б — барометрический, байпас, в — воздух, внутренний, вл — влага, влажный, г — градирня, доп — допустимый, ж — жидкий, з — зимний (холодный) период, и — испарительный, изб — избыточный, к — состояние воздуха после воздухоподогревателя I ступени, конденсация, коиденсатор, к и — косвенное испарение, л — летний (теплый) период, м — мокрый, макс — максимальный, мин — минимальный, н — наружный, насыщенный, нас — насос, о — орошение, общий, отверстие, об — обеспеченность, п — приточный, пар, полный, пов — поверхность, пом — помещение, р — точка росы, рециркуляция, раствор, р з — рабочая зона, с — сухой, смесь; ср — средний, ср л — средней логарифмический, т — тепло, нагревание, у — удаляемый; ф — форсунка, х — холод, охлаждение, я — явный, f — среднее состояние на поверхности контакта; w — вода.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ВВЕДЕНИЕ

Кондиционирование микроклимата зданий и сооружений является одним из основных разделов строительной науки и техники. Система кондиционирования микроклимата (СКМ) как совокупность всех инженерных средств и устройств, обеспечивающих внутренние климатические условия, включает в себя наряду с ограждениями, системами отопления и вентиляции систему кондиционирования воздуха (СКВ). СКВ является активной, обычно регулируемой системой, предназначенной для комплексного поддержания заданных параметров внутреннего воздуха, которые обеспечивают расчетные, часто оптимальные условия в помещениях зданий и сооружений. СКВ может работать в здании совместно с системами отопления и вентиляции, но обычно СКВ берет на себя функции последних и создает в здании или по крайней мере в его наиболее ответственных помещениях необходимые климатические условия как в холодный, так и в теплый период года.

Определенное состояние воздуха является необходимым, а часто и решающим условием для осуществления многих, особенно новейших, технологических процессов. Здесь наряду с пищевой, текстильной, кожевенной, бумажной промышленностью необходимо выделить производство электронных приборов, полупроводников, счетно-решающих устройств, телерадиосистем, точного машиностроения и приборостроения, промышленность искусственных материалов, волокон и др. Создание в медицинских учреждениях чистой, стерильной воздушной среды с заданными температурными и влажностными условиями является важной составляющей успешного лечения людей. Большое значение имеет техника кондиционирования микроклимата в решении Продовольственной программы — в создании важной составляющей технологического процесса строго заданного температурно-влажностного режима в животноводческих и культивационных сооружениях, объектах для переработки и хранения сельскохозяйственной продукции. Существенное значение имеют СКВ и для обеспечения безотказной работы ЭВМ при выполнении исследований в области биологии, физики, химии, при работе с радиоактивными веществами, при хранении измерительных эталонов и работе с ними. Для сохранности культурных и исторических ценностей в зданиях и помещениях также должны поддерживаться определенные климатические условия, создаваемые СКВ.

Важность решения этих задач определяется разнообразием климата нашей страны и его резкой континентальностью в значительной ее части. Действительно, и по экстремальным холодным и жарким условиям и по различной продолжительности отопительного и охладительного периодов наша страна отличается от других государств, поэтому необходим широкий диапазон решений и возможностей СКВ для поддержания требуемых условий в зданиях, находящихся в различных климатических районах страны.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Значительная часть (15—20%) капитальных вложений на строительство производственных зданий, где ведутся современные технологические процессы, приходится на СКВ и сопряженные с ними устройства. Затраты на эксплуатацию этих систем достигают 60—80% общих затрат на эксплуатацию зданий. Заметная часть затрат на энергообеспечение зданий и сооружений, составляющая более 30% в общем энергетическом балансе страны, приходится на СКВ. По сравнению с системами отопления и вентиляции в СКВ значительная доля потребления приходится на наиболее дорогую электрическую энергию, что связано с производством холода, большим числом электроприводов, автоматизацией регулирования и управления. В связи с этим разработка методов рационального и экономного использования энергии в СКВ является важной составляющей в реализации Энергетической программы СССР, разработанной на основе решений XXVI съезда КПСС и последующих Пленумов ЦК КПСС.

Необходимость совершенствования СКВ определяется также задачами дальнейшей индустриализации строительства, что связано с возведением сборных зданий из крупноразмерных элементов, повышением их этажности, снижением веса и материалоемкости, применением современных материалов и оптимальных равноэффективных в теплотехническом отношении ограждающих конструкций с повышенными теплозащитными свойствами. В соответствии с этим необходима разработка совершенных и компактных СКВ, совмещенных с элементами и конструкциями зданий и обеспечивающих рациональное использование площадей и объемов, а также хорошо сочетающихся с архитектурными решениями интерьера здания. Вся совокупность объемно-планировочных и конструктивных решений здания и его систем обеспечения микроклимата должна быть направлена на реализацию крупной проблемы нашего времени — создание современного здания с эффективным использованием энергии. Фундаментом для создания систем кондиционирования воздуха послужили работы старшего поколения научных работников и инженеров в области отопления и вентиляции. В настоящее время развитие СКВ происходит так же в непосредственной связи с решением научных и технических вопросов отопления и вентиляции, теплового и воздушного режимов здания.

В числе создателей основ кондиционирования можно с полным правом и гордостью называть знаменитых соотечественников — академиков Ломоносова, с именем которого связана разработка теории теплоты и теории движения воздуха и газов в каналах и трубах, и Рихмана, который заложил основы теории психрометрии, являющейся определяющей для кондиционирования воздуха. Развитие отопления и вентиляции в России связывают с именами известных архитекторов и инженеров — Львова, Лукашевича, Свиязева, Амосова, Флавицкого и др.

Амосову принадлежит (1835 г.) реализация идеи воздушного отопления помещений подогретым наружным воздухом. Позднее такие «пневматические» печи, как их называли, дополнительно бы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ли оборудованы устройствами для увлажнения воздуха и поэтому их можно считать прообразами систем кондиционирования воздуха. С работой Флавицкого (1861 г.) связаны первые нормы и приемы вентилирования помещений применительно к климатическим условиям России. Он первым показал необходимость учета совместного действия на человека температуры, влажности и подвижности воздуха в помещении. К этому же времени относится работа Комитета, возглавляемого авторитетными учеными и созданного для поиска новых средств и усовершенствования систем вентиляции. С работами Флавицкого и упомянутого Комитета связано создание приточно-вытяжных вентиляционных систем с увлажнением воздуха при помощи открытых наполненных водой сосудов. Таких систем в зданиях больниц к 1870 г. в Петербурге было свыше десяти.

Первые механические системы вентиляции в России были осуществлены Саблуковым в 1835 г. Установка обслуживалась вручную, и вентилятор приводился в движенче с помощью веревки, соединенной с маховым колесом.

Крупным событием, определившим в большой мере развитие кондиционирования воздуха, явилось создание в 1918 г. Рамзиным $I-d$-диаграммы влажного воздуха.

Появление в Советском Союзе отдельных систем кондиционирования воздуха в промышленных зданиях относится к 1930-м годам. Для оборудования Дворца Советов в г. Москве под руководством Н С. Ермолаева были разработаны проекты кондиционеров (1938 г.), но работы по их реализации были приостановлены в начале Великой Отечественной войны. Позднее, уже после войны, продолжением этих работ явилось создание кондиционеров и СКВ в высотных зданиях Москвы и, в частности, в зданиях Московского государственного университета на Ленинских горах (под руководством Т. А. Мелик-Аракеляна). К этому же времени также относится создание единичных центральных кондиционеров в Ленинграде. В 1950 г. в Промстройпроекте Б. В. Баркаловым были разработаны технические указания по проектированию и расчету СКВ.

Этим работам в большой мере содействовало предшествующее им издание книг А. А. Крауза, А. Н. Селиверстова, капитального труда под редакцией Н. В. Дегтярева, а также перевод на русский язык книги Мойера и Фитца с «Приложением», в котором П. Н. Каменевым были даны ответы на многие сложные вопросы новой в то время техники кондиционирования воздуха. В 1955 г. во ВНИИСТО под руководством Е. Е. Карписа была разработана серия типовых кондиционеров Кд и начат их выпуск на Харьковском заводе санитарно-технического оборудования и на Домодедовском механическом заводе. Этим было положено начало заводскому кондиционеростроению в нашей стране.

В Англии, Франции, Германии и США отдельные прообразы систем кондиционирования воздуха появились еще в прошлом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

веке. Развитию этой отрасли в большой степени способствовали особенные требования к климатическим условиям для новых технологических процессов и промышленная конкуренция. На рубеже XIX и XX столетий возникли первые системы КВ с оросительными камерами и холодильными установками. В 1911 г. В. Кэрриер опубликовал психрометрическую диаграмму влажного воздуха, которой и сейчас широко пользуются в США и некоторых других странах. В странах Европы обычно применяют I—x-диаграмму Молье, которая была им опубликована в 1921 г.

Крупным событием в технике кондиционирования воздуха явилось получение в 1931 г. безопасного холодильного агента — фреона, что способствовало распространению холодильных машин и кондиционеров на его основе. В 1946 г. были изобретены абсорбционные бромисто-литиевые холодильные машины. Холодильные машины и тепловые насосы на основе абсорбции явились перспективными устройствами для использования низкопотенциального тепла как источника энергии для СКВ.

В настоящее время в СССР ведущим в отрасли кондиционеростроения является научно-производственное объединение Союзкондиционер с головным проектно-конструкторским и научно-исследовательским институтом ВНИИКондиционер, рядом заводов и конструкторских бюро. Совместно с ними работают научно-исследовательские и учебные институты: ЦНИИпромзданий Госстроя СССР и ЦНИИЭП инженерного оборудования Госгражданстроя СССР, МНИИТЭП Мосгорисполкома, НИИСТ г. Киева, КиевЗНИИЭП, ТашЗНИИЭП, МИСИ, ЛТИХП, РПИ и многие другие. Основную производственную базу по изготовлению кондиционеров составляют заводы: Харьковский машиностроительный завод «Кондиционер», выпускающий центральные кондиционеры, Домодедовский машиностроительный завод «Кондиционер», выпускающий местные кондиционеры, Бакинский завод бытовых кондиционеров им. 50-летия СССР, производящий до 400 000 бытовых кондиционеров в год, Краматорский машиностроительный завод, выпускающий транспортные и бытовые кондиционеры. Эти и ряд других заводов производят около 500 000 кондиционеров в год. Всего в мире изготовляется более 10 млн. кондиционеров в год.

Значительный вклад в развитие научно-технического направления по кондиционированию воздуха внесли советские ученые А. А. Гоголин, А. В. Нестеренко, Е. Е. Карпис, Е. В. Стефанов, В. И. Прохоров, П. В. Участкин, В. Н. Тетеревников, И. Г. Сенатов, А. Я. Креслинь, Л. М. Зусманович, И. Р. Щекин и др.

Из современных зарубежных ученых следует отметить таких специалистов, как Г. Крафт, К. Петцольд (ГДР), А. Мачкаши (ВНР), И. Козерски (ПНР), В. Иванов, Н. Михайлов (НРБ), Р. Райс, В. Эсдорн (Зап. Берлин), В. Кейс, А. Лондон, В. Стоккер (США), Г. Мителаш (Канада), И. Ридберг (Швеция), А. Миссенар (Франция), В. Фангер (Дания), Фам Нгок Данг (СРВ).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава I. САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 1. Факторы, определяющие внутренние условия кондиционируемых помещений зданий различного назначения

Микроклимат помещения — это совокупность факторов, определяющих метеорологическую обстановку в нем. К числу этих факторов относятся: температура и влажность воздуха, потоки лучистого тепла, определяющие радиационную температуру помещений; подвижность воздуха. Кроме того, внутренние условия помещений определяются давлением воздуха или перепадом его давления между смежными помещениями, допустимым содержанием газов, паров и пыли, наличием запахов, содержанием ионов Формирование теплового режима помещения, тепловой баланс человека и совокупное влияние на него параметров микроклимата, условия комфортности тепловой обстановки подробно рассматриваются в курсе «Строительная теплофизика» и поэтому здесь не описываются.

Температура воздуха является одним из основных факторов, характеризующих климатические условия помещения. Ее требуемые значения зависят от характера деятельности человека (спокойное состояние, работа различной интенсивности), вида технологических процессов, климатических условий местности, времени года и т. д.

Второй существенный фактор — влажность воздуха. В теплый период при высокой влажности в сочетании с высокой температурой ухудшается теплообмен человека с окружающей средой, что приводит к перегреву организма. При низком влагосодержании воздуха, характерном для холодного периода, возрастает отдача тепла человеком за счет интенсивного испарения влаги с поверхности тела, высыхают поверхности слизистых оболочек дыхательных путей, что способствует прониканию болезнетворных микроорганизмов в органы дыхания. Кроме того, пересыхают и деформируются материалы, возрастает опасность искровых разрядов при накоплении статического электричества, а также возникает опасность конденсации водяных паров на охлажденных поверхностях.

Непостоянство воздействия внешних и внутренних факторов, различная степень тепловой инерционности и влагоустойчивости ограждений и элементов оборудования помещений, инерционность самих систем кондиционирования микроклимата и систем управления режимами их работы приводит к отклонению значений температур $t_в$ и относительной влажности $\varphi_в$ от заданных. При проектировании систем кондиционирования микроклимата эти отклонения могут быть заданы в виде амплитуд колебания $A_{t_в}$ и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$A_{\varphi в}$ или величин $\Delta t_в$ и $\Delta \varphi_в$ в зависимости от уровня требований к стабильности микроклимата помещений.

Изменение температуры обычно составляет около 1—1,5°С зимой и 1—4°С летом, но в некоторых случаях его необходимо снизить, например по требованиям технологии производства. Однако обеспечение узкого диапазона изменения температуры требует значительных дополнительных затрат на устройство специальных конструкций ограждений помещений, системы теплохолодоснабжения и автоматического регулирования. Изменение относительной влажности обычно довольно большое — 15—20%. Но, иногда, например по технологическим соображениям, его также необходимо снизить.

Потоки лучистого тепла оказывают существенное влияние на общий теплообмен человека с окружающей средой и соответственно на комфортность его состояния. Кондиционирование воздуха лишь в малой степени позволяет изменить интенсивность потоков лучистого тепла. В помещениях, оборудованных системами потолочного лучистого отопления-охлаждения, представляется возможным изменять радиационную обстановку.

Подвижность воздуха в помещениях тоже влияет на интенсивность теплообмена человека с окружающим воздухом. Значение этого параметра выбирается в зависимости от характера деятельности человека. Подвижность воздуха, кроме того, оказывает существенное влияние на состояние внутренней среды: распределение температур и влажности по объему помещения, наличие застойных зон и т. д. Подвижность воздуха зависит от способа организации воздухообмена, типа воздухораспределительного устройства, скорости выпуска воздуха и его расхода. В некоторых случаях для повышения подвижности воздуха используются настольные и потолочные вентиляторы-аэраторы. Влияние подвижности воздуха на комфортность состояния человека необходимо рассматривать в совокупности с температурой и влажностью воздушной среды помещения. Исследования гигиенистов позволяют устанавливать зоны комфортного сочетания этих факторов [5].

Наличие в воздухе помещения различных вредных газов, паров, а также пыли оказывает отрицательное воздействие на самочувствие людей и на течение технологических процессов. Для большинства кондиционируемых помещений, как и для помещений, оборудованных обычной вентиляцией, применимы требования к воздушной среде, регламентированные нормами. В некоторых случаях к воздушной среде могут быть предъявлены более жесткие требования, например в особо чистых помещениях промышленных предприятий, в операционных и в ряде других.

В определенной мере на самочувствие людей оказывают влияние запахи. Это влияние зависит от характера (приятности) запаха, его интенсивности и от индивидуальных особенностей каждого человека (остроты обоняния, возраста, состояния здоровья, профессии и т. п.). Запахи на здоровье людей обычно не отража-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ются, однако могут быть причиной их дискомфортного состояния. Для устранения неприятных запахов можно увеличить воздухообмен, в ряде случаев применяют дезодорацию. Иногда кондиционированному воздуху придают приятные запахи (одорация).

Барометрическое давление и его колебания, как известно, оказывают большое влияние на самочувствие и здоровье людей, особенно тех, кто страдает сердечно-сосудистыми и некоторыми другими заболеваниями. В обычных зданиях не представляется возможным поддерживать барометрическое давление, заметно отличающееся от давления внешней среды. Обеспечить заданное давление можно лишь в герметизированных объектах (например, в барокамерах, самолетах, космических кораблях и др.). Однако в технике кондиционирования воздуха весьма часто приходится обеспечивать перепады давления до 10—20 Па между кондиционируемым помещением и некондиционируемым или внешней средой, между чистыми и менее чистыми помещениями, между отдельными цехами или установками на промышленных предприятиях в зависимости от технологических требований.

Наличие ионизированных частиц (ионов), имеющих положительный и отрицательный заряд, также оказывает определенное влияние на самочувствие людей и на состояние воздушной среды.

Внутренний режим помещений формируется под влиянием возмущающих и регулирующих воздействий. К возмущающим относятся как источники и стоки тепла и влаги, так и инсоляция, трансмиссионные потоки тепла и влаги, инфильтрация и эксфильтрация через наружные ограждения, поступления от людей, животных, растений, нагретых и охлажденных поверхностей оборудования, материалов и других составляющих бытового и технологического процесса. Регулирующими являются противодействующие возмущающим воздействиям поступления тепла и влаги от систем обеспечения микроклимата — отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Существенное влияние на стабильность поддержания заданного внутреннего режима помещений и на затраты энергии оказывают тепло- и влагоустойчивость ограждений, а также аккумулирующая способность материалов и оборудования, находящихся в помещениях. Обычно воздействие источников и стоков тепла и влаги на внутренний режим помещений носит переменный во времени характер, во многих случаях подчиняющийся периодической закономерности. Поэтому часто в инженерных расчетах с целью упрощения решения эти воздействия рассматриваются как периодические квазистационарные гармонические или прерывистые. Это позволяет определить установочную мощность оборудования для расчетных условий, режимы потребления тепла и холода системами в течение года и т. д. Как правило, мощности оборудования систем кондиционирования воздуха при инженерных расчетах для условий стационарного режима оказываются завы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

шенными Учет тепло- и влагоустойчивости помещений имеет особое значение при расчете периодического тепло-холодопотребления и технико-экономических сопоставлениях вариантов систем кондиционирования воздуха.

Режим функционирования помещений в зависимости от их назначения может иметь непрерывный или прерывистый характер. К числу первых можно отнести жилые помещения, больницы, производства с непрерывным технологическим процессом и т. п. Большое распространение имеют объекты с прерывистым режимом функционирования: зрелищные, спортивные и административные здания, предприятия общественного питания, промышленные предприятия с одно- и двухсменной работой и др. Если в первом случае системы кондиционирования воздуха обеспечивают непрерывное поддержание заданного режима, то во втором случае их работа прерывается, а ко времени ее возобновления характер внутренних и внешних воздействий может претерпеть значительные изменения.

В некоторых случаях для одних и тех же помещений устанавливают переменные во времени режимы. Такие случаи характерны для зрелищных, спортивных и административных зданий и сооружений. Например, в помещениях Дворцов спорта с искусственным льдом требуется поддержание различных по характеру температурно-влажностных условий при тренировках, матчах и выступлениях хоккеистов и фигуристов, а также при трансформации помещения в киноконцертный зал.

В последнее время получает распространение так называемый динамический микроклимат, т. е. микроклимат с определенным режимом изменения (например, в административных зданиях в течение суток). Целесообразность динамического микроклимата заключается в том, что периодическое изменение параметров в помещениях оказывает положительное влияние на самочувствие людей и позволяет снизить энергопотребление системами кондиционирования воздуха. Монотонное выдерживание параметров внутренней среды снижает рабочую активность человека и его сопротивляемость к заболеваниям (в частности, простудным).

Требования к микроклимату кондиционируемых помещений и закономерностям его изменения во времени являются основой выбора систем кондиционирования воздуха, подбора оборудования, определения мощности систем, режима их работы, регулирования и управления.

§ 2. Расчетные внутренние условия кондиционируемых помещений

Расчетные внутренние условия выбирают в зависимости от назначения помещения и времени года. Прежде всего учитывают назначение СКВ: обеспечение комфортных условий для пребывания людей или создание оптимальных условий для производственных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

процессов. К последним кроме технологических относятся также процессы хранения разного рода продукции, процессы, происходящие в сельскохозяйственных культивационных и животноводческих помещениях и т. п. Как правило, оптимальные условия для технологических процессов выбираются однозначными, независимо от внешних факторов; колебания параметров воздушной среды допускаются лишь в определенных пределах. При проектировании систем кондиционирования, предназначенных для обеспечения комфортных условий, необходимо учитывать комплекс факторов.

Одними из важнейших факторов являются характеристики климата района строительства. Если в соответствии с требованиями СНиП II-33-75* для холодного и переходного периодов года (при температурах наружного воздуха ниже 10°С) следует принимать температуру воздуха в помещениях на уровне 21°С, то в теплый период температура внутреннего воздуха в соответствии с этими требованиями должна быть около 25°С. Относительная влажность установлена нормами в пределах 30—60%. По соображениям экономии энергии следует для летних условий выбирать возможно большее значение, для зимних более низкое.

Минимально допустимое значение температуры воздуха в кондиционируемом помещении в теплый период года определяется физиологической реакцией организма человека на различие в температурах наружного и внутреннего воздуха. Поэтому в районах с сухим и жарким климатом температуру воздуха в помещениях во избежание простудных заболеваний принимают несколько выше, чем это рекомендуется нормами и, следовательно, ближе к наружной температуре.

На выбор внутренних параметров воздуха оказывает влияние также и нестационарность летних условий.

Важное значение имеет градация уровней требований к поддержанию тех или иных значений параметров среды, а также способ их обеспечения, характер работы, выполняемой человеком, и степень ее физической тяжести, наличие больших нагретых или охлажденных поверхностей, длительность пребывания в помещении людей.

В зависимости от уровня требований, предъявляемых к внутренней воздушной среде, различают оптимальные и допустимые условия.

Допустимые условия, как правило, принимают в зданиях, оборудованных только системой вентиляции.

При устройстве регулируемых систем кондиционирования воздуха в качестве расчетных обычно устанавливают оптимальные условия. При этом в качестве расчетной температуры помещения $t_{пом}$ принимают:

$$t_{пом} = 0{,}5\ (t_в + t_R), \qquad (I.1)$$

где — $t_в$ температура воздуха в помещении; t_R — радиационная температура помещения

Во многих случаях температура воздуха и радиационная

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

температура помещения мало отличаются друг от друга, вследствие чего часто можно считать $t_{пом}=t_в$. Это справедливо для помещений, в которых нет больших нагретых или охлажденных поверхностей. При наличии в помещении двух или более наружных ограждений или системы лучистого отопления-охлаждения при выборе расчетного значения $t_в$ необходимо учитывать радиационную температуру помещения t_R. Для этого необходимо использовать данные первого и второго условий комфортности в помещении для холодного и теплого периода года [3].

Если температура наружного воздуха $t_н$ устойчиво превышает 30°С, то температуру помещения принимают:

$$t'_{пом} \approx t_{пом} + 0{,}5\ (t_н - 30). \qquad (I.2)$$

Вместе с тем необходимо учитывать длительность пребывания людей в помещениях. Тогда

$$t''_{пом} \approx t_{пом} + (0{,}5 + C)\ (t_н - 30), \qquad (I.3)$$

где C — численный коэффициент, принимаемый равным при продолжительности пребывания людей в помещении $z_{преб}$ до 1 ч $C=0{,}3$, при $z_{преб}$ до 3 ч $C=0{,}1$.

На выбор мощности СКВ оказывает влияние необходимая обеспеченность поддержания заданных внутренних параметров, которая характеризуется коэффициентом $K_{об}$ [3]. Коэффициент $K_{об}$ показывает долю случаев отсутствия отклонений заданных параметров от общего числа случаев их наблюдения либо долю времени, в течение которого не наблюдается отклонений параметров, от общей продолжительности того или иного расчетного сезона года. Тогда коэффициент обеспеченности, соответствующий доле случаев отсутствия отклонений, определяется выражением

$$K_{об,n} = (N - n)/N, \qquad (I.4)$$

а соответствующий доле времени отсутствия отклонений — выражением

$$K_{об,\Delta z} = (Z - \Delta z)/Z, \qquad (I.5)$$

где N — общее число случаев; n — число случаев отклонения условий от расчетных; Z — общая продолжительность периода, Δz — продолжительность отклонения условий от расчетных.

Анализ требований, предъявляемых к среде помещений жилых и гражданских зданий, позволил установить значения коэффициентов обеспеченности для них и продолжительность допускаемых отклонений. Результаты этого анализа для летних условий представлены в табл. I.1.

Воздушная среда промышленных зданий характеризуется большим разнообразием требуемых параметров и допустимых диапазонов отклонений. При этом каждому уровню диапазона отклонений параметров от расчетных значений (обычно температуры) соответствует определенный уровень требований обеспеченности условий и, следовательно, определенное значение коэффициента обеспеченности $K_{об}$. Характеристика обеспеченности $t_в$ для зданий промышленного назначения представлена в табл. I.2.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица I 1. **Значения показателей требуемой обеспеченности**

Характеристика помещений	Уровень требований	$K_{об, n}$	Δz, ч	$K_{об\Delta z}$
Особо высокие требования к санитарно-гигиеническим условиям	Повышенный	Около 1	Около 0	Около 1
Круглосуточное пребывание людей или круглосуточный технологический процесс	Высокий	0,9	50	0,98
Ограниченное во времени пребывание людей	Средний	0,7	200	0,92
Кратковременное пребывание людей	Низкий	0,5	400	0,8

Таблица I.2. **Требования обеспеченности для промышленных зданий**

Требования	Уровень требований	Допустимые амплитуды колебания $t_в$	$K_{об\, n}$
Технологические	Повышенный	0,1	Около 1
	Высокий	0,5	0,9
	Средний	1	0,9
Оптимальные условия для работающих	Высокий	1	0,9
	Средний	1,5	0,7
Допустимые условия для работающих	Низкий	$\geqslant 2$	

Диапазон оптимальных значений параметров внутренней среды показан на рис. I.1. Точка, характеризующая расчетные внутренние условия, определяется пересечением линий $t_в$ и $\varphi_в$. В то же время оптимальным условиям соответствует диапазон изменения параметров $t_в \pm A_{t_в}$ и $\varphi_в \pm A_{\varphi_в}$. При этом изотермы $t_в + A_{t_в}$, $t_в - A_{t_в}$ и линии $\varphi_в + A_{\varphi_в}$, $\varphi_в - A_{\varphi_в}$ ограничивают зону оптимальных внутренних условий. Эти колебания должны выдерживаться в расчетных оптимальных условиях. Но в реальных условиях работы системы с учетом отклонений параметров оборудования от расчетных значений, фактической устойчивости работы системы, разрешающей возможности ее управления необходимо выдержать регламентируемые отклонения температуры $\Delta t_в$ и влажности $\Delta\varphi_в$ от зоны оптимальных внутренних условий (пунктирные линии на рис. I.1).

В табл. I.3 приведены значения оптимальных параметров воздуха в теплый период года для некоторых помещений различного назначения (на основании [1]).

Во многих случаях (в частности, при использовании вентиляции) оказывается достаточным поддерживать допустимые внутренние условия, которые могут отличаться от оптимальных по значениям основных параметров $t_в$ и $\varphi_в$, , по амплитуде $A_{t_в}$ и $A_{\varphi_в}$ и по

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

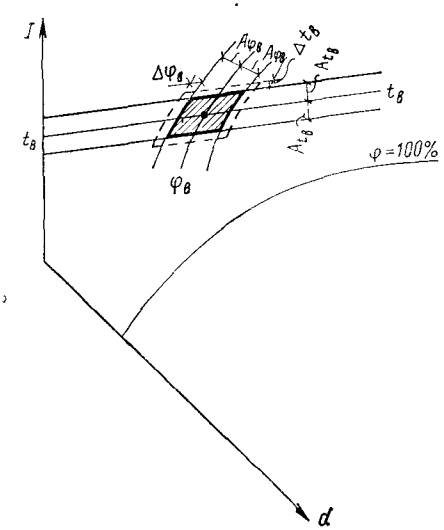


Рис. I.1. Зона оптимальных внутренних условий и диапазоны отклонений

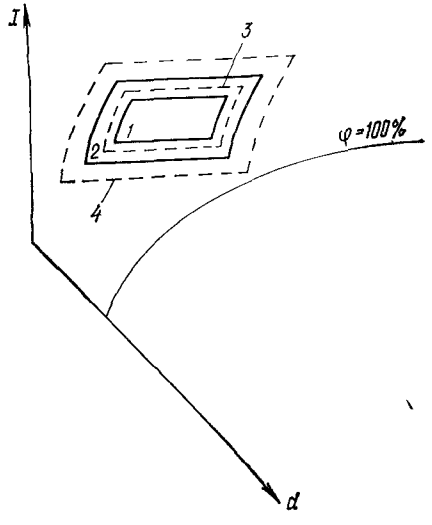


Рис. I.2. Графическое сопоставление зон допустимых и оптимальных условий

1 — оптимальные условия, *2* — допустимые условия; *3* — допустимые отклонения от оптимальных условий; *4* — возможные отклонения от допустимых условий

Таблица I 3. **Оптимальные параметры воздуха в теплый период года**

Помещение	Температура, °С	Относительная влажность, %
Машинный зал ВЦ ЭВМ	21±2	52±7
Термоконстантные помещения для прецизионных работ по группам:		
1-я	20±2	40±5
2-я	20±0,5	40±3
3-я	20±0,2	40±2
4-я	20±0,05	40±1
Особо чистое помещение для прецизионных работ	25±0,5	44±1
Цех офсетной печати	25±2	47±1
Прядильно-крутильный цех хлопчатобумажного производства	25,5±0,5	57,5±2,5
Склад для хранения вареных колбас	4±4	87,5±2,5
Музей	20±4	55±5
Хирургическая операционная	23,5±1,5	57,5±2,5
Цех изготовления электроизмерительных приборов	22,5±1,5	52,5±2,5
Прессовый цех полиграфической фабрики	17,5±2,5	55±5

регламентируемым отклонениям от расчетных условий $\Delta t_в$ и $\Delta\varphi_в$. На рис. I.2 представлено графическое сопоставление зон оптимальных и допустимых условий с указанием регламентированных технологических отклонений параметров от границ соответствующих зон.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В дальнейшем при изучении процессов кондиционирования воздуха (гл. IV) с целью упрощения восприятия материала к рассмотрению приняты не зоны, а точки, соответствующие средним значениям параметров воздушной среды рабочей зоны помещений.

§ 3. Характеристика и расчетные параметры наружного климата для систем кондиционирования воздуха

На выбор систем кондиционирования воздуха и на их функционирование оказывают влияние факторы внешней среды. К их числу относятся: температура, влажность (либо энтальпия) воздуха, интенсивность солнечной радиации, скорость и направление ветра, количество выпадающих осадков (дождя, снега, тумана и т. п.). Указанные факторы наряду с факторами внутренней среды зданий и сооружений влияют на тепловлажностный баланс помещений. От них существенно зависят поступления или потери тепла и влаги через ограждающие конструкции. Кроме того, от них, в первую очередь от температуры и влажности, зависит сам процесс кондиционирования, выбор способов обработки приточного воздуха, установочная мощность СКВ и ее энергопотребление, выбор систем управления и автоматического регулирования СКВ.

Характерным свойством параметров наружного климата является их изменчивость с течением времени. Анализ срочных наблюдений параметров наружного воздуха, выполняемых гидрометеорологическими станциями того или иного географического пункта, свидетельствует об огромном многообразии сочетаний параметров между собой в пределах их возможного существования. Вместе с тем отчетливо прослеживается определенный ход изменения параметров как в течение года, так и в пределах суток. Статистическая обработка данных многолетних наблюдений параметров наружного климата позволяет установить вероятность ожидания их повторения. Исходя из этого выбирают параметры воздуха в качестве расчетных, учитывая требования к поддержанию параметров воздушной среды в обслуживаемых помещениях и соответствующие им значения коэффициентов обеспеченности. Методика выбора расчетных сочетаний характеристик изменения параметров наружной среды для расчетных зимних и летних условий в течение года изложена в курсе «Строительная теплофизика» и здесь не рассматривается.

Строительными нормами и правилами (СНиП II-33-75*) регламентируются параметры наружного воздуха А, Б и В. Для холодного периода года приняты: параметры А — средняя температура наиболее холодного периода и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч; параметры Б — средняя температура наиболее холодной пятидневки и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч; параметры В — абсолютная мини-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мальная температура и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч.

Для теплого периода года в качестве расчетных приняты:

параметры А — температура и энтальпия воздуха, более высокие значения которых в данном географическом пункте наблюдаются 400 ч и менее в году в среднем; расчетная температура для параметров А соответствует средней температуре самого жаркого месяца в 14 ч, кроме ряда пунктов в северных районах страны, где расчетная температура на 1,5—2,5° выше средней температуры самого жаркого месяца;

параметры Б — температура воздуха, более высокое значение которой в данном географическом пункте наблюдается 220 ч и менее в году в среднем по многолетним наблюдениям, и соответствующая ей энтальпия;

параметры В — абсолютная максимальная температура и соответствующая этой температуре энтальпия воздуха, зарегистрированные наблюдениями за многолетний период в данном пункте.

В результате представляется возможным проследить связь между обеспеченностью расчетных внутренних условий и расчетными параметрами наружного воздуха в зависимости от уровня требований, предъявляемых к помещениям (табл. I.4).

Таблица I.4. **Требуемая обеспеченность и ее связь с градациями климата по СНиП**

Уровень требований	K об n	Δz, ч	K об, Δz	Параметр по СНиП (приблизительно)
Повышенный	~1	~0	~1	В
Высокий	0,9	~50	~0,98	Б
Средний	0,7	~200	~0,92	—
Низкий	0,5	~400	~0,8	А

Вместе с тем следует обратить внимание на то, что приводимые в нормативной и справочной литературе расчетные характеристики наружного климата географических пунктов основаны на измерениях, выполняемых метеостанциями, и в определенной мере зависят от местоположения станции. В географических пунктах, особенно в крупных городах, в зависимости от особенностей рельефа и характера местности, вида застройки, наличия промышленных объектов, выбросов тепла, загрязнения атмосферы и т. п. в один и тот же момент времени в разных районах параметры наружного воздуха могут существенно различаться. Например, в Москве в холодный период года разница температур наружного воздуха в центральных и периферийных районах может достигать 10°С и даже больше. В ряде случаев в крупных городах предусматривают порайонную корректировку расчетных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

параметров наружного климата, поскольку различие имеют не только температуры, но и влажность, скорость и направление ветра, а также в известной мере интенсивность солнечной радиации и количество атмосферных осадков. Такая корректировка позволяет создавать более рациональные системы кондиционирования микроклимата, экономнее и целесообразнее расходовать энергию для обеспечения их работы.

§ 4. Роль систем кондиционирования воздуха в общей системе кондиционирования микроклимата

Система кондиционирования микроклимата включает в себя различные инженерные средства и устройства, обеспечивающие заданные условия микроклимата в помещениях здания (ограждающие конструкции, солнцезащитные устройства, другие конструктивно-планировочные средства, а также системы отопления-охлаждения, вентиляции, кондиционирования воздуха).

Ограждающие конструкции, солнцезащитные устройства и другие конструктивно-планировочные средства можно отнести к пассивным методам кондиционирования микроклимата. Они позволяют снизить теплопоступления или потери тепла, обеспечить тепло- и влагоустойчивость помещений. От них зависит установочная мощность (а также годовое энергопотребление) систем отопления-охлаждения, вентиляции и кондиционирования воздуха, которые относятся к активным средствам кондиционирования микроклимата. В свою очередь отопление-охлаждение и вентиляция являются системами ограниченного действия, а кондиционирование воздуха — универсальной системой в части поддержания заданных значений температуры и влажности воздуха в помещении. В табл. I.5. показано сопоставление возможностей средств кондиционирования микроклимата.

Таблица I.5. **Сопоставление средств кондиционированиия микроклимата**

Средство	Обеспечение заданного параметра воздуха			
	температуры		влажности	
	в период			
	теплый	холодный	теплый	холодный
Ограждающие конструкции	+	+	—	—
Отопление	—	+	—	—
Охлаждение	+	—	—	—
Вентиляция	+	+	—	—
Кондиционирование	+	+	+	+

Из табл. I.5 следует, что кондиционирование воздуха обеспечивает круглогодичное поддержание регулируемых значений температуры и влажности воздуха в обслуживаемых помещениях. Таким образом, остальные активные средства кондиционирования

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

микроклимата являются частными случаями кондиционирования воздуха.

Применение СКВ может быть вызвано необходимостью поддержания заданного микроклимата в помещениях, обеспечения комфортных условий для людей, оптимизации технологических процессов, повышения производительности труда, качества продукции, продуктивности животных, сокращения потерь сырья и продукции.

Для решения вопроса о возможности применения кондиционирования воздуха необходимо иметь технико-экономическое обоснование, поскольку это связано с большими затратами — высокая стоимость оборудования для кондиционирования воздуха, систем холодоснабжения, автоматического регулирования и управления; дополнительное энергопотребление и т. д.

§ 5. Требования к системам кондиционирования воздуха

К системам кондиционирования воздуха предъявляются санитарно-гигиенические, строительно-монтажные и архитектурные, эксплуатационные и экономические требования.

В соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями в обслуживаемых помещениях системы кондиционирования воздуха должны обеспечивать заданные внутренние условия — температуру, относительную влажность, газовый состав, чистоту и подвижность воздуха. Система организации воздухообмена в помещении должна исключать существование застойных зон и зон повышенной подвижности, обеспечивать равномерность распределения температуры, влажности и подвижности воздуха в рабочей зоне. Воздушные потоки направляются из помещений с более высокими требованиями к параметрам воздушной среды в сторону помещений с менее высокими требованиями.

Уровень шума от работающего оборудования не должен превышать допустимых значений.

Строительно-монтажные и архитектурные требования включают в себя: сокращение площадей помещений для оборудования систем кондиционирования воздуха и их элементов; эстетическую увязку элементов систем кондиционирования с интерьером помещений, обеспечение минимальных затрат времени на монтаж, испытания и наладку систем с возможностью позонного ввода их в эксплуатацию; увязку работ по сооружению конструкции зданий с монтажом систем кондиционирования; звуко- и виброизоляцию движущегося оборудования от элементов строительных конструкций, а также противопожарные мероприятия.

Разнообразны и эксплуатационные требования, в которые входит: легкость переключения с одного режима работы на другой (в том числе и на оптимальное функционирование); блокировка систем с целью обеспечения возможности их функциониро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вания при выходе из строя одного из кондиционеров; индивидуальное поддержание в каждом из обслуживаемых помещений требуемых параметров воздушной среды (проектирование пофасадных и позонных систем); установка оборудования в ограниченном числе мест; доступность его обслуживания и ремонта; устройство модульных систем, предусматривающих возможность сохранения системы при реконструкции зданий и при возможных изменениях технологии производства; герметичность воздуховодов, запорно-регулирующих устройств и других элементов.

Экономические требования предусматривают эффективность СКВ, которая определяется высокой надежностью всех элементов системы, заданной обеспеченностью, устойчивостью и управляемостью системы. Эффективность определяется комплексными показателями, важной составляющей которых является минимум приведенных затрат (см. гл. XI).

§ 6. Определение требуемого для СКВ количества наружного воздуха и выбор схем организации воздухообмена

Использование наружного воздуха в СКВ требует значительных затрат тепла и холода на тепловлажностную обработку, а также электроэнергии на очистку от пыли. Поэтому всегда следует стремиться к возможному уменьшению его количества. Минимально допустимое количество используемого наружного воздуха $L_{н.\,мин}$ определяется исходя из следующих трех требований: обеспечения требуемой санитарной нормы подачи воздуха на одного человека; компенсации воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией и используемого на технологические нужды; поддержания избыточного давления в кондиционируемом помещении. Из расчетных значений, полученных в соответствии с перечисленными требованиями, выбирается наибольшее.

Нормируемые расходы наружного воздуха, подаваемого на

Таблица I.6. **Расход наружного воздуха $L_н$**

Здания	$L_н$, м³/(ч·чел.)	Здания	$L_н$, м³/(ч·чел.)
Общественные:		Производственные при объеме помещения на одного работающего:	
при отсутствии курения	25	<20 м³	30
» незначительном курении	35	20—40 м³	20
» значительном курении	50	Производственные без окон и фонарей	40
» сильном курении	75	Общественные и производственные, в которых необходимо удалять неприятные запахи	70
для детей до 12 лет	15		
Спортивные (на 1 спортсмена)	80		
Больницы	80		

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

одного человека для помещений общественных и производственных зданий, приведены в табл I.6.

Расчетное количество воздуха, которое необходимо удалять вытяжными вентиляционными системами, определяется расчетом исходя из условий обеспечения допустимых концентрации в воздухе помещений выделяющихся вредных газов, паров и пыли (для общеобменной вентиляции) и компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами (при местной вентиляции). Методика определения количества удаляемого воздуха изложена в курсе «Вентиляция» [5]

Для поддержания избыточного давления в кондиционируемых помещениях с повышенными требованиями к воздушной среде с целью предотвращения перетекания в них воздуха из смежных помещений или притока некондиционированного воздуха из внешней среды приток воздуха должен превышать его вытяжку. Кратность превышения притока воздуха над вытяжкой, $ч^{-1}$, зависит от типа помещения

Помещение без окон и наружных дверей	0 5—0 75
Помещение с окнами	
на одну сторону	1
» две стороны	1 5
» три и четыре стороны	2
Вестибюль	2—3

При наличии в кондиционируемом помещении часто открывающихся дверей дополнительное количество воздуха, компенсирующего расходы воздуха, уходящего через двери, определяется расчетом [1]

При проектировании СКВ расчетное количество наружного воздуха часто зависит также от принимаемой схемы обработки воздуха в кондиционере и способа регулирования режимов работы СКВ Определенное влияние оказывает также выбор схемы организации воздухообмена и типов воздухораспределительных устройств, обеспечивающих необходимые или заданные параметры воздушной среды в обслуживаемой зоне помещения

В отличие от систем приточной вентиляции, где параметры приточного воздуха в теплый период года близки к параметрам наружной среды, при использовании СКВ параметры приточного воздуха могут варьироваться в широких пределах В зависимости от предъявляемых к кондиционируемым помещениям требований (по технологическим или комфортным соображениям) могут быть использованы схемы организации воздухообмена «сверху вниз» или «снизу вверх». При подаче воздуха сверху вниз рабочая разность температур Δt воздуха обслуживаемой зоны $t_в$ и притока $t_п$

$$\Delta t = t_в - t_п \qquad (I\ 6)$$

может достигать больших значений. Температура удаляемого (вытяжного) воздуха $t_у$ в этом случае принимается равной температуре обслуживаемой зоны $t_в$, т. е. $t_у = t_в$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При использовании схемы «снизу вверх» значения Δt обычно имеют небольшую величину (2—3°С). В то же время температура удаляемого воздуха $t_у$ может быть существенно выше температуры $t_в$ в зависимости от размеров, теплонапряженности помещения и пр. Обоснование возможности принятия того или иного значения Δt и соответственно $t_п$ производится расчетом неизотермических струйных течений в помещении, создаваемых воздухораспределительными устройствами. Эти расчеты производят исходя из допустимости отклонения параметров приточного воздуха ($\Delta t_{доп}$, v) в объеме обслуживаемой зоны (см. курс «Вентиляция»).

В вентиляционной технике для определения параметров удаляемого воздуха (в частности, температуры $t_у$) используют температурный показатель m, представляющий собой относительную разность температур:

$$m = (t_в - t_п)/(t_у - t_п). \qquad (I.7)$$

Показатель m зависит от интенсивности тепловых потоков над оборудованием и от размещения оборудования, объемно-планировочных решений помещения, способов подачи и удаления воздуха и устанавливается на основании опытных данных для характерных помещений. При известном значении показателя m температура удаляемого воздуха на основании выражения (I.7) составит:

$$t_у = t_п + (t_в - t_п)/m. \qquad (I.8)$$

Выбор значения m, а в некоторых случаях и $t_у$ производят на основании справочных данных по проектированию вентиляции и кондиционирования воздуха.

Температура удаляемого воздуха в помещениях жилых и общественных зданий ориентировочно может быть определена по формуле

$$t_у = t_в + \operatorname{grad} t\ (H - 2), \qquad (I.9)$$

где $\operatorname{grad} t$ — градиент температуры по высоте помещения выше обслуживаемой зоны; при удельных избытках явного тепла более 80 кДж/м³ $\operatorname{grad} t = 0{,}8 \div 1{,}5$°С/м, при 40—80 кДж/м³ $\operatorname{grad} t = 0{,}3 \div 1{,}2$°С/м и при избытках менее 40 кДж/м³ $\operatorname{grad} t = 0 \div 0{,}5$°С/м (меньшие значения принимаются для холодного периода года, бо́льшие для теплого); H — высота помещения, м.

Обоснованный выбор значений $t_п$ и $t_у$ имеет существенное значение, так как он влияет на производительность СКВ и, следовательно, на их энергопотребление и экономичность.

§ 7. Структурная схема системы кондиционирования воздуха

Принципиальная схема устройства системы кондиционирования воздуха аналогична системе приточной механической вентиляции. В соответствии с назначением СКВ должна подавать в помещение предварительно подготовленный приточный воздух, на который возлагается функция регулирующего воздействия на тепловлажностное состояние помещения. Это состояние подвергается изменяющимся возмущающим воздействиям. Изменяется также тем-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

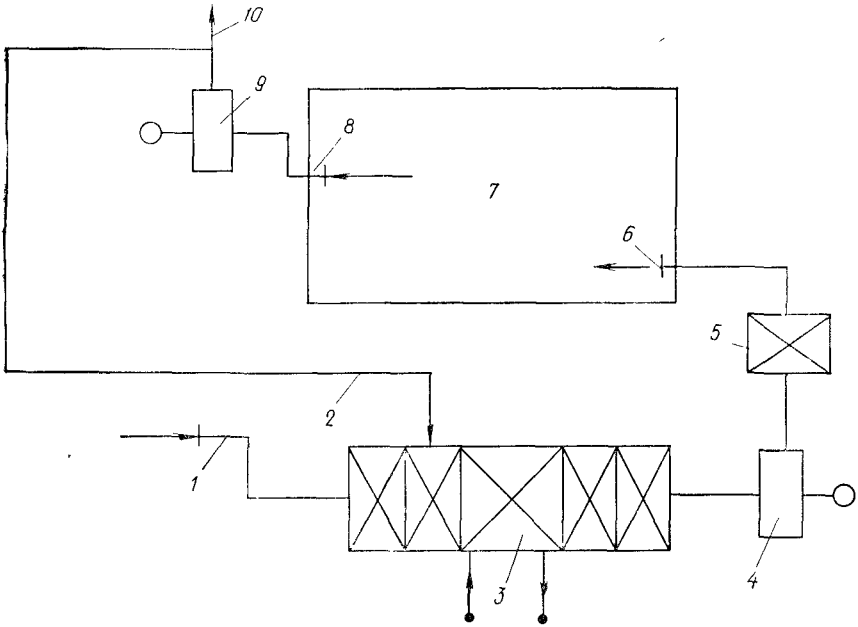


Рис. I.3. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха

1 — воздухозаборное устройство, *2* — рециркуляционный воздуховод; *3* — установка кондиционирования воздуха, *4* — приточный вентилятор, *5* — доводчик; *6* — система распределения воздуха, *7* — помещение, *8* — система удаления воздуха, *9* — вытяжной вентилятор; *10* — канал для выброса воздуха

пература и влажность наружного воздуха, поэтому воздуху, прежде чем подать его в помещение, необходимо придать определенное состояние (заданные кондиции). Его необходимо очистить, охладить и осушить летом, нагреть и увлажнить зимой. Тепловлажностная обработка воздуха является основным процессом.

Наружный воздух забирают через воздухозаборные устройства (рис. I.3). В кондиционере он очищается в фильтрах, смешивается, если это целесообразно, с рециркуляционным воздухом, проходит регулируемую тепловлажностную обработку в специальных устройствах. По пути он может проходить дополнительную обработку в доводчиках. Воздух поступает в помещение через воздухораспределительные устройства, обеспечивающие его требуемую подвижность в обслуживаемой или рабочей зоне помещения. Приточный кондиционированный воздух выполняет в помещении свои регулирующие функции и замещает отработанный воздух. Воздух через вытяжные устройства может удаляться из помещения вытяжным вентилятором наружу, а частично направляться на рециркуляцию в кондиционер. Возмущающие воздействия изменяются в течение года, сезона, суток, поэтому на всех этапах изменяются условия обработки воздуха и соответственно меняется режим работы, регулирования и управления СКВ.

Основными элементами схемы СКВ (рис. I.4) являются

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

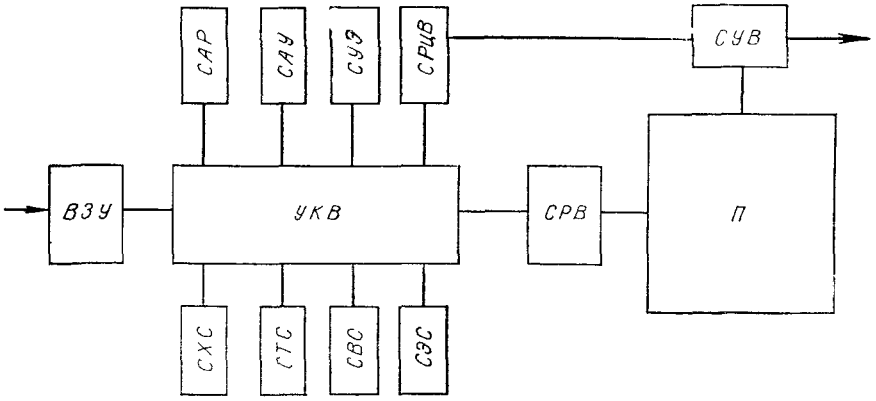


Рис. 1.4 Структурная схема системы кондиционирования воздуха

ВЗУ — воздухозаборное устройство, *П* — помещение, *САР* — система автоматического регулирования, *САУ* — система автоматического управления, *СВС* — система водоснабжения и дренажа, *СРВ* — система распределения воздуха, *СРцВ* — система рециркуляции воздуха, *СТС* — система теплоснабжения, *СУВ* — система удаления воздуха, *СУЭ* — система утилизации энергии *СХС* — система холодоснабжения, *СЭС* — система энергоснабжения *УКВ* — установка кондиционирования воздуха

воздухозаборное устройство, установка кондиционирования воздуха, система подачи и распределения воздуха в помещении и система удаления и рециркуляции воздуха. Обслуживающие и дополнительные системы и устройства — это системы теплоснабжения, холодоснабжения, водоснабжения (водоподготовки и дренажа), электроснабжения. Отличительной особенностью СКВ является то, что она имеет автоматизированную систему, обеспечивающую режим ее работы и регулирование В современных условиях СКВ, как правило, включает систему утилизации тепла, холода, использования нетрадиционных источников энергии. Вся эта сложная совокупность устройств для поддержания режима работы с заданной обеспеченностью при минимальном расходовании энергии должна иметь систему автоматизированного управления Далее будут подробно рассмотрены отдельные системы и их устройство. Система забора, распределения и удаления воздуха описаны в курсе «Вентиляция» и их специфика для СКВ не является существенной.

§ 8. Классификация систем кондиционирования воздуха

Из рассмотрения принципиальной и структурной схемы СКВ следует, что весь комплекс ее технических устройств можно представить в виде двух взаимосвязанных контуров (рис I.5)

Главный контур I, в котором обрабатывается и перемещается кондиционируемый воздух, состоит из трех основных элементов установки кондиционирования (тепловлажностной обработки) воздуха; системы воздуховодов и устройств для забора,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

распределения, удаления и рециркуляции воздуха; помещения, как объекта регулирования.

Дополнительный контур II (система тепло- и холодоснабжения) в свою очередь состоит также из трех основных элементов: той же установки тепловлажностной обработки; распределительной системы тепло- и холодоснабжения; источников тепла и холода (теплообменники, холодильная установка).

Установка тепловлажностной обработки воздуха является одновременно элементом и главного и дополнительного контуров.

Рассмотрим классификацию СКВ прежде всего по признакам особенностей и взаимосвязи основных элементов главного и дополнительного контуров (рис. I.6).

По расположению основных элементов в главном контуре *I* СКВ подразделяются на *центральные и местные.* В центральных системах воздух обрабатывается в центральном кондиционере и распределяется по отдельным помещениям здания. Местные кондиционеры включают все три основных элемента и располагаются в отдельных помещениях, которые они обслуживают.

По расположению основных элементов в дополнительном контуре *II* СКВ разделяют на *автономные и неавтономные.* В автономных СКВ каждый кондиционер имеет свою систему тепло- и холодоснабжения. Неавтономные СКВ имеют централизованные генераторы тепла и холода, от которых тепло- и холодоноситель разветвленной сетью подводится к отдельным кондиционерам.

Центральные СКВ, получившие в нашей стране наибольшее распространение, имеют неавтономные кондиционеры, снабжаемые теплом и холодом. Местные СКВ имеют обычно автономные кондиционеры, которые снабжаются извне только электроэнергией. Центральные однозональные СКВ обслуживают одно крупное помещение (например, зрительный зал, цех и т. п.) или несколько небольших, но характеризуемых близкими тепловлажностными условиями.

В крупных промышленных и общественных зданиях применяются *центрально-местные* СКВ. Первичная обработка наружного воздуха в этих системах централизована, а окончательная его доводка для получения требуемых параметров приточного воздуха осуществляется в местных неавтономных кондиционерах-доводчиках, расположенных в отдельных зонах или помещениях здания. В отличие от однозональных центральных такие СКВ называют также центральными многозональными СКВ

Весьма существенным для классификации СКВ является построение и режим работы системы воздуховодов основного контура.

По использованию наружного воздуха СКВ делятся на *прямоточные,* где используется для кондиционирования только наружный воздух, и на *рециркуляционные* (приточно-рециркуляционные — с частичной одной или двумя рециркуляциями внутреннего воздуха и с полной рециркуляцией, где

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

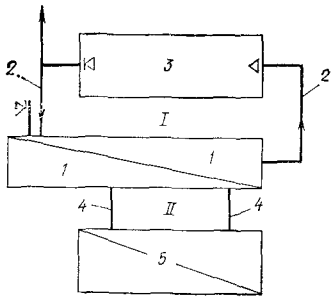


Рис. I.5. Главный *I* и дополнительный *II* контуры системы кондиционирования воздуха

1 — установка кондиционирования воздуха, *2* — система воздуховодов и устройств для забора, распределения, удаления и рециркуляции воздуха; *3* — помещение, *4* — распределительные сети *СХС, СВС, СТС, СУТ* и *СЭС*, *5* — генераторы тепла и холода, системы подачи воды и электроэнергии

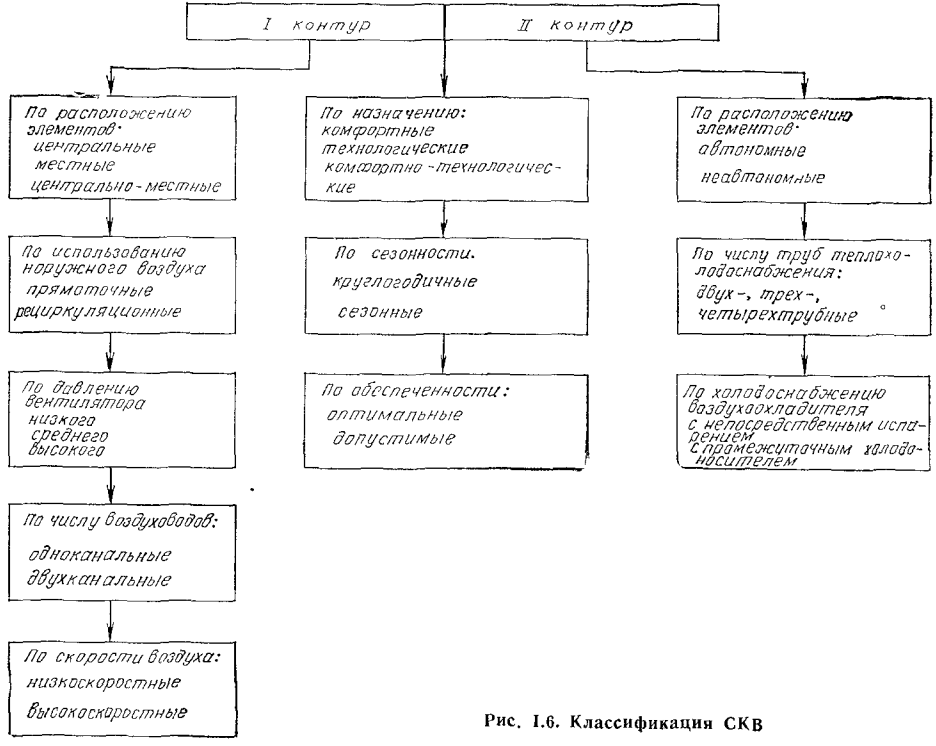


Рис. I.6. Классификация СКВ

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

для специальных помещений и режимов используется для кондиционирования только воздух помещения).

По давлению, развиваемому вентиляторами, СКВ условно подразделяются на системы *низкого* (до 1 кПа), *среднего* (1—3 кПа) и *высокого* давления (свыше 3 кПа).

По числу воздуховодов для подачи кондиционированного воздуха к помещениям СКВ делятся на *одноканальные* и *двухканальные*.

По скорости воздуха в приточных воздуховодах: на *низкоскоростные* (до 8 м/с) и *высокоскоростные* (более 8 м/с) СКВ.

Рассмотрим существенные признаки по основным элементам дополнительного контура для классификации СКВ.

Для центрально-местных СКВ наиболее существенным показателем является число труб подводимых к доводчикам от источников теплохолодоснабжения. В зависимости от их числа системы тепло- и холодоснабжения подразделяются на двух-, трех- и четырехтрубные.

По способу холодоснабжения воздухоохладителя кондиционера от источника холода СКВ подразделяются на системы с *непосредственным испарением* хладагента и с *промежуточным холодоносителем*.

Независимо от схемы и устройства отдельных элементов СКВ подразделяют также по их основному назначению, связанному с созданием в помещениях необходимых климатических условий, на *комфортные*, *технологические* и *комфортно-технологические*

Для поддержания в помещениях жилых, общественных и промышленных зданий необходимых санитарно-гигиенических условий для находящихся в них людей применяют системы комфортного кондиционирования воздуха.

Если назначение системы состоит только в обеспечении требуемых условий протекания производственных процессов, то она называется системой технологического кондиционирования. Системы технологического кондиционирования, в свою очередь, дополнительно подразделяют по видам технологических процессов, которые они обслуживают (например, СКВ для регулирования скорости химической реакции, скорости кристаллизации, создания условий хранения продукции и т. д.). Особо следует выделить системы *прецизионного кондиционирования* воздуха для помещений точной доводки оптики. инструментов и т. д.

При комфортно-технологическом кондиционировании параметры воздушной среды, оптимальные для технологического процесса, совпадают или незначительно отличаются от комфортных для человека. При несовпадении этих требований применяют комбинированные СКВ — *локальные технологические* для зоны протe-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кания технологического процесса и *комфортные* для обслуживаемой, рабочей зоны помещения.

По сезонности обеспечения условий в помещении СКВ могут быть *круглогодичными* и *сезонными* (для работы только летом или зимой)

СКВ подразделяются также по обеспеченности расчетных внутренних условий. СКВ, обеспечивающие строгое поддержание заданных оптимальных условий в течение всего года, обычно относят к системам *полной обеспеченности.* Если же это требование не выполняется или выполняется в пределах допустимых условий в отношении одного параметра, например температуры, или в течение сезона, или другого ограниченного отрезка времени, то СКВ относят к системам *неполной (допустимой) обеспеченности*

Глава II. СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА И ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО СОСТОЯНИЯ

§ 9. Свойства влажного воздуха

Бытовые и технологические процессы, происходящие в помещениях, сопровождаются выделением вредностей В вентиляционной технике вредностями собирательно называется избыточное поступление в помещение тепла, влаги, газов и паров, а также пыли, носителем которых является воздух (кроме лучистого тепла). При кондиционировании из помещения извлекается загрязненный воздух и подается чистый. Таким образом, воздух является основной рабочей средой процессов вентиляции и кондиционирования воздуха.

Свойства воздуха определяются его газовым составом, тепловлажностным состоянием и содержанием вредных газов, паров, пыли Окружающий нас атмосферный воздух является смесью газов Смесь сухого воздуха с водяным паром (воздушно-паровая смесь) называется влажным воздухом. Состав сухой части атмосферного воздуха представлен в табл. II.1. В дополнение к сведениям, данным в курсе «Вентиляция», здесь в основном остановим-

Таблица II 1 **Состав сухой части атмосферного воздуха**

Компонент	Содержание %	
	по массе	по объему
Азот	75,55	78,13
Кислород	23,1	20,9
Аргон, неон и другие инертные газы	1,3	0,94
Углекислота	0,05	0,03

Примечание В воздухе также содержится весьма незначительное количество водорода озона и некоторых других газов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ся на тепловлажностных свойствах воздуха как рабочей среды процесса кондиционирования.

К влажному воздуху с достаточной степенью точности применимы законы смеси идеальных газов. Каждый газ, в том числе и водяной пар, занимает тот же объем V, что и вся смесь, имеет температуру смеси T, но находится под своим парциальным давлением p_i.

Согласно закону Дальтона, сумма парциальных давлений газов равна полному барометрическому давлению смеси:

$$P_б = \Sigma p_i, \qquad (II.1)$$

где p_i — парциальное давление i-го газа, Па

Парциальное давление отдельного газа определяют по уравнению Клапейрона

$$p_i = \frac{M_i R T}{V \mu_i} = \frac{\nu_i}{V} R T, \qquad (II\ 2)$$

где M_i — масса i-го газа, кг; R=8,314 кДж/(кмоль·К) — удельная газовая постоянная; V — объем газа, м³; μ_i — молекулярная масса i-го газа, кг/моль; ν_i — количество молей i-го газа, входящего в состав смеси

При расчетах кондиционирования влажный воздух удобно рассматривать как бинарную смесь (двух газов), состоящую из водяного пара (газа с молекулярным весом $\mu_п$=18) и сухого воздуха (условного однородного газа с молекулярным весом $\mu_{с\ в}$=29). Барометрическое давление $P_б$ в этом случае равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_{с\ в}$ и водяного пара $p_п$:

$$P_б = p_{с\ в} + p_п. \qquad (II\ 3)$$

Барометрическое давление над уровнем моря в среднем составляет 101,3 кПа. С изменением высоты над уровнем моря расчетное барометрическое давление изменяется и может быть определено на основании климатологических данных. Текущие значения барометрического давления могут иметь систематические колебания в пределах приблизительно ±5%.

Уравнение состояния влажного воздуха удобно записать пользуясь плотностью ρ_i, кг/м³:

$$\rho_i = M_i/V \qquad (II.4)$$

и удельной газовой постоянной R_i сухого воздуха и водяного пара

$$R_i = R/\mu_i. \qquad (II.5)$$

Для сухого воздуха при атмосферном давлении (1 физическая атмосфера =101,325 кПа), плотность $\rho_{с\ в}$, кг/м³, по формулам (II.2) и (II.4)

$$\rho_{с\ в} = \frac{p_{с.в}\ \mu_{с\ в}}{RT} = \frac{101\,325 \cdot 29}{8{,}314\ 10^3 T} \approx \frac{353}{T}. \qquad (II.6)$$

При стандартных условиях (давление 101,325 кПа и температура 20°С) плотность $\rho_{с.в}^{станд}$ равна 1,2 кг/м³. При других давлениях $p_{с\ в}$, Па, и температурах, К, плотность сухого воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\rho_{с.в} \approx 1{,}2 \frac{293}{T} \frac{p_{с\ в}}{101{,}3} \approx 0{,}35\ 10^{-2} \frac{p_{с\ в}}{T}. \qquad (II.7)$$

Доля влаги в воздухе обычно невелика и плотность влажного воздуха мало отличается от плотности сухого воздуха.

Плотность влажного воздуха определяется по формуле

$$\rho_в \approx 353/T - 0{,}97\ 10^{-3}\, p_п/T. \qquad (II.8)$$

Из формулы (II.8) следует важный вывод о том, что плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха. При обычных условиях в помещении доля второго члена в формуле (II.8), определяющего разницу ρ влажного и сухого воздуха, при прочих равных условиях составит всего лишь около 0,75% величины $\rho_{с\ в}$, и в инженерных расчетах обычно считают

$$\rho_в \approx \rho_{с.в}. \qquad (II.9)$$

При обработке и изменении свойств влажного воздуха в процессе кондиционирования количество его сухой части остается неизменным, поэтому принято при рассмотрении тепловлажностного состояния воздуха все его показатели относить к 1 кг сухой части влажного воздуха.

Влажность воздуха характеризуется количеством содержащегося в нем водяного пара. Количество водяного пара, кг, приходящееся на 1 кг сухой части влажного воздуха, называют *влагосодержанием* воздуха d', кг/кг:

$$d' = \frac{p_п}{p_{с\ в}} = \frac{R_{с\ в}\, p_п}{R_п\, p_{с.в}} = 0{,}623 \frac{p_п}{P_б - p_п}. \qquad (II\ 10)$$

Численные значения d' обычно являются малой дробью, поэтому в расчетах удобнее пользоваться влагосодержанием d (в г влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха), для которого формула (II.10) приобретает вид:

$$d = 1000\, d' = 623\, p_п/(P_б - p_п). \qquad (II\ 11)$$

Влагосодержание воздуха может быть различным, однако его максимальная величина при заданной температуре строго определена насыщенным состоянием водяных паров. В связи с этим для характеристики степени увлажненности воздуха удобно пользоваться показателем *относительной влажности воздуха* φ, который показывает степень насыщенности воздуха водяным паром в % или в долях единицы полного насыщения при одинаковых температуре и давлении.

При относительной влажности 100% воздух полностью насыщен водяными парами и его называют насыщенным. При $\varphi < 100\%$ водяные пары находятся в перегретом состоянии и влажный воздух называют *ненасыщенным*. Величина φ равна отношению парциального давления водяного пара $p_п$ во влажном воздухе данного состояния к парциальному давлению насыщенного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

водяного пара $p_{п.н}$ в насыщенном влажном воздухе при той же температуре:

$$\varphi = \frac{p_п}{p_{п.н}} 100. \qquad (II.12)$$

Давление насыщенного водяного пара зависит **только** от температуры. Его значение определяют экспериментальным путем и приводят в специальных таблицах [28]. Кроме того, имеется ряд формул, аппроксимирующих зависимость $p_{п.н}$ от t. Например, для области положительных температур при определении $p_{п.н}$ от t, °С, можно приблизительно считать:

$$p_{п.н} = 479 + (11{,}52 + 1{,}62\,t)^2. \qquad (II.13)$$

Пользуясь понятием относительной влажности воздуха φ', влагосодержание воздуха [см. формулу (II.11)] может быть определено формулой

$$d = 623\,\varphi'\,p_{п.н}/(P_б - \varphi'\,p_{п.н}). \qquad (II.14)$$

Удельные теплоемкости[1] сухого воздуха $c_{с.в}$ и водяного пара $c_п$ в обычном для вентиляционного процесса диапазоне температур можно считать постоянными и равными $c_{с.в} = 1{,}005$ кДж /(кг·°С), $c_п = 1{,}8$ кДж/(кг·°С).

Удельную энтальпию сухого воздуха[1] $I_{с.в}$ при $t = 0$°С принимают равной нулю. При произвольном значении температуры

$$I_{с.в} = c_{с.в}\,t. \qquad (II.15)$$

Теплота парообразования для воды при $t = 0$°С равна $r = 2500$ кДж/кг, поэтому энтальпия пара $I_п$ во влажном воздухе при этой температуре равна r. При произвольной температуре

$$I_п = 2500 + 1{,}8\,t. \qquad (II.16)$$

Энтальпия влажного воздуха I складывается из энтальпии сухой его части и энтальпии водяных паров. Энтальпия влажного воздуха, отнесенная к 1 кг сухой части влажного воздуха, при произвольной температуре t и влагосодержании d

$$I = 1{,}005\,t + (2500 + 1{,}8\,t)\,d/1000. \qquad (II.17)$$

Если ввести характеристику теплоемкости влажного воздуха

$$c_в = 1{,}005 + 1{,}8\,d/1000, \qquad (II.18)$$

тогда

$$I = c_в\,t + r\,d/1000. \qquad (II.19)$$

В результате конвективного теплообмена воздуху передается *явное тепло,* температура воздуха повышается и соответственно изменяется его энтальпия. При поступлении водяного пара (при подаче пара от внешних источников) в воздух передается *теплота парообразования* и энтальпия воздуха возрастает. В данном слу-

[1] Далее для сокращения удельную теплоемкость, кДж/(кг·°С), и удельную энтальпию, кДж/кг, будем называть соответственно теплоемкостью и энтальпией.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

чае это происходит вследствие изменения энтальпии водяного пара, масса которого увеличивается. Температура же воздуха остается неизменной.

Кроме характеристик тепловлажностного состояния свойства воздуха, как было сказано выше, определяются содержанием в нем вредных газов и паров. Количество этих вредностей в литрах обычно относят к 1 м³ воздуха. Содержание пыли в воздухе обычно измеряют в мг/м³ или в г/кг.

При расчете современных систем кондиционирования представляет интерес содержание в воздухе положительно и отрицательно заряженных ионов (см. § 23). Имеет значение также наличие пахнущих примесей, степень озонирования воздуха и пр. Освещение этих вопросов дается в специальной литературе.

§ 10. $I-d$-диаграмма влажного воздуха

На основе системы уравнений, включающей зависимости (II.11), (II.12), (II.17), а также функциональную связь $p_{\text{п н}}=f(t)$, Л. К. Рамзиным в 1918 г. была составлена так называемая I—d-диаграмма[1], широко используемая в расчетах вентиляции, кондиционирования воздуха, сушке и других процессах, связанных с изменением состояния влажного воздуха. В $I-d$-диаграмме (рис. II.1) графически связаны все параметры, определяющие тепловлажностное состояние воздуха, это I, d, t, φ, $p_{\text{п}}$. $I-d$-диаграмма построена в косоугольной системе координат. Такая система позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает ее удобной для графических построений. По оси ординат отложены значения энтальпий I, кДж/кг сух. возд., по оси абцисс, направленной под углом 135° к оси I, — значения влагосодержаний d, г/кг сух. возд. Поле диаграммы разбито линиями постоянных энтальпий $I=\text{const}$ и влагосодержаний $d=\text{const}$. На диаграмму нанесены также линии постоянных температур $t=\text{const}$.

Если какой-либо точке 1 (рис. II 2), лежащей на изотерме $t_1=\text{const}$, соответствует энтальпия I_1, графически на $I-d$-диаграмме эта энтальпия равна сумме трех отрезков. Размеры отрезков определяются по уравнению (II.17), которое можно записать после преобразования в виде

$$I_1 = 2{,}5\,d_1 + 1{,}005\,t_1 + 1{,}8\cdot 10^{-3}\,t_1\,d_1. \qquad \text{(II 20)}$$

Из уравнения (II.20) и рис. II.2 можно сделать вывод, что в $I-d$-диаграмме изотермы не параллельны между собой и чем выше температура влажного воздуха, тем больше отклоняются вверх его изотермы.

Кроме линий постоянных I, d и t на поле диаграммы нанесе-

[1] Известна также $I-x$-диаграмма Молье (где x — влагосодержание воздуха, выраженное в кг/кг), которая обычно применяется в странах Европы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

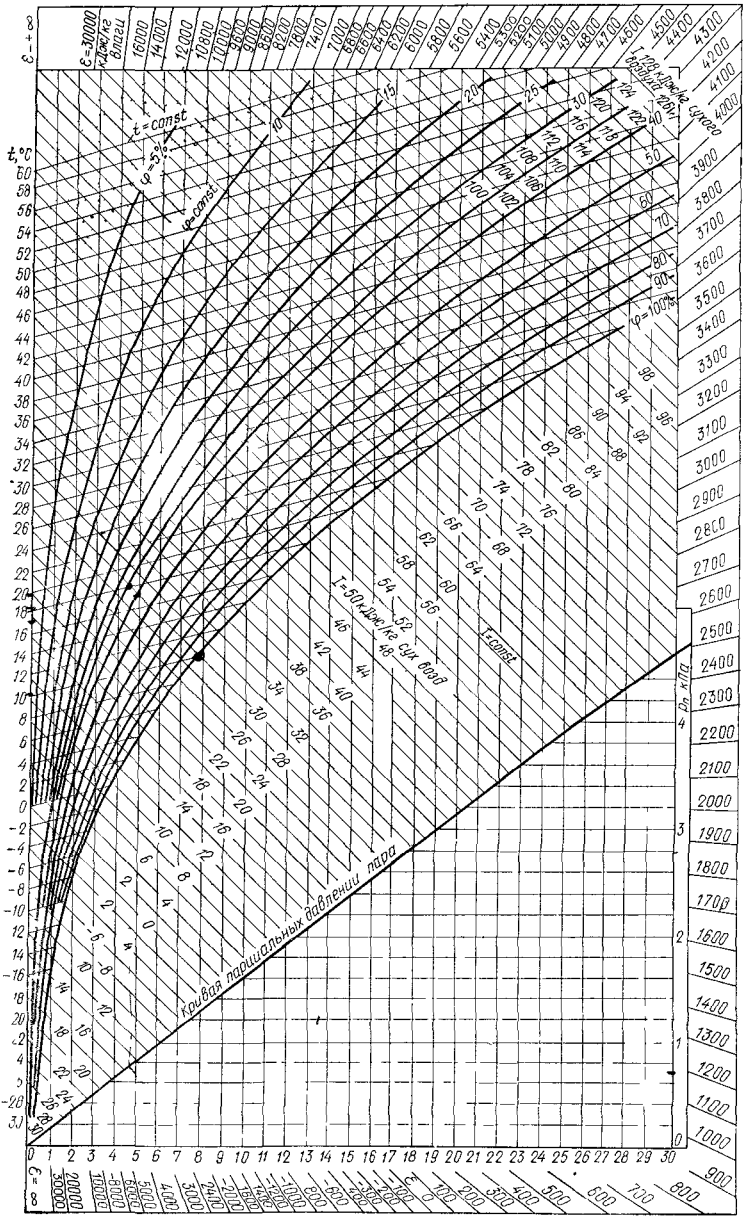


Рис. II.1. *I — d*-диаграмма влажного воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

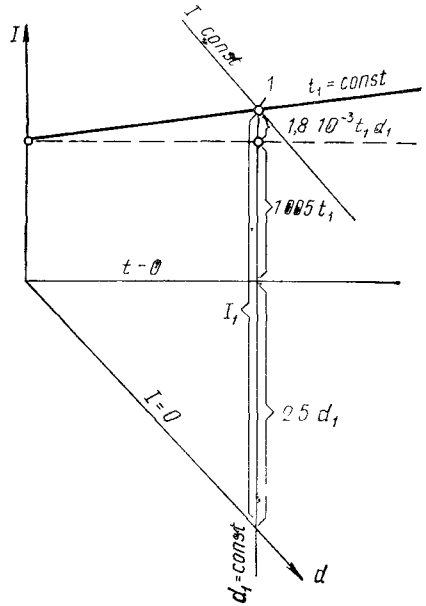


Рис. II.2. Графическое изображение энтальпии, соответствующей точке I, лежащей на линии t_1=const

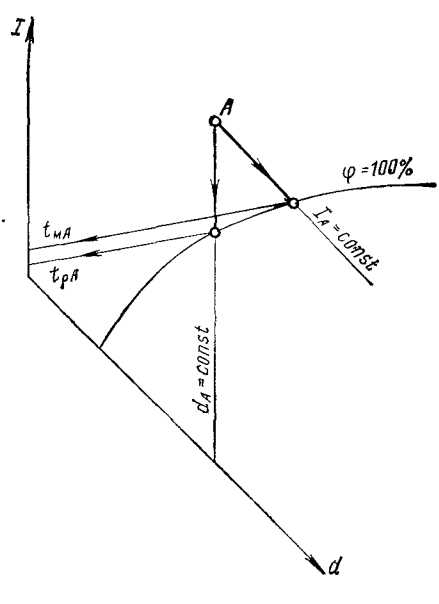


Рис. II.3. К определению на $I-d$-диаграмме температур мокрого термометра $t_{ма}$ и точки росы $t_{ра}$, соответствующих состоянию точки A

ны линии постоянных относительных влажностей воздуха φ. Если положение изотерм t=const и изоэнтальпий I=const в $I-d$-диаграмме практически не зависит от барометрического давления $P_б$, то положение кривых φ=const меняется с его изменением. $I-d$-диаграмма, приведенная на рис. II.1, построена для стандартного давления, равного 101,3 кПа.

Изменение относительной влажности соответственно колебаниям барометрического давления можно проследить пользуясь формулами (II.11) и (II.12), которые запишем в виде:

$$d = 623 \frac{(\varphi/P_б)\, p_{п.н}}{1-(\varphi/P_б)\, p_{п.н}}. \qquad (II.21)$$

Значение $p_{п.н}$, как было сказано ранее, зависит только от температуры, поэтому, если при постоянных t и d изменить давление $P_б$, то относительная влажность φ будет изменяться прямо пропорционально $P_б$. Таким образом, при изменении давления отношение $\varphi/P_б$ остается постоянным. Это положение позволяет использовать $I-d$-диаграмму, построенную для одного давления $P_б$, например в 101,3 кПа (см. рис. II.1), при других барометрических давлениях $P_{б1}$. Значения φ_1, которым при этом будут соответствовать линии φ=const, определяется уравнением

$$\varphi_1/P_{б1} = \varphi/P_б. \qquad (II.22)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В нижней части (см. рис. II.1) $I-d$-диаграммы расположена кривая, имеющая самостоятельную ось ординат. Эта кривая связывает влагосодержание d с парциальным давлением (упругостью) водяных паров $p_п$, кПа. Ось ординат этого графика является шкалой парциального давления водяного пара $p_п$. По контуру $I-d$-диаграммы построена шкала угловых коэффициентов лучей процессов изменения состояния воздуха (шкала тепловлажностных отношений).

Все поле диаграммы линией $\varphi=100\%$ разделено на две части. Выше этой линии расположена область ненасыщенного влажного воздуха. Линия $\varphi=100\%$ соответствует состоянию воздуха, насыщенного водяными парами. Ниже этой линии расположена область перенасыщенного состояния воздуха (метастабильное состояние или состояние тумана). В этой области наносят линии процессов изменения состояния воздуха, связанных с расчетами воздушного холодильного цикла (в турбодетандере), а также при использовании воздуха в состоянии тумана.

Каждая точка на поле диаграммы соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха. Положение точки определяется любыми двумя из пяти (I, d, t, φ, $p_п$)* параметрами состояния. Остальные три параметра могут быть определены по $I-d$-диаграмме как производные. Диаграмма удобна не только для определения параметров состояния воздуха, но и для построений изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, осушении, смешении, при произвольной последовательности и сочетании этих процессов.

Кроме основных параметров воздуха, которые использовались при построении, с помощью $I-d$-диаграммы можно найти еще два параметра, которые широко используются в расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха: температуру точки росы $t_р$ и температуру мокрого термометра $t_м$ (рис. II.3).

Температурой точки росы воздуха $t_р$ называется температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания. В соответствии с определением для отыскания температуры точки росы воздуха известного состояния с помощью $I-d$-диаграммы через точку, характеризующую его состояние, проводят линию $d=\text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi=100\%$. Изотерма, проходящая через точку пересечения, соответствует значению температуры точки росы воздуха.

Температурой мокрого термометра воздуха $t_м$ является такая температура, которую принимает влажный воздух при достижении насыщенного состояния и сохранении постоянной энтальпии воздуха, равной начальной. Через точку, соответствующую состоянию

---

* За исключением сочетания параметров $p_п$ и d, которые имеют однозначную взаимосвязь.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

влажного воздуха, проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$. Изотерма, проходящая через точку пересечения, соответствует значению температуры воздуха по мокрому термометру.

§ 11. Определение влажности воздуха

Влажность воздуха является одним из важнейших параметров, характеризующих состояние воздушной среды. Для ее определения используется ряд способов [2, 28], из которых можно выделить следующие химический способ, способ наблюдения точки росы, способ волосяного гигрометра, психрометрический способ. Последний имеет наиболее широкое применение в технике кондиционирования воздуха. Для его реализации применяются приборы, называемые психрометрами. Принципиальная схема их устройства показана на рис II 4, *а*.

Психрометр представляет собой сочетание двух термометров: сухого и мокрого (смоченного). Шарик мокрого термометра обвернут гигроскопической тканью для удержания пленки воды и подпитки ее из сосуда. Для смачивания шарика термометра используется дистиллированная вода. Если воздух не насыщен, то на поверхности шарика мокрого термометра происходит процесс тепло- и массообмена. Поскольку над поверхностью воды упругость паров выше, чем в окружающем воздухе, вода испаряется, внося в воздух вместе с собой скрытую теплоту. Для протекания процесса испарения должна подводиться теплота окружающего воздуха, что и будет происходить, если температура на поверхности шарика окажется ниже температуры воздуха $t_1 = t_c$ (рис. II 4, *б*), и составит $t_2 = t_м$

При измерениях психрометрическим способом неизбежно происходят погрешности, приводящие к завышению получаемых данных по сравнению с фактическими. Основными причинами погрешностей являются следующие: подвод теплоты к шарику через выступающий вверх капиллярный канал; лучистый теплообмен с окружающими поверхностями и предметами; наличие теплового и диффузионного пограничных слоев вокруг шарика Все это снижает интенсивность обмена теплом и влагой с окружающим воздухом. Для снижения погрешностей используют аспирационные психрометры, в которых шарики термометров защищены от потоков лучистого тепла и подвергаются принудительному обдуву с помощью осевых вентиляторов.

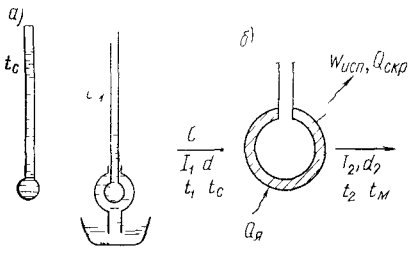


Рис II 4 Психрометр

а — принципиальная схема *б* — тепло и массообмен на поверхности шарика мокрого термометра

Теоретические предпосылки для обоснования этого способа измерения заключаются в следу-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ющем Предположим, что поверхность шарика мокрого термометра (рис II 4, *б*), полностью смочена. Тогда количество испаряющейся влаги можно определить по выражению

$$W_{\text{и}} = \beta' \ (p_{\text{п1}} - p_{\text{п2}}) \ 101{,}3 F/P_{\text{б}}, \qquad \text{(II 23)}$$

где β' — коэффициент массообмена, кг/(с·м² Па), $p_{\text{п1}}$ — упругость насыщенных водяных паров непосредственно над поверхностью шарика мокрого термометра при замеренной температуре $t'_{\text{м}}$, Па, $p_{\text{п2}}$ — упругость водяных паров в окружающем воздухе, Па, $P_{\text{б}}$ — наблюдаемое барометрическое давление, кПа, F — площадь шарика мокрого термометра, м²

Количество теплоты, переданной от воздуха к шарику мокрого термометра, можно определить по формуле

$$Q_{\text{я}} = \alpha \ (t_{\text{с}} - t'_{\text{м}}) \ F, \qquad \text{(II 24)}$$

где α — коэффициент теплообмена, Вт/(м²·°С)

При установившемся температурно-влажностном режиме количество отводимой от поверхности скрытой теплоты составит:

$$Q_{\text{скр}} = W_{\text{и}} r. \qquad \text{(II 25)}$$

Полагая $Q_{\text{я}} = Q_{\text{скр}}$ и используя выражения (II.23) — (II.25), можно записать:

$$\alpha \ (t_{\text{с}} - t'_{\text{м}}) = r \ \beta' \ (p_{\text{п1}} - p_{\text{п2}}) \ 101{,}3/P_{\text{б}},$$

откуда

$$p_{\text{п1}} - p_{\text{п2}} = A \ (t_{\text{с}} - t'_{\text{м}}) \ P_{\text{б}}, \qquad \text{(II 26)}$$

где $A = \alpha/(r\beta' \ 101{,}3 \ 10^3)$ — психрометрический коэффициент

Для определения значения коэффициента A используют формулу Рекнагеля:

$$A = 0{,}00001 \left(65 + \frac{6{,}75}{v}\right), \qquad \text{(II 27)}$$

где v — скорость воздуха, омывающего шарик мокрого термометра, м/с

На основании зависимостей (II.26) и (II.27) можно получить формулу для определения значения относительной влажности воздуха по показаниям сухого и мокрого термометров:

$$\varphi' = [p_{\text{п1}} - A P_{\text{б}} \ (t_{\text{с}} - t_{\text{м}'})]/p_{\text{п2н}}, \qquad \text{(II 28)}$$

где $p_{\text{п2н}}$ — упругость насыщенного пара, Па, при температуре воздуха $t_{\text{с}}$

На практике нередко возникает необходимость определения относительной влажности воздуха, имеющего отрицательную температуру. Непосредственное измерение влажности с помощью психрометров не представляется возможным, поэтому применяют метод косвенного определения Для этой цели воздух из помещения или воздуховода отсасывается вентилятором через пробоотборную трубку (рис II 5) и поступает в нагреватель, где подогревается при постоянном влагосодержании. Из нагревателя воздух поступает в измерительную камеру, в которой установлены сухой и мокрый термометры. В помещении (воздуховоде) температуру воздуха измеряют по сухому термометру. По данным измерений можно определить относительную влажность воздуха в помеще-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

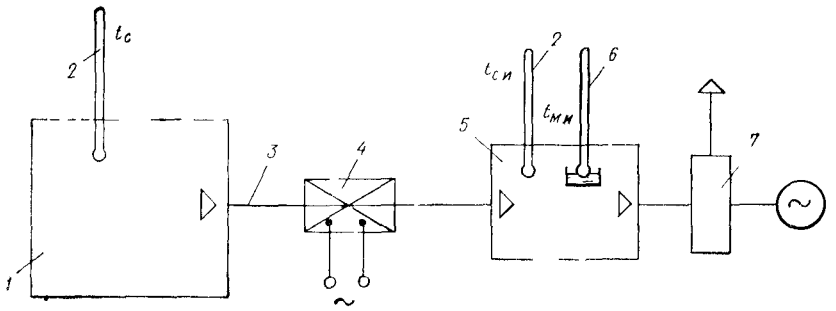


Рис II 5 Принципиальная схема устройства для измерения влажности воздуха с отрицательной температурой психрометрическим методом

1 — помещение *2* — сухие термометр *3* — пробоотборная трубка *4* — нагреватель *5* — измерительная камера *6* — мокрый термометр *7* — вентилятор

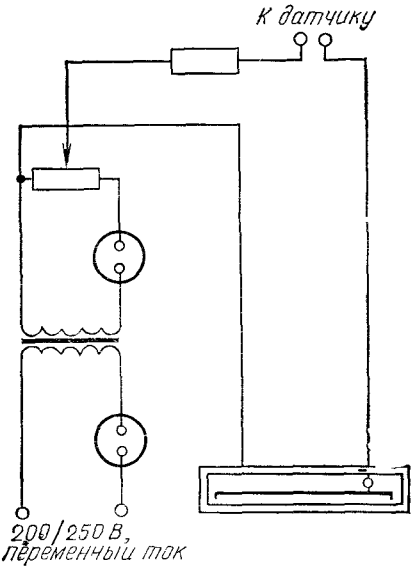


Рис II 6 Электролитический гигрометр

нии (воздуховоде) при отрицательной температуре используя формулу (II 28)

$$\varphi' = [p_{п1и} - A P_б (t_{с\,и} - t'_{м\,и})] / p_{п2н}, \qquad (II\ 28)$$

где $p_{п1и}$ — упругость насыщенного водяного пара на поверхности шарика мокрого термометра при заданной температуре $t'_{м\,и}$ в измерительной камере, Па

Наряду с рассмотренными выше способами определения влажности воздуха применяют электрический метод с использованием электролитических датчиков В этом случае представляется возможным осуществлять не только наблюдение и запись электронными показывающими и регистрирующими приборами, но и регулирование режимов работы системы кондиционирования воздуха Рассмотрим метод определения влажности воздуха с помощью электролитического гигрометра, позволяющего измерять влажность воздуха как при положительной, так и при отрицательной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

температуре. В конструкции электролитического гигрометра использован принцип определения относительной влажности по электрическому сопротивлению пленки раствора соли, нанесенной на поверхность пластины. На концы стеклянного цилиндра или пластинки надевают два пояска из платины, а поверхность между ними покрывают пленкой раствора соли хлористого лития LiCl Электрическое сопротивление пленки зависит от относительной влажности воздуха. Для устранения поляризации на поверхности электродов к ним подводится напряжение переменного тока с частотой f. Взаимосвязь между действительным и кажущимся сопротивлением пленки раствора на поверхности стекла и частотой переменного тока, подведенного к электродам, определяется выражением

$$R_1 = R_2 - A/f^2, \qquad (II.29)$$

где A — постоянный коэффициент; R_1 и R_2 — действительное и кажущееся сопротивления.

В некоторых электролитических гигрометрах чувствительная к влаге поверхность представляет собой нить из стекловолокна, намотанную в виде спирали с небольшим шагом вокруг параллельно расположенных платинированных проволок. Для любых значений относительной влажности и температуры электрическое сопротивление гигрометра может быть измерено мостом переменного тока. Зависимость сопротивления гигрометра от относительной влажности имеет следующий вид:

$$R = \alpha \varphi^{-m}, \qquad (II.30)$$

где α и m — величины, зависящие от температуры и степени пропитки нити

На рис. II.6 схематически показан простейший электролитический гигрометр, состоящий из микроамперметра, чувствительного к влаге элемента и источника напряжения переменного тока с частотой 50—200 Гц. Гигрометр градуируется с помощью растворов серной кислоты различных концентраций, для которых известно значение относительной влажности при данной температуре. Этот тип гигрометра обладает высокой чувствительностью к изменению относительной влажности.

§ 12. Построение на I—d-диаграмме процессов изменения состояния влажного воздуха

При кондиционировании воздуха происходят изменения его тепловлажностного состояния, которые удобно прослеживать и рассчитывать с помощью I—d-диаграммы. Нанесем на I—d-диаграмму точку *1*, соответствующую начальному состоянию воздуха, и точку *2*, соответствующую его измененному состоянию (рис II.7). Линия, соединяющая эти две точки, характеризует изменение тепловлажностного состояния воздуха и называется *лучом процесса.*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

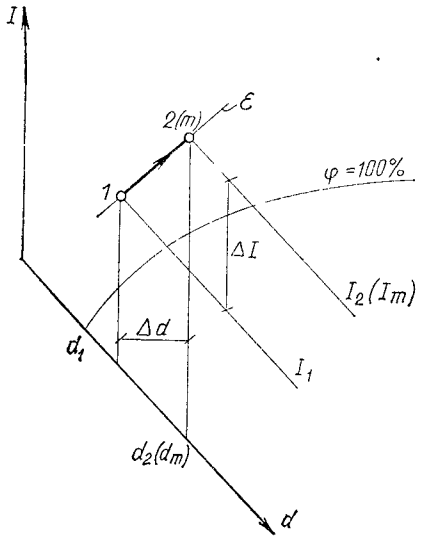


Рис. II.7. К определению направления линии изменения состояния воздуха на $I-d$-диаграмме

Положение луча процесса в $I—d$-диаграмме определяют *угловым коэффициентом* ε. Если влажный воздух изменил свое состояние от начальных значений I_1 и d_1 до конечных значений I_2 и d_2, то можно записать отношение

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{\Delta I_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} 1000. \qquad (II.31)$$

Коэффициент ε измеряется в кДж/кг влаги. Этот параметр называют также тепловлажностным отношением, поскольку он показывает величину приращения количества теплоты на 1 кг полученной (или отданной) воздухом влаги. Если начальные параметры воздуха различны, а значения ε одинаковы, то линии, характеризующие изменение состояния воздуха, параллельны между собой.

Выражение (II.31) можно преобразовать умножив числитель и знаменатель на расход воздуха G, кг/ч, участвующего в процессе:

$$\varepsilon = \frac{(I_2 - I_1)\, G}{(d_2 - d_1)\, G} 1000 = \frac{Q_п}{W_{изб}}, \qquad (II.32)$$

где $Q_п$ — поток полной теплоты, обмененной в процессе изменения состояния воздуха, кДж/ч; $W_{изб}$ — расход влаги, обмененной в процессе изменения состояния воздуха, кг/ч.

Линии процесса наносятся на $I—d$-диаграмму несколькими способами: непосредственным нанесением с выполнением вычислений; с использованием углового масштаба на $I—d$-диаграмме; с использованием транспортира углового масштаба.

Первый способ требует выполнения вычислительных операций и применяется при невозможности использования других способов. Допустим, что в помещении выделяется теплота $Q_п$, кДж/ч, и влага W, кг/ч, при начальных параметрах воздуха I_1 и d_1 (точка 1, см. рис. II.7). Используя выражение (II.32), вычисляем значение ε и по формуле (II.31) получаем:

$$I_m - I_1 = \varepsilon\,(d_m - d_1)\; 10^{-3}, \qquad (II.33)$$

где I_m, d_m — энтальпия и влагосодержание воздуха в вспомогательной точке m

Задаваясь какой-либо величиной приращения влагосодержания $\Delta d = d_m - d_1$, можно вычислить величину приращения энтальпии $\Delta I = I_m - I_1$. Значения d_m и I_m соответственно составляют:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$d_m = d_1 + \Delta d$ и $I_m = I_1 + \Delta I$. Проведем на I—d-диаграмме линии $d_m = \text{const}$ и $I_m = \text{const}$ до их взаимного пересечения во вспомогательной точке m. Прямая, проведенная через точки 1 и m, определит направление изменения состояния воздуха в соответствии с заданными условиями.

Второй способ нанесения линий изменения состояния воздуха основан на том, что линии, угловые коэффициенты которых одинаковы, на I—d-диаграмме параллельны между собой, поэтому для их построения на I — d-диаграмму обычно наносят угловой масштаб. В большинстве случаев масштаб размещается на рамке I—d-диаграммы, но иногда бывает представлен в виде круга с линиями масштаба, исходящими из его центра. Для нанесения углового масштаба на рамку I—d-диаграммы задаемся начальными значениями $I_1 = 0$; $d_1 = 0$ (точка начала координат в I—d-диаграмме) и по выражению (II.33) получаем:

$$I_m = \varepsilon \, d_m \cdot 10^{-3}. \qquad \text{(II.34)}$$

Принимая какое-либо значение d_m (например, 10 г/кг сух. возд.), для различных значений ε вычисляют величины I_m. Через точку начала координат (нуль) и точки, соответствующие значениям d_m и I_m, проводим линии ε и на рамке даем их обозначения.

Практическое пользование угловым масштабом сводится к следующему. Например, через точку 1 требуется провести линию изменения состояния воздуха с угловым коэффициентом ε. Для этого на I—d-диаграмме определяется направление линии процесса (от точки 0 до требуемого значения коэффициента ε), а затем с помощью двух треугольников через точку 1 проводится линия, параллельная найденной выше.

Третий способ состоит в нанесении линий процессов с помощью транспортира углового масштаба (рис. II.8). Для проведения через точку 1 линии процесса с угловым коэффициентом ε транспортир располагают на поле I—d-диаграммы так, чтобы верхняя кромка базы транспортира совпадала с линией $I_1 = \text{const}$, а его центр совпадал с точкой 1 (рис. II.9). Найдя на дуге транспортира заданное значение ε (например, $\varepsilon = \pm 400$), на I—d-диаграмму наносят вспомогательную точку m. Линия, проходящая через точки 1 и m, соответствует заданному процессу изменения состояния воздуха.

В зависимости от соотношения ΔI и Δd угловой коэффициент ε [см. формулу (II.33)] может изменять свою величину и знак от 0 до $\pm\infty$. На рис. II.10 показаны лучи процессов, соответствующие возможным изменениям ε. Рассмотрим характерные случаи изменения состояния влажного воздуха с использованием углового коэффициента луча процесса на I—d-диаграмме (см. рис. II.10).

1. Влажный воздух с начальными параметрами I_A, d_A (точка A) при неизменном влагосодержании изменит свое состояние до

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

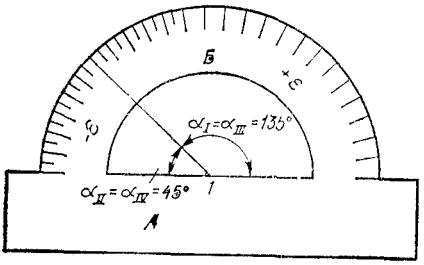


Рис. II.8. Транспортир углового масштаба

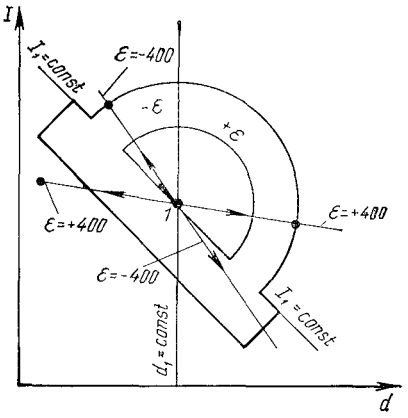


Рис. II.9. Применение транспортира углового масштаба для нанесения на $I-d$-диаграмму линий изменения состояния влажного воздуха

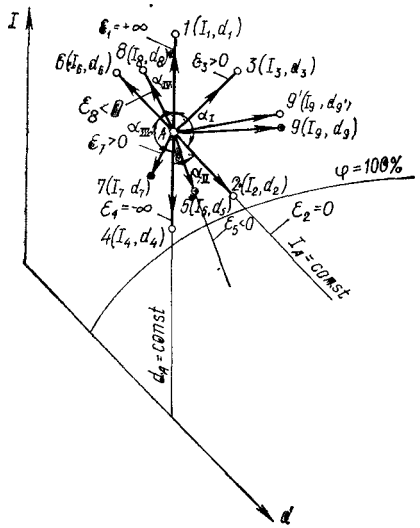


Рис. II.10. Характерные изменения состояния влажного воздуха

некоторого состояния *1*. Энтальпия конечного состояния выше энтальпии начального состояния, т. е. $I_1>I_A$. Тогда значение углового коэффициента линии изменения состояния воздуха будет:

$$\varepsilon_1=[(I_1-I_A)/(d_1-d_A)]\ 10^3=[+\Delta I/0]\ 10^3=+\infty. \qquad (II\ 35)$$

2. Изменение состояния воздуха происходит по линии постоянной энтальпии $I_2=I_A=\text{const}$ (линия $A-2$). Угловой коэффициент линии этого процесса

$$\varepsilon_2=[(I_2-I_A)/(d_2-d_A)]\ 10^3=[0/(+\Delta d)]\ 10^3=0. \qquad (II.36)$$

3. Параметры воздуха изменяются от состояния A до состояния $3(I_3, d_3)$. В этом случае $I_3>I_A$ и $d_3>d_A$. Направление линии процесса определится выражением

$$\varepsilon_3=[(I_3-I_A)/(d_3-d_A)]\ 10^3=[+\Delta I/(+\Delta d)]\ 10^3>0. \qquad (II.37)$$

Ограниченную линиями $d_A=\text{const}$ $(\varepsilon_1=+\infty)$ и $I_A=\text{const}$ $(\varepsilon_2=0)$ часть поля $I-d$-диаграммы, на которой значение угловых коэффициентов изменения состояния воздуха ε_3 характе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ризуется выражением (II.37), принято обозначать как сектор $I(\alpha_I=135°)$.

4. Влажный воздух понижает энтальпию ($I_4<I_A$) при неизменном влагосодержании ($d_4=d_A$). Процесс изменения состояния воздуха происходит по линии $d_A=\text{const}$ вниз от точки A. Угловой коэффициент линии изменения состояния воздуха:

$$\varepsilon_4 = [(I_4 - I_A)/(d_4 - d_A)]\ 10^3 = [-\Delta I/0]\ 10^3 = -\infty. \quad \text{(II.38)}$$

5. Понижение энтальпии воздуха ($I_5<I_A$) с одновременным увеличением влагосодержания ($d_5>d_A$) определяется угловым коэффициентом

$$\varepsilon_5 = [(I_5 - I_A)/(d_5 - d_A)]\ 10^3 = [-\Delta I/(+\Delta d)]\ 10^3 < 0. \quad \text{(II.39)}$$

Ограниченную линиями $I_A=\text{const}$ ($\varepsilon_2=0$) и $d_A=\text{const}$ ($\varepsilon_4=-\infty$) часть поля $I-d$-диаграммы, на которой значения угловых коэффициентов ε_5 характеризуются выражением (II.39), принято обозначать как сектор II ($\alpha_{II}=45°$).

6. Понижение влагосодержания воздуха ($d_6<d_A$) при неизменной энтальпии ($I_6=I_A$) характеризуется угловым коэффициентом

$$\varepsilon_6 = [(I_6 - I_A)/(d_6 - d_A)]\ 10^3 = [0/(-\Delta d)]\ 10^3 \leqslant 0. \quad \text{(II.40)}$$

7. Понижение энтальпии ($I_7<I_A$) с одновременным уменьшением влагосодержания ($d_7<d_A$) воздуха определяется угловым коэффициентом

$$\varepsilon_7 = [(I_7 - I_A)/(d_7 - d_A)]\ 10^3 = [-\Delta I/(-\Delta d)]\ 10^3 > 0. \quad \text{(II.41)}$$

Ограниченную линиями $d_A=\text{const}$ ($\varepsilon_4=-\infty$) и $I_A=\text{const}$ ($\varepsilon_6=0$) часть поля $I-d$-диаграммы, на которой значения угловых коэффициентов характеризуются выражением (II.41), обозначают как сектор $III(\alpha_{III}=135°)$.

8. Увеличение энтальпии воздуха ($I_8>I_A$) с одновременным понижением влагосодержания ($d_8<d_A$) определяет угловой коэффициент

$$\varepsilon_8 = [(I_8 - I_A)/(d_8 - d_A)]\ 10^3 = [+\Delta I/(-\Delta d)]\ 10^3 < 0. \quad \text{(II.42)}$$

Ограниченная линиями $I_A=\text{const}$ ($\varepsilon_8=0$) и $d_A=\text{const}$ ($\varepsilon_1=+\infty$) часть поля $I-d$-диаграммы является сектором $IV(\alpha_{IV}=45°)$.

Таким образом, рассмотрены все возможные процессы изменения состояния влажного воздуха на $I-d$-диаграмме с использованием углового коэффициента ε.

§ 13. Процессы нагрева и охлаждения

Простейшим является процесс *нагрева,* при котором воздух получает явное тепло в результате конвективного теплообмена с сухой нагретой поверхностью. В этом процессе влагосодержание воздуха остается неизменным, поэтому в $I-d$-диаграмме процесс нагрева прослеживается снизу вверх по линии $d=\text{const}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

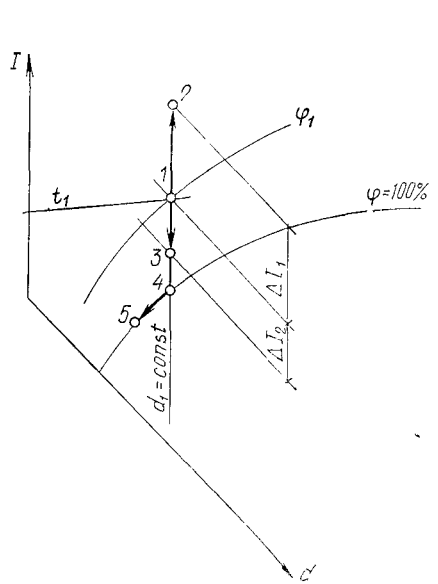


Рис. II.11. *I — d*-диаграмма с режимами нагрева и охлаждения воздуха

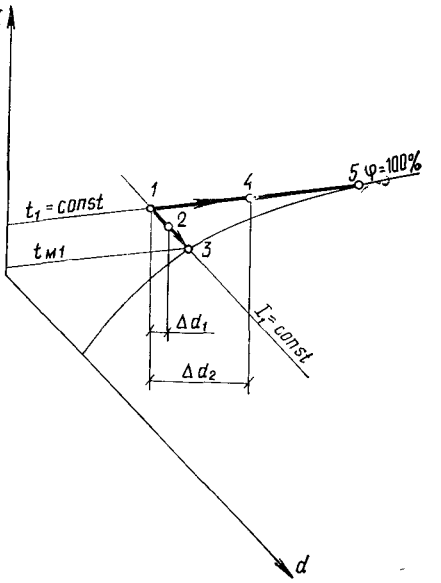


Рис. II.12. *I — d*-диаграмма с режимами изоэнтальпийного и изотермического увлажнения воздуха

Если воздух с параметрами точки *1* (t_1, φ_1; рис. II.11) нагревать в калорифере, то этот процесс изобразится прямой, проведенной вертикально вверх из точки *1* по линии $d_1 = \text{const}$. Чем больше теплоты передается воздуху, тем сильнее он нагревается и тем выше по линии $d_1 = \text{const}$ будет расположена точка, соответствующая состоянию нагретого воздуха. На рис. II.11 она будет соответствовать точке *2*, если каждому 1 кг сухой части воздуха будет передано ΔI_1 кДж теплоты.

В процессе охлаждения воздух отдает только явное тепло в результате конвективного теплообмена с холодной сухой поверхностью. В *I—d*-диаграмме этот процесс соответствует направлению сверху вниз по линиям $d = \text{const}$; например, при охлаждении воздуха состояния *1* до состояния *3* (см. рис. II.11) 1 кг сухой части воздуха будет отдано ΔI_2 кДж теплоты.

Процесс охлаждения воздуха при теплообмене, когда отдается только явное тепло, может протекать до точки *4* (см. рис. II.11) пересечения луча $d_1 = \text{const}$ с линией $\varphi = 100\%$. Эта точка соответствует температуре точки росы воздуха. При дальнейшем охлаждении водяные пары, содержащиеся в воздухе, будут конденсироваться и изменение тепловлажностного состояния воздуха будет прослеживаться вниз налево по линии $\varphi = 100\%$, например до точки *5*. Охлаждение по линии $\varphi = 100\%$ связано с отдачей не только явного, но и скрытого тепла конденсации, и этот процесс относится к более сложному процессу тепло- и влагообмена воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 14. Процессы адиабатного (изоэнтальпийного) увлажнения

Тонкий слой воды или ее капли при контакте с воздухом приобретает температуру, равную температуре мокрого термометра. При контакте воздуха с водой, имеющей такую температуру, происходит процесс адиабатного (изоэнтальпийного) увлажнения воздуха, т. е. энтальпия воздуха остается практически неизменной. В $I-d$-диаграмме этот процесс можно проследить по линиям $I=\text{const}$ (слева вниз направо). Если воздух состояния *1* (рис. II.12) находится в контакте с водой, имеющей температуру мокрого термометра $t_{м1}$, то его состояние изменится по линии $I_1=\text{const}$, например, до точки *2* с ассимиляцией Δd_1 г влаги на 1 кг сухой части воздуха. Предельное состояние воздуха в этом процессе соответствует его насыщению влагой в точке *3* пересечения луча процесса с кривой $\varphi=100\%$.

При кондиционировании часто используют адиабатное увлажнение воздуха рециркуляционной водой. Для этого в оросительной камере разбрызгивают воду, которую забирают насосом из поддона этой же камеры. Вода, непрерывно находясь в контакте с воздухом, имеет температуру, близкую к температуре мокрого термометра, и в небольшой части (до 1—3%) испаряется и увлажняет воздух, проходящий через камеру. Реальный процесс несколько отклоняется вверх от линии $I=\text{const}$ в результате увеличения тепловой емкости доли водяного пара во влажном воздухе, но это отклонение практически незначительно.

Рассмотрим адиабатный процесс, происходящий на поверхности шарика мокрого термометра (см. рис. II.4,*б*):

$$I_2 = I_1 + (W_и/G)\ t_2\ c_W \quad \text{или} \quad I_2 - I_1 = (W_и/G)\ t_2\ c_W; \qquad (II.43)$$

$$d_2/1000 = d_1/1000 + W_и/G \quad \text{или} \quad (d_2 - d_1)/1000 = W_и/G. \qquad (II.44)$$

При делении выражения (II. 43) на формулу (II. 44) получим:

$$\varepsilon = [(I_2 - I_1)/(d_2 - d_1)]\ 1000 = t_2\ c_W = t_м\ c_W. \qquad (II.45)$$

Таким образом, процесс на поверхности шарика мокрого термометра происходит при значении углового коэффициента $\varepsilon = t_м\ c_W$. Отсюда следует, что адиабатным (изоэнтальпийным) процесс может быть только при значении $t_м=0$°С. Во всех остальных случаях наблюдаются отклонения от изоэнтальпии.

§ 15. Изотермический процесс увлажнения

Если в воздух подать пар, имеющий ту же температуру, что и воздух по сухому термометру, то воздух будет увлажняться не изменяя своей температуры. Изотермический процесс увлажнения воздуха паром в $I-d$-диаграмме можно проследить по линиям $t=\text{const}$. При подаче пара в воздух с параметрами, определенными точкой *1* (см. рис. II. 12), состояние воздуха изменяется по линии $t_1=\text{const}$ (слева направо). После увлажнения состояние воздуха может соответствовать произвольной точке на этой изотерме, на-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

пример точке *4* при ассимиляции Δd_2 влаги. Предельное состояние воздуха в этом процессе соответствует точке *5* пересечения линии t_1 с линией $\varphi = 100\%$.

При кондиционировании воздуха используют процесс увлажнения воздуха острым паром, который обычно имеет температуру более 100°С, т. е. значительно отличающуюся от температуры воздуха. Однако в связи с тем, что содержание явного тепла в паре, ассимилируемом воздухом, незначительно, луч процесса идет с небольшим отклонением вверх от изотермы. Изменение энтальпии воздуха в основном определяется теплотой парообразования водяного пара, температура воздуха при этом повышается немного.

В цехах текстильных производств, где происходит большое выделение явного тепла и одновременно необходимо поддержание высоких значений относительной влажности воздуха, применяют метод местного доувлажнения. В воздухе помещения пневматическими форсунками распыляют воду, мелкие капли которой полностью испаряются находясь во взвешенном состоянии в воздухе. Полное испарение разбрызгиваемой воды происходит за счет тепла воздуха помещения. Явное тепло воздуха затрачивается на испарение и в виде скрытого тепла водяного пара возвращается в воздух. По существу это является изоэнтальпийным процессом увлажнения воздуха, который должен был бы происходить при $I = \text{const}$. Однако в помещении понижения температуры не происходит, так как затраты тепла на доувлажнение в каждый момент времени покрываются теплоизбытками, поступающими в воздух помещения. Если этот процесс разбить на бесконечные отрезки, в пределах которых малому тепловыделению соответствует столь же малое изоэнтальпийное доувлажнение, то в результате получим, что теоретически процесс местного доувлажнения идет по изотерме, соответствующей температуре помещения, и в I—d-диаграмме луч процесса соответствует линии $t = \text{const}$.

§ 16. Политропические процессы тепло- и влагообмена

Многие процессы изменения состояния воздуха при кондиционировании связаны с одновременным внесением в воздух или отведением из него тепла и влаги. Такое изменение состояния воздуха происходит, например, в помещениях, где одновременно выделяется и явное тепло и водяной пар, или где воздух одновременно охлаждается и осушается. При произвольном соотношении количеств ассимилированных воздухом тепла и влаги изменение состояния воздуха можно изобразить на $I-d$-диаграмме линиями, имеющими различные направления. Если потоку воздуха, сухая часть которого составляет G кг/ч, передать Q кДж/ч тепла и W кг/ч влаги, то его энтальпия изменится на ΔI кДж/кг:

$$Q = G \Delta I, \tag{II.46}$$

а влагосодержание — на $\Delta d'$ кг/кг:

$$W = G \Delta d'. \tag{II.47}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Отношение правых и левых частей уравнений (II.46) и (II. 47) есть показатель направления луча процесса изменения состояния воздуха в $I-d$-диаграмме и соответствует угловому коэффициенту

$$\varepsilon = Q/W = \Delta I/\Delta d'. \qquad (II.48)$$

Изменение состояния воздуха в помещении при его обработке в камерах сводится к изменению его энтальпии и влагосодержания. Зная начальное состояние и количество G, кг, воздуха, величину полных теплопоступлений Q и влагопоступлений W в воздух, можно, пользуясь показателем ε и $I-d$-диаграммой, определить конечные параметры воздуха. В другом случае неизвестными, при прочих известных данных, могут быть: расходы воздуха G, тепла Q и влаги W.

Политропический процесс с произвольным показателем ε включает в себя по существу все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха (см. рис. II. 10).

§ 17. Процессы смешения

При кондиционировании в ряде случаев наружный воздух, подаваемый в помещение, смешивают с внутренним воздухом (рециркуляция внутреннего воздуха). Возможны и другие случаи, связанные с перемешиванием масс воздуха разного состояния. Процесс смешения воздуха при построении на $I-d$-диаграмме изображается прямой, соединяющей точки состояния воздуха смешиваемых масс. Точка смеси всегда располагается на этой прямой и делит ее на отрезки, обратно пропорциональные смешиваемым количествам воздуха. Если смешать воздух состояния *1* (рис. II.13) в количестве G с воздухом состояния *2* в количестве nG, то точка смеси *3* разделит отрезок *1—2* или его проекции ΔI_{1-2} и Δd_{1-2} на части *1—3*, *3—2* или ΔI_{1-3}, ΔI_{3-2} и Δd_{1-3}, Δd_{3-2}:

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta I_{1-3}}{\Delta I_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G}{nG} = \frac{1}{n}. \qquad (II.49)$$

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно прямую *1—2* или ее проекции разделить на $n+1$ частей и отложить от точки *1* одну часть, оставив n частей до точки *2*. Такое построение определит положение точки смеси. Возможен случай, когда точка смеси *3'* окажется в области ниже линии $\varphi=100\%$. Это значит, что при смешивании будет образовываться туман (конденсация, образование капель из водяного пара, содержащегося в воздухе). Если принять температуру выпадающей влаги, близкой к температуре мокрого термометра, соответствующей ($I_{3'}$ =const) точке смеси *3'* (рис. II.14), то действительные параметры точки смеси *3* будут соответствовать пересечению линий $I_{3'}$=const и $\varphi=100\%$. Снижение влагосодержания воздуха за счет конденсации влаги будет:

$$\Delta d = d_{3'} - d_3. \qquad (II.50)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

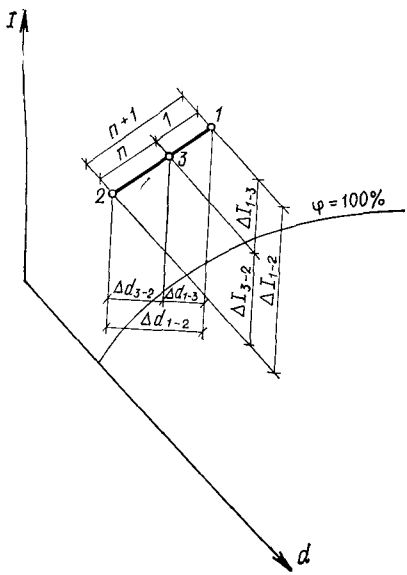


Рис. II.13. $I-d$-диаграмма с режимом смешения двух масс воздуха различного состояния

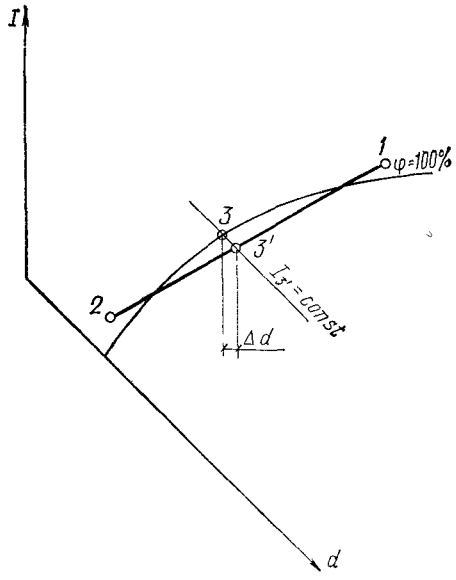


Рис. II.14. $I-d$-диаграмма с режимом смешения воздуха при расположении точки смеси ниже линии $\varphi=100\%$

§ 18. Приближенный аналитический метод расчета изменения тепловлажностного состояния воздуха в процессе его кондиционирования

При проектировании систем кондиционирования воздуха, а также при их испытании, регулировании и т. д. необходимо иметь возможность рассчитывать процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха аналитически и численно (в том числе с использованием ЭВМ). Особенно большое значение это имеет для расчета процессов и систем с помощью ЭВМ при использовании системы автоматического проектирования САПР.

Прямое использование полных зависимостей вида (II.11), (II.12), (II.17), а также функции $p_{п.н}=f(t)$ значительно усложняет расчет; применение традиционного графического метода расчета с помощью $I-d$-диаграммы сужает возможности, ограничивает вариантность сравнения и анализ режимов и фактически исключает использование ЭВМ и аналитических методов решения. В связи с этим возникает необходимость в приближенном (в пределах необходимой точности и известном для СКВ ограниченном диапазоне параметров) методе определения состояния влажного воздуха и процессов его изменения.

Для аналитического решения задач тепло- и влагопереноса требуются простые зависимости, описывающие состояние влажного воздуха. Подобного рода зависимости получены в работе [5].

Влажный воздух, как было сказано в § 9, можно рассматри-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вать как смесь идеальных газов, состоящую из сухого воздуха и перегретого (ненасыщенный воздух) или насыщенного (насыщенный воздух) пара. Энтальпия влажного воздуха определяется в соответствии с массовой концентрацией пара в воздухе (влагосодержанием $d_в$):

$$I_в = I_{в.с} + d_в I_п = c_в t_в + d_в (r + c_п t_в), \quad (II.51)$$

где r — теплота конденсации водяного пара.

В ограниченном для СКВ диапазоне параметров в качестве основных уравнений при приближенных аналитических расчетах могут быть использованы следующие формулы для энтальпии воздуха и ее приращения:

$$I_в \approx 1{,}024\, t_в + 2{,}53\, d_в; \quad (II.52)$$

$$\Delta I_в \approx 1{,}024\, \Delta t_в + 2{,}53\, \Delta d_в. \quad (II.53)$$

Формулы (II.52) и (II.53) можно использовать и легко преобразовать применительно к рассмотренным выше основным процессам изменения тепловлажностного состояния воздуха при его кондиционировании.

Изовлажностный процесс нагрева или охлаждения воздуха, протекающий по линии d=const, может быть рассчитан по приближенной формуле

$$\Delta t/\Delta I = 0{,}98, \quad (II.54)$$

где Δt — изменение температуры воздуха, соответствующее изменению его энтальпии на ΔI.

Процесс изоэнтальпийного увлажнения, протекающий по линии I=const, рассчитывается по уравнению

$$\Delta t/\Delta d \approx 2{,}45, \quad (II.55)$$

где Δt — изменение температуры воздуха, соответствующее изменению влагосодержания на Δd.

Изотермический процесс, протекающий по линиям t=const, выражается зависимостью:

$$\Delta I/\Delta d = 2{,}53, \quad (II.56)$$

где ΔI — изменение энтальпии, соответствующее изменению влагосодержания на Δd.

Собирательный политропический процесс, связанный с произвольным направлением луча процесса ε=var, приближенно можно рассчитать пользуясь формулой:

$$\Delta t/\Delta I = 0{,}98 - 2{,}45/\varepsilon. \quad (II.57)$$

При расчете параметров воздуха около поверхности, на которой выпадает конденсат, или при непосредственном контакте воздуха с водой над поверхностью формируется пограничный слой, заполненный насыщенным воздухом. При расчете в таких случаях необходимо знать параметры воздуха на линии φ=const вблизи φ=100%. Для этого нужно описать приближенным уравнением кривую φ=const. Удобно и можно достаточно точно эту кривую в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рабочем для кондиционирования воздуха диапазоне значений заменить ломаной линией, состоящей из нескольких отрезков прямых. Уравнения этих прямых имеют вид:

$$I_\varphi = A + B t_\varphi; \quad \text{(II.58)} \qquad I_\varphi = C + D d_\varphi. \quad \text{(II 59)}$$

Иногда необходимо иметь зависимости вида:

$$d_\varphi = (I_\varphi - C)/D; \quad \text{(II.60)} \qquad t_\varphi = (I_\varphi - A)/B, \quad \text{(II.61)}$$

где I_φ, t_φ d_φ — энтальпия, температура и влагосодержание, соответствующие своим значениям на заданной линии $\varphi = \text{const}$; A, B, C, D — численные коэффициенты (табл. II 2)

Таблица II.2. **Значения коэффициентов A, B, C, D (при барометрическом давлении 101,3 кПа)**

φ, %	Коэффициент	Значения коэффициентов при температуре, °С		
		0—10	10—20	20—30
90	A	8,6	1,4	—24,4
	B	1,88	2,60	3,89
	C	—9,66	—1,3	7,11
	D	5,37	4,16	3,52
95	A	9,1	1,5	—25,5
	B	1,94	2,7	4,05
	C	—9.77	—1,32	6,29
	D	5,17	4,03	3,49
100	A	9,5	1,3	—28,1
	B	1,98	2,8	4,27
	C	—9,8	—1,27	7,15
	D	5,08	3,97	3,4

При расчете увлажнения, осушки и охлаждения воздуха нужно уметь определять параметры воздуха после его контакта с водой или температуру воды, которая обеспечит заданное направление луча процесса изменения состояния воздуха. Конечные параметры воздуха обычно условно определяют точкой пересечения луча процесса изменения состояния воздуха с линией $\varphi = 90 \div 95\%$, а температуру воды — точкой пересечения этого луча с линией $\varphi = 100\%$. Параметры точек пересечения с $\varphi = \text{const}$ можно рассчитать по приближенным аналитическим формулам. Для их получения необходимо совместно решить систему уравнений, например, в виде:

$$(I_\varphi - I_1)/(d_\varphi - d_1) = \varepsilon_1; \quad \text{(II.62)}$$

$$I_\varphi = C + D d_\varphi. \quad \text{(II.63)}$$

Уравнение (II.62) характеризует луч ε_1 изменения состояния воздуха, имеющего начальные параметры I_1 и d_1, а уравнение (II.63) — отрезок прямой, аппроксимирующей соответствующую

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

линию постоянной относительной влажности $\varphi = \text{const}$ в определенном диапазоне температур.

Подставляя выражение для d_φ из уравнения (II.60) в уравнение (II.62), получим формулу для определения энтальпии I_φ воздуха в точке пересечения луча процесса с линией $\varphi = \text{const}$:

$$I_\varphi = \frac{I_1 - (C/D - d_1)\,\varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1/D}. \qquad (\text{II } 64)$$

Зная значение I_φ, по аналитическим зависимостям можно определить остальные параметры точки пересечения: d_φ по формуле (II.60), t_φ по формуле (II.61). Следует иметь в виду, что при произвольном барометрическом давлении $P_{б1}$ численное значение φ_1 на линии $\varphi = \text{const}$ $I - d$-диаграммы, построенной при барометрическом давлении $P_б$, изменяется пропорционально изменению барометрического давления [см. формулу (II.22)].

Поправочный коэффициент $K_{P_б}$, который при этом должен быть учтен, например при определении энтальпии по формуле

$$I_{P_{б\,1}} = K_{P_б} I, \qquad (\text{II } 65)$$

зависит от относительного значения $P_{б1}/P_б$. Численные значения коэффициентов $K_{P_б}$, соответствующие величинам барометрического давления $P_{б1}$, отличающегося от $P_б = 101{,}3$ кПа, принимаются следующими:

$P_{б1}$, кПа	91,2	95	98,8	101,3	103
$K_{P_б}$	0.9	0.94	0,98	1	1.01

Необходимо отметить, что подобного же рода преобразование может быть использовано для расчета процессов обработки воздуха сорбентами (см. § 21). Только в этом случае численные значения φ_1 на линии $\varphi = \text{const}$ будут изменяться пропорционально изменению давления насыщения водяных паров над раствором по сравнению с его насыщенным состоянием над поверхностью воды.

При использовании приближенного аналитического метода для расчета тепломассообмена удобным оказывается использование условного показателя — удельной теплоемкости насыщенного воздуха $c_н$ на линии насыщения $\varphi = 100\%$. Величина $c_н$ показывает, как изменяется энтальпия насыщенного воздуха с изменением его температуры, если воздух при этом остается насыщенным. Удельную теплоемкость $c_н$ можно определить по формуле

$$c_н = \frac{\partial I_{\varphi=100}}{\partial t_{\varphi=100}} = c_в + r\,\frac{\partial d_{\varphi=100}}{\partial t_{\varphi=100}}, \qquad (\text{II.66})$$

где $c_в$ — теплоемкость влажного воздуха, определяемая по формуле (II.18); обычно она очень близка к теплоемкости сухого воздуха и может приниматься равной ей

Производная $d_{\varphi=100}$ по температуре $t_{\varphi=100}$ в зависимости (II.66)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

может быть получена следующим образом. Зависимость d_φ от t_φ определим подстановкой формулы (II.58) в уравнение (II.60):

$$d_\varphi = \frac{I_\varphi - C}{D} = \frac{A + B t_\varphi - C}{D} = \frac{A - C}{D} + \frac{B}{D} t_\varphi, \qquad \text{(II.67)}$$

откуда

$$\frac{\partial d_\varphi}{\partial t_\varphi} = \frac{B}{D}. \qquad \text{(II.68)}$$

Значения B и D при расчете по формуле (II.68) должны быть взяты из табл. II.2 при $\varphi = 100\%$ для соответствующего диапазона температур.

Для расчета по приближенному аналитическому методу любых процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха и их произвольных сочетаний достаточно приведенных формул. Погрешность расчетов по ним (при температурах воздуха от —40 до +40°С и влажностях от 1 до 25 г/кг) не выходит за пределы 3%. Результаты численных расчетов по формулам оказываются более точными, чем полученные графическим построением на $I-d$-диаграмме.

§ 19. Психрометрическая диаграмма

В отличие от $I-d$-диаграммы, где в основе построения приняты графические взаимосвязи между параметрами влажного воздуха, которые нанесены на координатную сетку I, d, в психрометрической диаграмме использована система координат $t_с - x$. Основными параметрами влажного воздуха, между которыми определяется взаимосвязь на $t_с - x$-диаграмме, являются $t_с$. x, I, $t_м$, $t_р$, φ и $P_б$. Основой графического построения является равномерная сетка параллельных изолиний $t_с$ и влагосодержаний x. Характерная особенность психрометрической диаграммы (рис. II.15) заключается в параллельности (в реальном для СКВ диапазоне) нанесения изолиний температур $t_с$, $t_м$, и $t_р$ и энтальпии I. Кроме того, на диаграмме нанесены линии относительной влажности и удельного объема $1/\rho$. В ряде случаев по оси ординат наносится шкала упругости водяного пара $p_п$. Линии $I = \text{const}$ расположены параллельно линиям $t_м = \text{const}$, что выполнено с определенным допущением (см. § 14), поэтому на поле диаграммы нанесены изолинии поправок к значениям I.

Если в качестве характеристики процесса изменения состояния воздуха на $I-d$-диаграмме принят угловой коэффициент в (тепловлажностное отношение), то при использовании психрометрической диаграммы для этой цели применяют так называемый показатель (фактор) явной теплоты $\Psi = Q_я/Q_п$. Шкала значений Ψ в диапазоне практически наблюдающегося изменения состояния влажного воздуха в кондиционируемых помещениях нанесена по контуру диаграммы. Условная точка (для удобства пользования шкалой), из которой исходят линии направлений процессов показателя Ψ, находится на пересечении линий $t_с = 24$°С и $\varphi = 50\%$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

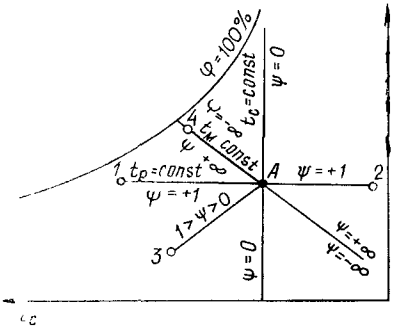


Рис. 11.16. Изменение состояния воздуха в психрометрической диаграмме

Рис. 11.15. Психрометрическая диаграмма (при P =101,3 кПа)

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

Рассмотрим изображение характерных процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в психрометрической диаграмме (рис. II.16):

охлаждение воздуха без изменения влагосодержания — по линии $t_р = \text{const}$, но от точки A к точке 1 ($\Psi = +1$);

нагревание воздуха без изменения влагосодержания по линии $t_р = \text{const}$ ($x = \text{const}$) от точки A к точке 2 ($\Psi = +1$);

политропические процессы нагревания и увлажнения, охлаждения и осушки ($A - 3$) и др. — в произвольном направлении ($\Psi = \text{var}$) на диаграмме;

адиабатное (изоэнтальпийное) охлаждение ($A - 4$) — по линии $t_м = \text{const}$ ($\Psi = \mp\infty$);

изоэнтальпийное нагревание[1] — также по линии $t_м = \text{const}$ ($\Psi = \pm\infty$);

изотермические процессы увлажнения и осушки по линии $t_с = \text{const}$ ($\Psi = 0$).

Пример II.1. Дано $t_с = 20°C$; $\varphi = 50\%$. Определить с помощью психрометрической диаграммы остальные параметры влажного воздуха

Решение На диаграмме (рис. II 15) находим положение точки *1* Через точку *1* проводим линию, параллельную оси абсцисс Слева на пересечении этой линии с кривой $\varphi = 100\%$ находим значение $t_р = 9°C$, а справа на оси ординат — значение $x = 0{,}0073$ кг/кг. Проведя линию $t_м = \text{const}$, на пересечении с $\varphi = 100\%$ находим $t_м = 13{,}6°C$, а на дополнительной шкале — значение $I = 38{,}5$ кДж/кг. Поправка к значению I составляет — 0,15. Тогда фактическое значение $I = 38\,5 - 0{,}15 = 38{,}35$ кДж/кг. Путем интерполяции находим значение $1/\rho = 0{,}84$ м³/кг, откуда $\rho = 1{,}19$ кг/м³.

На рис II 15 линиями $Н - О - П' - П - В - У$ изображен процесс изменения состояния воздуха, рассматриваемый далее в примере IV 2

§ 20. Процессы тепло- и влагообмена между воздухом и водой

В процессе увлажнения или осушки, а часто и при охлаждении и нагреве воздух вводят в контакт с водой. Для этого его пропускают через камеры, в которых разбрызгивается вода, или продувают через пористые слои либо оребренные поверхности, орошаемые водой.

Обычно предполагают, что тонкий слой воздуха на поверхности воды оказывается полностью насыщенным водяными парами. а его температура равна температуре воды. Состояние воздуха в этом слое можно определить по температуре воды, считая его относительную влажность φ, равной 100%. При таком предположении процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой можно рассматривать как процесс смешения основного потока воздуха с насыщенным воздухом в тонком слое, контактирующем с водой. При тепломассообмене температура воды несколько изменяется и для построения процесса принимается некоторая промежу-

[1] При использовании психрометрической диаграммы (в отличие от $I - d$-диаграммы) в результате нанесения линий изоэнтальпийных процессов получаются действительные значения параметров воздуха конечного состояния.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

точная температура Параметры смеси на прямой, соединяющей точку состояния воздуха с точкой, определенной температурой воды на линии $\varphi=100\%$, зависят от площади поверхности теплообмена, продолжительности контакта, а также параметров воздуха и воды. В расчетах используют так называемый коэффициент орошения B, который равен количеству (в кг) разбрызгиваемой воды на 1 кг воздуха, а также учитывают направление луча процесса и конструктивные особенности камеры. Обычно принимается, что точка смеси, определяющая параметры воздуха после орошения, устойчиво может находиться на линии $\varphi=90\div95\%$. Из этих условий и рассчитывают режим орошения.

Рассмотрим несколько наиболее характерных случаев изменения состояния воздуха при контакте с водой.

Пусть начальное состояние воздуха соответствует точке A на I—d-диаграмме, представленной на рис. II.17. При температуре воды, соответствующей точке *1* ($t_W>t_A$) будет происходить увлажнение и нагрев воздуха. Испарение воды осуществляется целиком за счет ее собственной энтальпии. При температуре воды в точке *2* ($t_W=t_A$) воздух увлажняется не изменяя своей температуры. На испарение расходуется тепло воды. При температуре воды в точке *3* ($t_{M\,A}<t_W<t_A$) происходит увлажнение и некоторое охлаждение воздуха Тепло на испарение поступает от воздуха и частично от воды. Если вода имеет температуру мокрого термометра ($t_W=t_{M\,A}$, точка *4*) происходит изоэнтальпийное увлажнение воздуха Тепло для испарения поступает только от воздуха и ему же возвращается в виде теплоты парообразования. В точке *5* температура воды соответствует условию $t_{pA}<t_W<t_{MA}$. Воздух несколько увлажняется и заметно охлаждается Тепло воздуха идет на испарение и на нагрев воды В точке *6* ($t_W=t_{pA}$) происходит охлаждение воздуха при неизменном влагосодержании (сухое охлаждение). При $t_W<t_{pA}$ (точка *7*) воздух интенсивно охлаждается и осушается. Вода охлаждает воздух и отбирает тепло, выделившееся при конденсации водяных паров на ее поверхности

Фактически процесс изменения состояния воздуха при контакте с водой в оросительном пространстве происходит на I — d-диаграмме не по прямой, а по сложной кривой. Если развитие этого процесса во времени разбить на конечные отрезки, то можно проследить его вероятный характер. Рассмотрим случай, когда температура разбрызгиваемой воды ниже температуры точки росы поступающего в камеру воздуха, и когда потоки воздуха и воды движутся параллельно (рис. II.18).

В первый расчетный интервал времени малая часть орошаемого воздуха войдет в контакт с поверхностью капель и приобретет начальную температуру воды τ_1 и $\varphi=100\%$. Эта часть воздуха смешивается с остальной массой воздуха, имеющей параметры точки *1*, и точка смеси *2* будет находиться на прямой линии, соединяющей точку воздуха начального состояния *1* и точку на линии $\varphi=100\%$, соответствующую начальной температуре воды τ_1. В начале второго расчетного интервала в результате теплообмена с

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

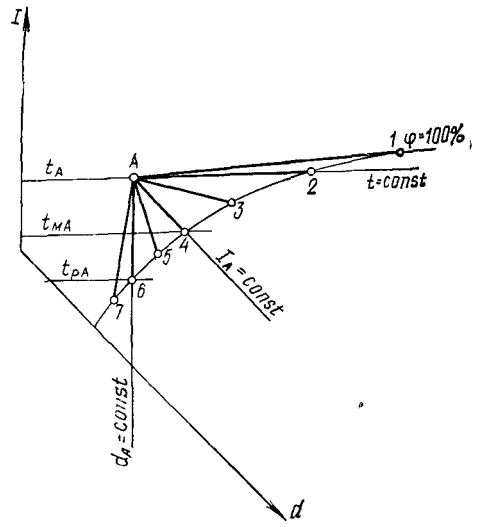


Рис. II.17. *I — d*-диаграмма характерных процессов тепло- и влагообмена воздуха с водой при различных ее температурах

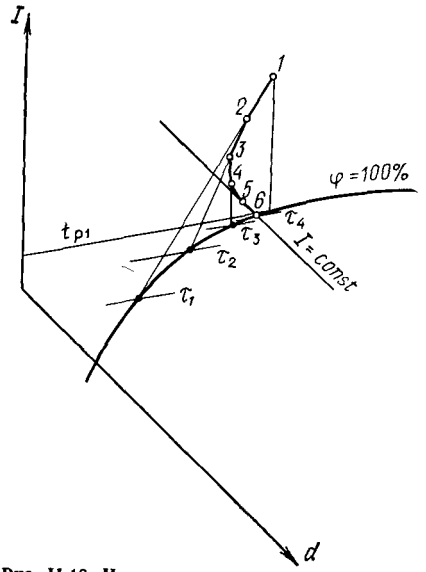


Рис. II.18. Изменение во времени состояния воздуха в точке *1* при его контакте с водой, имеющей начальную температуру $\tau_1 < t$

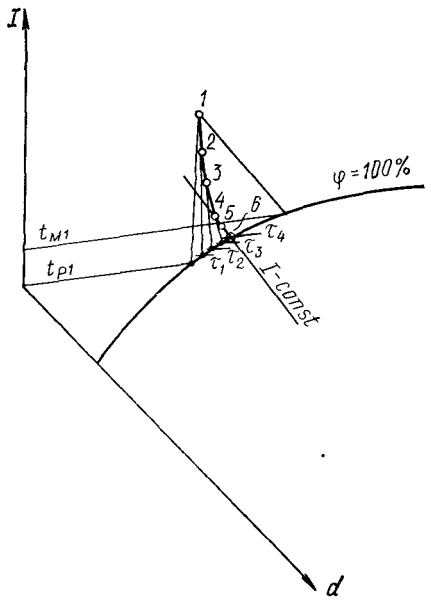


Рис. II.19. Изменение во времени состояния воздуха в точке *1* при его контакте с водой, имеющей начальную температуру $t_{p1} < \tau_1 < t_{M1}$ (при параллельном токе)

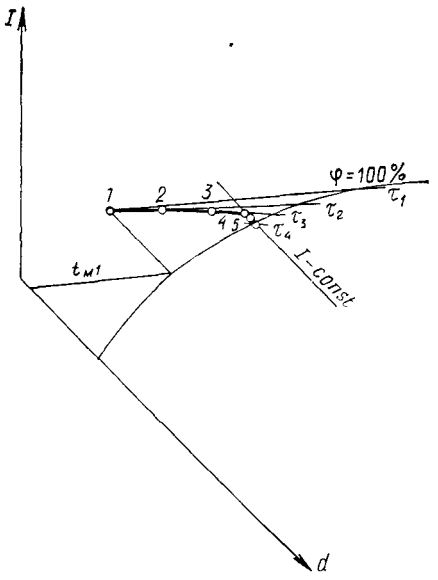


Рис. II.20. Изменение во времени состояния воздуха в точке *1* при его контакте с водой, имеющей начальную температуру $\tau_1 > t_{M1}$ (при параллельном токе)

воздухом температура воды повысится до τ_2, а воздух будет иметь параметры точки смеси *2*. За второй интервал времени часть воздуха приобретает параметры τ_2 и $\varphi = 100\%$. Образуется новая

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

смесь воздуха, состояние которой определяется точкой *3*, а вода повысит свою температуру до τ_3 и т. д.

В первом интервале времени (в начале процесса) теплообмен между водой и воздухом будет протекать интенсивно за счет явного и скрытого обмена теплом при большом перепаде температур. Если температура воды поднимается выше температуры точки росы воздуха, интенсивность теплообмена резко уменьшится: прекратится отдача скрытого тепла конденсации и по мере повышения температуры воды начнется испарение, увлажнение воздуха и передача ему тепла парообразования. Воздух будет отдавать явное тепло воде, но частично оно будет возвращаться воздуху в виде скрытого тепла водяного пара. Изменение температуры воды и воздуха будет происходить медленнее. Постепенно температура воды будет продолжать повышаться, энтальпии воздуха на поверхности воды и очередной смеси движущегося воздуха будут приближаться друг к другу. В конце концов вода приобретет температуру мокрого термометра текущей смеси воздуха, энтальпия которой будет равна энтальпии воздуха на поверхности контакта с водой. Начиная с этого момента процесс увлажнения воздуха будет адиабатическим: температура воздуха будет понижаться, не изменяя энтальпию, а температура воды будет оставаться неизменной и равной температуре мокрого термометра воздуха (см. рис. II.18 точки *4*, *5* и *6*).

Подобного рода рассуждения остаются справедливыми и для условий, когда начальная температура воды выше температуры точки росы и ниже температуры мокрого термометра воздуха. Ход такого изменения состояния воздуха показан на рис. II. 19. Несколько иначе развивается процесс при температуре воды, большей температуры мокрого термометра воздуха, поступающего в камеру. Разница состоит в том, что температура воды будет понижаться и стремиться достигнуть температуры мокрого термометра смеси воздуха некоторого текущего состояния. Развитие этого процесса показано на рис. II.20. На рис. II.21 показан пример подобного построения для противотока [5].

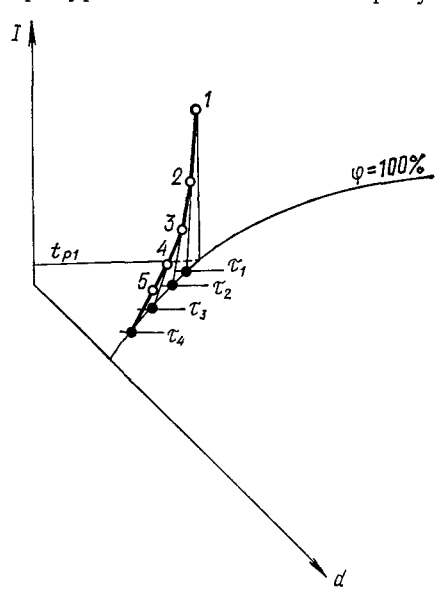


Рис. II.21. Изменение во времени состояния воздуха в точке *1* при его контакте с водой, имеющей начальную температуру $\tau_1 < t_{p1}$ (при противотоке)

В практических расчетах задачу упрощают и считают, что изменение состояния воздуха, как выше сказано, определяется прямой линией, соединяющей

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

точку начального состояния воздуха и некоторую промежуточную точку состояния воды. При расчетах обычно нужно знать параметры воздуха после его контакта с водой и температуру воды, обеспечивающую заданное направление луча процесса. Конечные параметры воздуха определяют точкой *2* пересечения луча ε изменения состояния воздуха, характеризуемого начальными параметрами I_1, d_1 с линией $\varphi = 90 \div 95\%$. Температура воды τ (промежуточная, условная) определится точкой пересечения этого луча с линией $\varphi = 100\%$. Параметры точки пересечения легко определить графическим построением на $I - d$-диаграмме, как это показано на рис. II.21. Они могут быть также рассчитаны аналитически по приближенным формулам (см. § 18).

§ 21. Тепло- и массообмен между влажным воздухом и растворами солей

Тепло- и массообмен между воздухом и жидкостью является комплексным процессом, при котором одновременно происходит перенос теплоты и массы вещества. Интенсивность потоков тепла и массы вещества как в толще жидкости, так и над ее поверхностью зависит от градиентов потенциалов переноса. При этом поток теплоты зависит от градиента температуры, а поток массы — от градиента, например, концентрации вещества. Вместе с тем градиент концентрации оказывает влияние на интенсивность потока теплоты, а градиент температуры в свою очередь — на интенсивность потока массы (см. § 20).

При рассмотрении тепло- и массообмена применительно к процессам кондиционирования воздуха особый интерес представляет тепловлажностное состояние сред на границе раздела «воздух — жидкость». От разности потенциалов переноса между массой воздуха и поверхностью, а также между поверхностью и массой жидкости зависит интенсивность тепло- и массообмена и соответственно интенсивность процесса изменения состояния воздуха.

В § 9 отмечалось, что парциальное давление паров над водой зависит от температуры ее поверхности. Это связано с тем, что силы поверхностного натяжения удерживают отдельные молекулы в массе жидкости. В то же время некоторые молекулы приобретают энергию, превышающую их средний энергетический уровень, и покидают поверхность. Некоторые молекулы, находящиеся над поверхностью и обладающие энергией ниже среднего для данной температуры уровня, поглощаются поверхностью. Таким образом устанавливается равновесное состояние. Если в системе «чистая жидкость — воздух» все молекулы жидкости обладают одинаковой возможностью покинуть поверхность (рис. II.22), то в системе «раствор соли — воздух» ситуация несколько иная (рис. II.23). Молекулы растворителя обладают возможностью покидать поверхность и поглощаться ею, а молекулы растворенного вещества (нелетучие соли) не обладают такой способностью. Поскольку в растворе молекулы растворителя испытывают притяжение не только

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

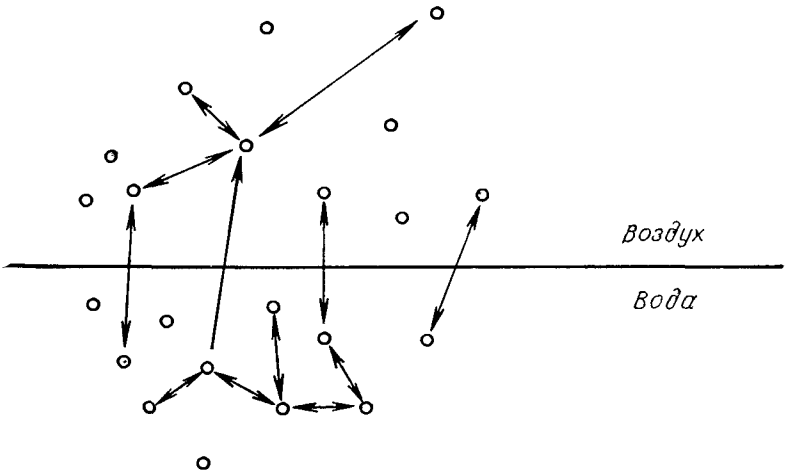


Рис. II.22. Обмен молекулами на поверхности чистой жидкости

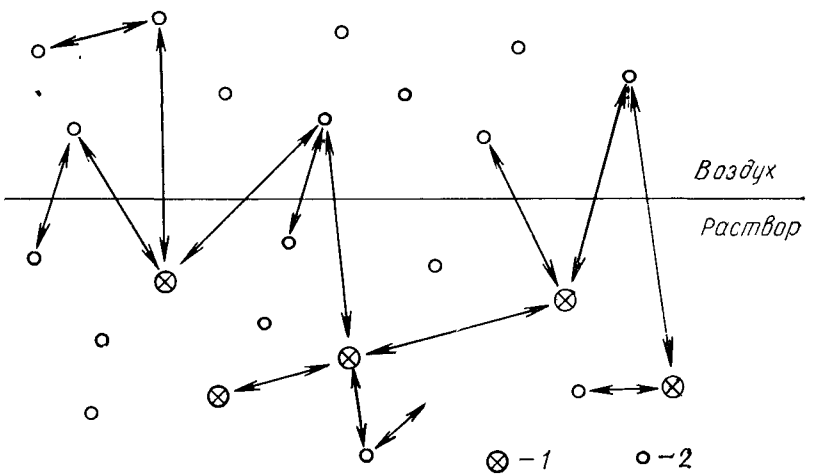


Рис. II.23. Обмен молекулами на поверхности раствора соли
1 — молекула соли, *2* — молекула растворителя

между собой, но и с молекулами растворенного вещества, которые не обладают способностью покидать поверхность, то они в большей степени удерживаются в жидком растворе, чем в чистой жидкости при одинаковых температурных условиях. Следовательно, над поверхностью раствора находится меньше молекул растворителя и парциальное давление паров соответственно ниже. Очевидно, чем выше содержание молекул растворенного вещества в жидкости, тем меньше парциальное давление паров растворителя над ее поверхностью.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

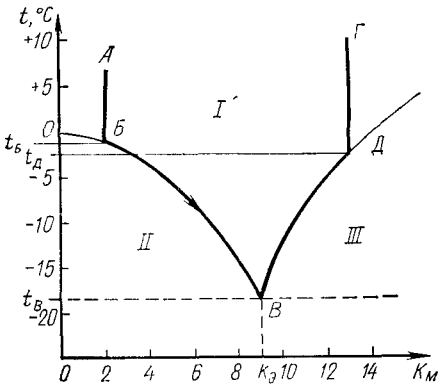


Рис. II.24. Диаграмма фазового состояния раствора
I — жидкая фаза; *II* — фаза образования льда; *III* — фаза выпадения соли

Содержание растворенного вещества, %, оценивают его концентрацией

$$K_{\text{р}} = \frac{G_{\text{р.в}}}{W + G_{\text{р.в}}} 100, \qquad \text{(II.69)}$$

где $G_{\text{р в}}$ — количество растворенного вещества; W — количество растворителя (воды).

Парциальное давление паров жидкости (воды) над поверхностью раствора зависит от температуры t и концентрации $K_{\text{р}}$.

В практических расчетах процессов тепло- и массообмена используют таблицы, связывающие параметры $p_{\text{п}}$, t и $K_{\text{р}}$ для растворов различных солей. Наибольшее распространение в технике кондиционирования воздуха находят растворы хлористого кальция $CaCl_2$, хлористого лития LiCl и некоторые другие. Выбирая различные сочетания параметров t и $K_{\text{р}}$, можно осуществить практически любые процессы изменения состояния воздуха (см. § 12).

Положительным свойством растворов солей является их способность находиться в жидкой фазе при отрицательных температурах. Это свойство позволяет использовать их для обработки приточного воздуха с очень низкими начальными температурами при необходимости получения воздуха с низкими температурой и влагосодержанием, а также дает возможность эффективно утилизировать теплоту вытяжного воздуха зданий и сооружений, находящихся в районах с суровым климатом, и т. д. При расчетах процессов, происходящих при отрицательных температурах, используют диаграммы фазового состояния растворов.

На рис. II.24 показана диаграмма фазового состояния раствора хлористого кальция в координатах t — $K_{\text{м}}$. Концентрация, выраженная в молях растворенного вещества, связана с $K_{\text{р}}$ зависимостью

$$K_{\text{м}} = \frac{10 K_{\text{р}}}{M (1 - 0{,}01 K_{\text{р}})},$$

где M — молекулярная масса растворенной соли.

Температура замерзания раствора зависит от концентрации растворенного вещества. При этой температуре в растворе начинают образовываться кристаллы льда. Такое состояние раствора называется криоскопическим, а понижение температуры замерзания раствора по сравнению с температурой замерзания растворителя (воды) носит название криоскопической температуры. Если

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

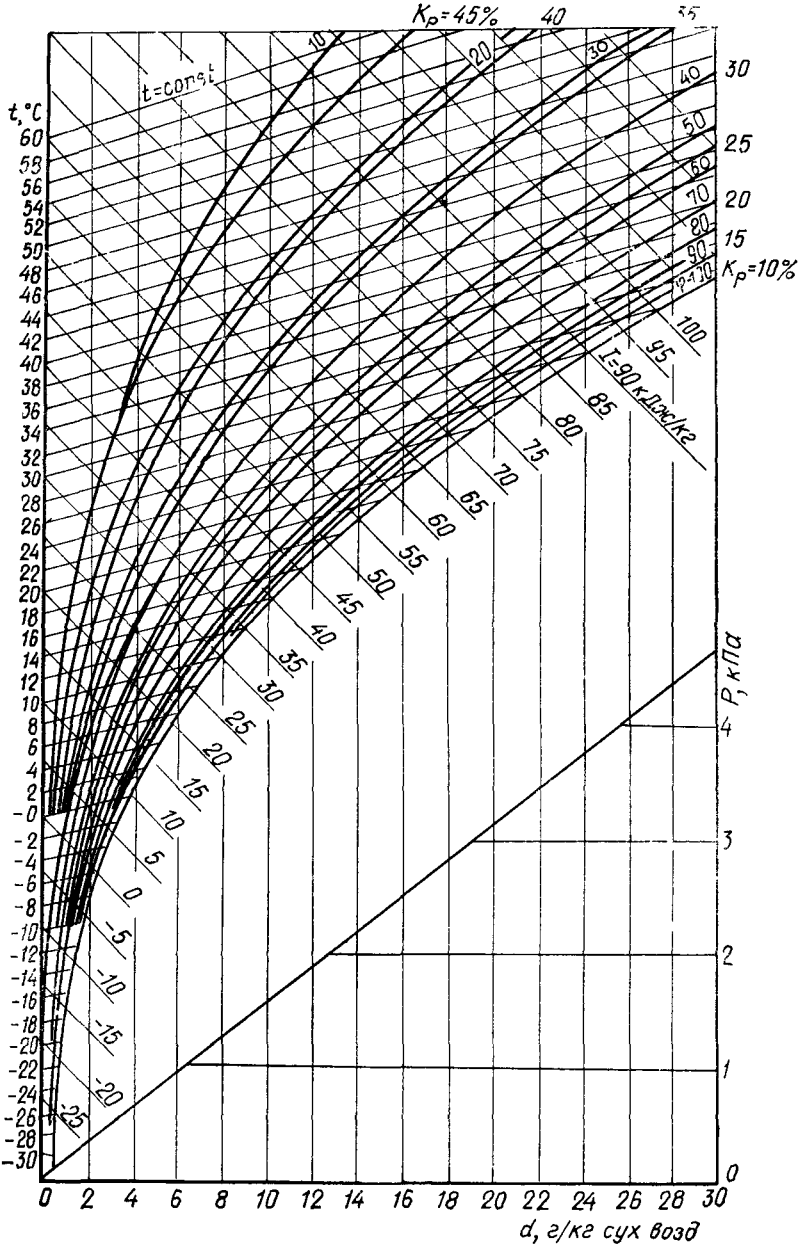


Рис. II.25. *I — d*-диаграмма равновесиого состояиия водяного пара над поверхностью раствора хлористого лития

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

раствор в начальном состоянии A охлаждать, то вначале до состояния $Б$ охлаждение происходит по линии $K_м = \text{const}$, в точке $Б$ раствор переходит в криоскопическое состояние, сохраняя при этом жидкую фазу. Дальнейшее охлаждение будет происходить по кривой $БВ$ и сопровождаться образованием кристаллов льда, в результате чего концентрация раствора будет повышаться. При охлаждении раствора до температуры ниже $t_Б$ образуется лед и твердый раствор. Если начальное состояние раствора характеризуется точкой $Г$, то при охлаждении до точки D начинает выпадать соль, а при дальнейшем понижении температуры процесс протекает по кривой $D — B$ до достижения эвтектической концентрации $K_э$ в точке B. При дальнейшем охлаждении весь раствор переходит в твердое состояние. Описанные явления необходимо учитывать при расчетах процессов обработки воздуха растворами солей.

Парциальное давление водяного пара над раствором соли зависит только от температуры его замерзания и практически одинаково над растворами различных солей. Однако следует иметь в виду, что при этом концентрация раствора должна быть меньше эвтектической, а теплота растворения соли должна быть незначительной по сравнению с теплотой испарения воды. Таким образом, если у различных солей температура замерзания, одинакова, то воздух над поверхностями растворов при равных его температурах будет иметь одинаковые значения относительной влажности.

При расчетах процессов тепло- и массообмена в аппаратах непосредственного контакта систем кондиционирования воздуха и утилизации тепла, где применяют в качестве рабочей силы растворы солей (например, хлористый литий), возникает необходимость определения потоков тепла и массы.

Если расчет потоков тепла от толщи раствора к воздуху (или наоборот) не вызывает особых осложнений, так как потоки тепла в толще раствора и в воздухе зависят от соответствующих градиентов температур, то расчет потоков массы встречает значительные трудности. Обычно в растворе потенциалом переноса влаги принимается концентрация вещества, а в воздухе — парциальное давление. Для описания процесса переноса влаги из толщи раствора к его поверхности и от поверхности в воздушный поток можно использовать единый потенциал состояния влаги во влажном воздухе и в жидкости — потенциал влажности [3].

По своему термодинамическому смыслу потенциал влажности является «полным потенциалом» влаги во всех ее фазах и условиях, при различных температурах и других параметрах сред, а также при разных концентрациях раствора. Применение потенциала влажности позволяет описать перенос массы вещества как в толще жидкости, так и в контактирующем с ней воздухе.

Для расчетов процессов обработки воздуха растворами хлористого лития на $I — d$-диаграмму (рис. II.25) нанесены кривые постоянных значений концентраций растворов $K_р$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 22. Тепло- и массообмен между влажным воздухом и твердыми сорбентами

Явление адсорбции заключается в поглощении паров, газов, или растворенных веществ поверхностью твердых поглотителей (адсорбентов). Такими поглотителями могут быть активированный уголь, силикагель, алюмогель, губчатая платина и др. Все эти вещества характеризуются капиллярно-пористой структурой, вследствие чего они обладают весьма развитой внутренней поверхностью капилляров, достигающей нескольких сот и даже тысяч квадратных метров на 1 кг массы вещества.

Механизм процесса осушения воздуха при прохождении через слой адсобента [28] заключается в следующем. Известно, что, когда смачивающая жидкость частично заполняет капиллярный канал, мениск жидкости в капилляре приобретает вогнутую форму. Парциальное давление паров на вогнутой поверхности мениска меньше парциального давления паров над плоской поверхностью жидкости. Поскольку парциальное давление водяного пара в воздухе, окружающем капиллярное тело, выше, чем на вогнутой поверхности мениска, то образующаяся разность потенциалов вызывает перенос пара из окружающего воздуха в капилляр. В капиллярном канале пар претерпевает фазовое превращение и переходит из газообразного состояния в жидкое. Таким образом, при прохождении осушаемого воздуха через слой адсорбента происходит явление капиллярной конденсации, обусловленное наличием некоторого количества жидкости в капиллярах, необходимого для образования вогнутого мениска.

В технике кондиционирования воздуха широко применяется силикагель SiO_2, представляющий собой зернистое стекловидное вещество, получаемое путем обработки жидкого стекла минеральной кислотой. Для осушения воздуха обычно применяют силикагель с размерами зерен от 1 до 3 мм. Силикагель марки КСМ имеет следующий гранулометрический состав: зерен крупностью до 2 мм — 0,8%; 2—3 мм —8,2%; 3—5 мм — 88%; 5—7 мм — 2,6%. Площадь поверхности капилляров в 1 кг силикагеля достигает 400 000 м^2 при плотности стекла 2000—2500 кг/м^3; плотность сухого силикагеля равна 640—700 кг/м^3. Силикагель обладает высокой гидрофильностью. Адсорбирующая способность силикагеля зависит от температуры осушаемого воздуха: с повышением температуры воздуха способность поглощения влаги силикагелем уменьшается.

При длительном пребывании в воздухе, обладающем неизменяющимися параметрами, силикагель приобретает равновесное с ним состояние, характеризующееся определенным значением влагосодержания g, выраженным в г/кг сухого силикагеля.

Из рис. II.26 видно, что при определенном влагосодержании воздуха равновесное состояние силикагеля тем ниже, чем выше температура воздуха, поэтому применять силикагель для осушения воздуха при температурах выше 35°С нецелесообразно.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

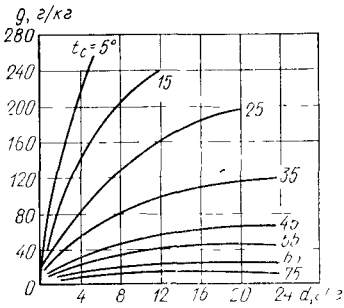


Рис. II.26. Зависимость равновесного влагосодержания силикагеля от температуры и влагосодержания воздуха

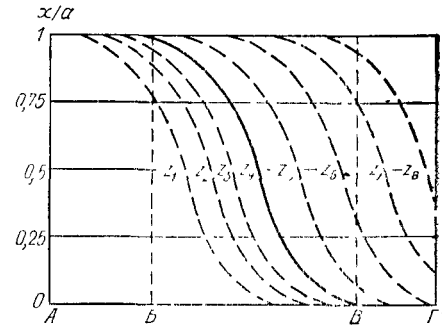


Рис. II.27. Изменение влажности силикагеля

В условиях практического применения силикагеля или другого адсорбента влажность не следует доводить до предельных состояний, показанных на рис. II.26. Последнее объясняется тем, что в процессе осушки воздуха насыщение адсорбента происходит отдельными слоями по ходу воздуха. Рассмотрим этот процесс несколько подробнее. Если через слой адсорбента толщиной $А — Г$ (рис. II.27) проходит осушаемый воздух, то отношение x/a в какой-то момент времени будет выражать степень насыщения адсорбента влагой (здесь x — влажность адсорбента в данный момент; a — предельное количество влаги, насыщающей адсорбент, равное 0,08—0,1 массы сухого силикагеля).

На рис. II.27 масштаб этого отношения от 0 до 1 нанесен на оси ординат. По истечении времени Z_4 некоторая часть слоя толщиной $А — Б$ оказывается полностью насыщенной. В пределах толщины слоя $Б — В$ в этот момент степень насыщения адсорбента изменяется от 0 до 1. В последней части слоя $В — Г$ отношение $x/a \to 0$. Следовательно, воздух приобретает конечную влажность по выходе из слоя $Б — В$. По истечении времени, равного Z_6, ч, воздух уже невозможно осушить до заданного уровня, так как с этого момента степень использования адсорбента будет непрерывно снижаться. Таким образом, осушение воздуха должно прекратиться еще до достижения всем слоем адсорбента равновесной влажности $x/a = 1$.

Изложенное показывает, что чем меньше толщина слоя $АГ$, тем меньше предельная величина степени насыщения x/a. Следовательно, с этой точки зрения для более полного использования адсорбента толщина его слоя должна быть по возможности большей. Однако с увеличением толщины слоя повышается его сопротивление прохождению воздуха. При размере зерен силикагеля от 1 до 3 мм сопротивление слоя, Па, можно приближенно найти по формуле

$$h = (35 \div 40)\ \delta\ v^2, \qquad (II.70)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где δ — толщина слоя силикагеля, мм; v — скорость воздуха, отнесенная к лобовому сечению слоя силикагеля, м/с.

Для осушения воздуха также можно использовать алюмогель Al_2O_3. Объем капилляров алюмогеля составляет примерно 30% общего объема, площадь поверхности капилляров 1 кг алюмогеля — примерно 250 000 м² при плотности структуры 3250 кг/м³; плотность сухого алюмогеля 800 кг/м³. Алюмогель рекомендуется применять для осушения воздуха с температурой не выше 25°С. Приведенные характеристические данные свидетельствуют о более низкой поглотительной способности алюмогеля как адсорбента по сравнению с силикагелем.

Предельное количество влаги, насыщающей алюмогель, $a = 0{,}04 \div 0{,}1$ веса сухого вещества. Вместе с тем степень осушения воздуха при применении алюмогеля выше, чем при использовании силикагеля. Размеры зерен алюмогеля колеблются от 1 до 3 мм. В связи с резким снижением адсорбционной способности алюмогеля с повышением температуры в толще его слоя иногда прокладывают змеевики, по которым пропускают холодную воду, охлаждающую алюмогель. Это мероприятие способствует повышению поглотительной способности слоя адсорбента в процессе его использования.

При адсорбции конденсация влаги в капиллярах сопровождается выделением удельной теплоты испарения и удельной теплоты смачивания. Полная удельная теплота адсорбции составляет 2930 кДж/кг, из которых около 420 кДж/кг составляет удельная теплота смачивания. Выделяющаяся теплота адсорбции повышает температуру как слоя адсорбента, так и осушаемого воздуха. Наибольшее повышение температуры адсорбента наблюдается в той его части, в которой в данный момент происходит поглощение влаги. При этом по мере смещения зоны адсорбции в том же направлении происходит и смещение зоны наиболее высокой температуры.

Применение твердых влагопоглощающих веществ позволяет получить почти абсолютно сухой воздух. Использование таких веществ для осушения воздуха можно рекомендовать в тех случаях, когда целью обработки воздуха является его осушение и нагревание.

Рассмотрим построение процесса на $I - d$-диаграмме. Для вывода выражения углового коэффициента луча процесса адсорбции запишем балансовые уравнения по теплу и по влаге:

$$G_п I_2 = G_п I_1 - W_к c_в t_2 - q_a W_к + 420 W_к; \qquad (II.71)$$

$$G_п d_2/1000 = G_п d_1/1000 - W_к, \qquad (II.72)$$

где $W_к$ — количество водяного пара, кг, сконденсировавшегося в адсорбере в течение 1 ч; q_a — расход тепла на нагревание адсорбента и конструкций адсорбера (принимается около 420 кДж/кг адсорбированной влаги); 420 — удельная теплота смачивания, кДж/кг адсорбированной влаги.

Разделив выражение (II.71) на (II.72), после соответствующих преобразований получим:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\varepsilon = [(I_2 - I_1)/(d_2 - d_1)]\ 1000 = (-c_w W_к t_2 - q_a W_к + 420 W_к)/(-W_к) = c_w t_2 + q - 420 \approx c_w t_2. \quad (II.73)$$

В процессе адсорбции температура воздуха повышается на

$$\Delta t = [(-r_a - q_a - c_w t_2)\ (d_1 - d_2)/1000]/c_в, \quad (II.74)$$

где r_a — удельная теплота адсорбции, кДж/кг.

Следовательно, конечная температура воздуха

$$t_2 = t_1 + \Delta t. \quad (II.75)$$

Подставив в выражение (II.75) значение Δt и решив его относительно искомой величины t_2, получим:

$$\varepsilon \approx c_w t_2 = [c_w t_1 + (r_a - q_a)\ (d_1 - d_2)/(1000\, c_в)]/[1 + (d_1 - d_2)/(1000\, c_в)]. \quad (II.76)$$

Если точка *1* (рис. II.28) соответствует начальному состоянию воздуха, то, проведя через нее луч процесса адсорбции до пересечения с линией $d_2 = \text{const}$ (заданного конечного влагосодержания), получим точку, параметры которой определяют конечное состояние воздуха, выходящего из адсорбера.

Слой адсорбента по достижении предельной влажности перестает поглощать влагу из воздуха. Для восстановления адсорбирующей способности адсорбент подвергают активации, которая заключается в продувке через него воздуха (или отфильтрованных дымовых газов), нагретого до температуры 180—240°С.

Под воздействием высокой температуры влага, содержащаяся в капиллярах, испаряется и отводится вместе с газом или воздухом. В процессе активации слой адсорбента нагревается до температуры 100—110°С, вследствие чего перед повторным использованием его охлаждают продувкой холодного воздуха. Продувка способствует также поддержанию в адсорбенте минимального количества воды, обеспечивающего образование в капиллярах вогнутого мениска, при наличии которого твердый поглотитель приобретает способность адсорбировать водяной пар.

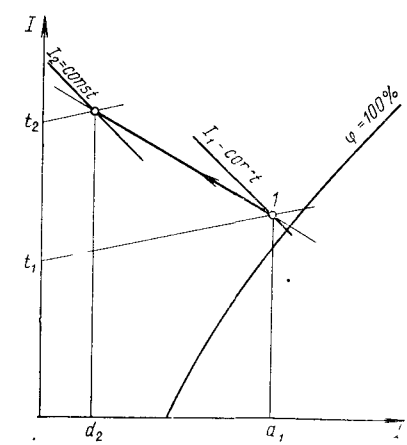


Рис. II 28. *I — d*-диаграмма с режимом адсорбции

§ 23. Аэроионный режим воздушной среды

Как было указано выше (§ 1), комфортность состояния воздушной среды определяется не только ее температурой, влажностью, подвижностью и чистотой, но и концентрацией и составом аэрононов, так называемым аэрононным режимом. Воздушная среда обладает проводимостью, которая определяется наличием в ней положительных и отрицательных ионов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

газа — аэроионов, т. е. комплексов молекул, несущих заряд, кратный элементарному заряду. Аэроионы образуются при поляризации газов, входящих в состав воздуха, когда под действием внешнего фактора (ионизатора) нейтральной молекуле или атому сообщается энергия, достаточная для удаления одного из наружных валентных электронов из сферы действия ядра. В результате первоначально нейтральные атом и молекула становятся положительно заряженными, а образовавшийся свободный электрон присоединяется к одному из нейтральных атомов и образует отрицательный аэроион. Так попарно образуются отрицательный и положительный аэроионы. Под действием поляризационных сил к первичным молекулярным аэроионам присоединяется некоторое число нейтральных молекул воздуха, в результате чего образуется комплекс молекул, получивших название легких аэроионов. Легкие аэроионы, присоединяясь к присутствующим в воздухе ядрам конденсации, становятся более крупными — средними, тяжелыми и др.

Обычно аэроионы классифицируют на группы по значению показателя подвижности K, см^2/(с·В), который соответствует скорости движения, см/с, в однородном электрическом поле с напряженностью, равной 1 В/см. Спектр аэроионов условно делят на пять диапазонов:

легкие	$K \geqslant 1$ см^2/(с·В)
средние	$1 > K > 0{,}01$»
тяжелые	$0{,}01 > K > 0{,}001$»
ионы Ланжевена	$0{,}001 > K > 0{,}0002$»
сверхтяжелые	$K < 0{,}0002$»

Размеры (диаметры) аэроионов составляют от $d = (1{,}4 \div 2)\,10^{-7}$ см для легких до $d \geqslant 1 \cdot 10^{-5}$ см для сверхтяжелых.

При ионизации газов, входящих в состав воздуха, обычно образуются однократно заряженные аэроионы: так, легкие аэроионы несут, как правило, один положительный или один отрицательный заряд. По мере увеличения аэроионов повышается вероятность образования аэроионов с двумя элементарными зарядами.

Подвижность легких аэроионов зависит от газового состава, плотности, давления и температуры воздуха. При определенной температуре подвижность аэроионов K обратно пропорциональна давлению P. При изменении относительной влажности от 0 до 100% подвижность отрицательных аэроионов уменьшается примерно на 18%, а подвижность положительных практически остается неизменной.

Основным показателем, характеризующим степень ионизации воздушной среды, является число аэроионов определенной подвижности и знака, содержащихся в единице объема (1 см^3),— концентрация аэроионов. В приземном слое воздуха концентрация положительных аэроионов как легких, так и тяжелых, несколько больше концентрации отрицательных. Концентрация легких аэроионов обеих полярностей составляет обычно для сельских районов 500—1000 аэроионов в 1 см^3, доходя до 2000—2500 в чистом горном воздухе и в ряде курортных мест. На улицах боль-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ших городов концентрация аэроионов не превышает 200—400 в 1 см³. Существует предположение, что отрицательные легкие аэроионы образуются за счет кислорода и озона, положительные — за счет углекислого газа и азота [9].

Источниками естественной ионизации, обусловливающей присутствие аэроионов в атмосферном воздухе, являются: радиоактивные вещества, находящиеся в земной коре, воде, воздухе; космические лучи; нейтронные потоки и ультрафиолетовое излучение солнца; электрические разряды в атмосфере; баллоэлектрический эффект (дробление и распыление воды); трибоэлектрический эффект (взаимное трение песчинок, частиц пыли, снега и т. п.).

Понижение давления, уменьшение влажности и повышение температуры сопровождаются увеличением числа легких аэроионов. Большое значение в ионизации воздуха имеют направление и сила ветра. Измерения показывают, что средние концентрации легких аэроионов изменяются в течение года с максимумом весной и летом (май — июнь) и с минимумом зимой (январь — март). В течение суток максимум средних концентраций легких аэроионов наблюдается с 20 до 4 ч, когда воздух наиболее чист, а минимум — с 6 до 15 часов. Суточный и годовой ход изменения концентрации легких аэроионов противоположен концентрации тяжелых аэроионов. В зависимости от чистоты воздуха среднее время «жизни» легких аэроионов изменяется от 5 с (для сильно запыленного воздуха) до 1000 с. Время «жизни» легких аэроионов в пригороде составляет 25—39 с, тогда как в центре города 1·2—14 с. При этом время «жизни» для отрицательных аэроионов несколько меньше, чем для положительных, вследствие их большей подвижности.

Аэроионный режим воздушной среды помещений в значительной мере зависит от степени ионизации наружного воздуха и интенсивности воздухообмена. При больших кратностях воздухообмена суточный и годовой ход ионизации комнатного воздуха в летнее время в основном совпадает с ходом изменения концентрации легких аэроионов в наружном воздухе. Концентрация легких аэроионов в наружном воздухе в летнее время бывает больше, чем в воздухе помещений, а в холодное время года относительно большая концентрация легких аэроионов наблюдается в воздухе отапливаемых помещений.

Влияние суточного и годового хода атмосферной ионизации при наличии людей в помещении становится малозаметным: в помещении наблюдается самостоятельный ход изменения уровня ионизации воздуха. Основные изменения в уровне ионизации комнатного воздуха в присутствии людей состоят в уменьшении числа легких аэроионов и в увеличении числа тяжелых. Особенно быстрое убывание концентрации легких аэроионов наблюдается в первые 30—40 мин пребывания людей в помещении: концентрация легких аэроионов обеих полярностей понижается с 100—200 до 30—50 аэроионов в 1 м³. При этом число отрицательных аэроионов уменьшается несколько быстрее, чем положительных. Основной причиной уменьшения концентрации легких аэроионов явля-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ется поглощение их людьми в процессе дыхания. Существенное значение имеет и контакт с телом, оседание на частицах, взвешенных в воздухе, наличие табачного дыма и т. п.

Показателем аэроионного режима ψ является отношение концентрации тяжелых аэроионов $N^{\pm}$ к числу легких $n^{\pm}$:

$$\psi = (N^{+} + N^{-})/(n^{+} + n^{-}). \qquad \text{(II.77)}$$

Чем меньше значение ψ, тем благоприятнее аэроионный режим. Уменьшение концентрации легких аэроионов и увеличение коэффициента ψ находятся в прямой зависимости от числа людей в помещении и его объема.

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха оказывают весьма существенное влияние на концентрацию легких аэроионов в воздухе. Установлено, что воздух, проходя через фильтры очистки, металлические воздуховоды и другие элементы вентиляционных систем, теряет до 90% легких аэроионов. В центральных системах кондиционирования после прохождения воздуха через калориферы первоначальная концентрация легких аэроионов практически не меняется, концентрация тяжелых аэроионов снижается в несколько раз. В камере орошения концентрация легких аэроионов повышается в 5—10 раз за счет электризации капель воды при разбрызгивании. При этом изменяется соотношение видов легких аэроионов: значительно увеличивается число аэроионов, образованных вследствие распыления воды, и одновременно снижается число легких аэроионов, в основе которых лежат молекулы кислорода и озона. При прохождении воздуха через систему воздуховодов концентрация легких аэроионов снижается, возвращаясь к исходному уровню [9].

Гигиенисты и физиологи отмечают, что понижение концентрации легких аэроионов и количественное изменение их видов могут быть источниками дискомфорта и возникновения у людей негативных факторов (утомление, головная боль, нервозность и т. п.), что наблюдается иногда в помещениях с кондиционированием воздуха, оптимальным по всем остальным параметрам. Экспериментально установлено, что легкие аэроионы ускоряют ход восстановительных процессов у людей, находящихся в состоянии утомления, и повышают устойчивость организма к различным неблагоприятным воздействиям внешней среды. Искусственная ионизация способствует увеличению скорости зрительных и слуховых реакций, повышению умственной и физической работоспособности, улучшению общего и субъективного состояния человека. В 1980 г. утверждены «Санитарно-гигиенические нормы допустимых уровней ионизации воздуха производственных и общественных помещений» [35], распространяющиеся на помещения, воздушная среда которых подвергается обработке в системах кондиционирования.

Для улучшения аэроионного режима необходимо применять искусственную ионизацию воздуха, осуществляемую аэроионизаторами. В зависимости от физического явления, используемого в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

той или иной конструкции аэроионизаторов, различают следующие типы этих устройств: электрические, радиоактивные, гидродинамические.

Принцип действия электрических аэроионизаторов основан на явлении автоэлектронной эмиссии, возникающей при определенном градиенте электрического поля у заостренного излучателя. Электрические аэроионизаторы получили большое распространение в нашей стране и за рубежом. В настоящее время промышленностью выпускаются аэроионизаторы «Рига» и «Рязань». Вследствие низкой генерирующей способности эти аппараты обладают малым радиусом действия и поэтому используются как приборы индивидуального пользования и в небольших помещениях. Для ионизации воздуха в больших по объему помещениях разработан электрический малогабаритный аэроионизатор ЭМА, излучатель которого конструктивно выполнен в виде малогабаритного пропеллера. Автоэлектронная эмиссия с заостренных краев излучателя-пропеллера вызывает его вращение, что обеспечивает равномерное распределение аэроионов в объеме помещения. Один такой аэроионизатор, расположенный у потолка, обеспечивает концентрацию легких аэроионов на уровне дыхания не менее 3000 в 1 $см^3$ на площади около 60 $м^2$ [24]. Действие радиоактивных аэроионизаторов основано на свойстве α-, β-, γ-лучей радиоактивных элементов ионизировать воздух. Основным достоинством этих аэроионизаторов является исключение появления побочных продуктов. Конструкция радиоактивного аэроионизатора включает радиоизотоп, помещенный в корпус, через который пропускается поток воздуха. У нас в стране и за рубежом эти приборы используются в основном для проведения медико-биологических наблюдений.

Принцип действия гидродинамических аэроионизаторов основан на баллоэлектрическом эффекте, заключающемся в электризации капель при дроблении и распылении воды. К аэроионизаторам такого типа относится увлажнитель «Комфорт». Гидродинамические аэроионизаторы вырабатывают большое число средних и тяжелых аэроионов, плохо управляются, требуют наличия дистиллированной воды, создают ощущение холода, особенно в зимнее время.

Из всех известных типов аэроионизаторов предпочтение при их применении в помещениях жилых, общественных и промышленных зданий отдается электрическим аэроионизаторам. Они имеют лучшие технические характеристики, дающие возможность получать различные концентрации аэроионов, а также несомненные архитектурные и конструктивные достоинства, позволяющие с успехом применять их при различном решении интерьера — встраивать в приточные отверстия систем вентиляции и кондиционирования, располагать непосредственно на рабочих местах.

По техническим характеристикам аэроионизаторы подразделяются на приборы общего и индивидуального пользования, по конструктивному исполнению — на стационарные и переносные. Стационарные аэроионизаторы размещают в верхней зоне помещения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

у потолка или располагают в плоскости приточных отверстий воздухораспределителей, предусматривая при этом автоматическое или дистанционное отключение их при прекращении подачи воздуха и включение при его подаче. Распределение концентраций аэроионов в объеме помещения при расположении аэроионизаторов в воздухораспределительном устройстве обеспечивается равномерностью распределения поля скоростей приточного воздуха.

Заданные уровни концентрации аэроионов, как правило, устанавливают для зоны дыхания (1,0—1,5 м от пола). Оптимальный уровень концентрации аэроионов обычно варьируется от 1500 до 5000 аэроионов в 1 см^3. Производительность и заданный уровень аэроионизаторов определяют зону их действия, которая, в свою очередь, характеризуется площадью, в пределах которой концентрация аэроионов на уровне дыхания не меньше заданного уровня. Зная размеры всего помещения или той его части, в пределах которой необходимо оптимизировать аэроионный режим, определяют число аэроионизаторов.

Глава III. СОСТОЯНИЕ РАБОЧИХ СРЕД И ПРОЦЕССЫ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В АППАРАТАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 24. Общая постановка задачи

Рассмотрение процессов тепловлажностной обработки воздуха в аппаратах установок кондиционирования воздуха (УКВ) встречает значительные трудности, что заставляет вводить в описание картины процессов упрощающие предпосылки и часто ограничиваться только экспериментальными результатами. Экспериментальные данные получены для различных аппаратов, в которых воздух обрабатывается путем контакта с нагретыми или охлажденными твердыми поверхностями водой, растворами и т. д. В одних аппаратах воздух проходит через неподвижные или движущиеся оребренные поверхности или насадки, в других — через оросительное пространство с каплями различной дисперсности. В третьих вода (раствор) стекает по пленконесущей поверхности, образует вспененный слой, волнистую или гладкую свободную поверхность контакта. Направление потоков обменивающихся сред и продолжительность контакта между ними также могут быть различными.

Рассмотрим общую физико-математическую картину процесса и взаимовлияние отдельных явлений и факторов в логической последовательности, обычно принятой в теории тепло- и массообмена. Прежде всего следует определить термодинамические потенциалы и другие характеристики состояния тепломассообменивающихся сред, далее установить предельные равновесные состояния обменивающихся сред в системе при различных их количественных соотношениях и параметрах. При расчетах УКВ необходимо знать

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

и промежуточные состояния влажного воздуха, воды, раствора при переходе от произвольного начального к предельному равновесному состоянию. Для рассмотрения динамики таких переходных нестационарных процессов необходимо определить силы, вызывающие перенос тепла и массы, и характеристики переноса, составить уравнения тепло- и массообмена и соответствующие балансовые уравнения обменивающихся сред.

Таким образом, общая физико-математическая постановка задачи включает в себя: термодинамические уравнения состояния обменивающихся сред и уравнения их предельного равновесного состояния; теплофизические уравнения тепломассообмена между движущимися средами и их тепловые и массовые балансовые уравнения. Общая система уравнений может быть записана в дифференциальной форме, или в явном виде, или в виде смешанной системы уравнений, причем некоторые уравнения часто удается объединить между собой.

§ 25. Термодинамика состояния рабочих сред тепло- и массообменных аппаратов кондиционирования

Расчет УКВ заключается в определении параметров состояния обменивающихся рабочих сред и потоков тепла и массы между ними.

Рабочие среды в обменных аппаратах представляют собой гомогенные либо гетерогенные системы. Гомогенной называют такую систему, химический состав и физические свойства которой во всех частях одинаковы и изменяются непрерывно без скачка от одной точки системы к другой. Гетерогенной называется система, состоящая из двух и более различных гомогенных областей. Гомогенные области в гетерогенной системе являются компонентами или фазами различных компонентов системы.

После разделения гетерогенной системы на компоненты и фазы ее можно полностью термодинамически описать. В термодинамике принят ряд характеристических функций, определяющих состояние отдельных компонентов и фаз. С помощью этих функций могут быть в явной форме выражены все термодинамические свойства состояния компонентов. Выбор тех или иных функций для расчетов определяется конкретными условиями задачи и принципиального значения не имеет.

Уравнение состояния относительно изменения свободной энергии F_i записывается в виде зависимости:

$$\mathrm{d}\, F_i = -S_i\, \mathrm{d}\, T_i - p_i\, \mathrm{d}\, V_i + \mu_i\, \mathrm{d}\, M_i, \qquad \text{(III.1)}$$

где S_i — удельная энтропия фазы; p_i — давление, действующее со стороны фазы; μ_i — химический потенциал фазы, T_i, V_i, M_i — принятые независимые переменные (температура, объем и масса i-й фазы или компонента)

Уравнение (III.1) является одной из форм записи основного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

термодинамического уравнения Гиббса для открытой системы при принятых независимых переменных.

При расчете тепломассообменных аппаратов необходимо определять перенос тепла и влаги от одного рабочего тела к другому, т. е. рассматривать процессы, связанные с неравновесным состоянием открытых гетерогенных систем. Основное предположение, из которого исходят в термодинамике необратимых процессов, состоит в том, что соотношение (III.1), характеризующее равновесное состояние — статику, может быть распространено и на описание неравновесных состояний, т. е. на состояния рабочих тел в динамическом режиме. Такое предположение справедливо при небольших (в термодинамическом смысле) отклонениях систем от равновесного состояния, что характерно для процессов тепломассообмена в аппаратах кондиционирования воздуха, поэтому при их расчете можно пользоваться теоретическими построениями термодинамики необратимых процессов.

Следуя выводу полного термодинамического потенциала влажности [6], уравнение состояния для рабочего вещества можно записать в виде

$$\mathrm{d}F = -S\,\mathrm{d}T + \Theta\,\mathrm{d}M, \qquad \text{(III.2)}$$

где S — удельная энтропия всей гетерогенной системы (рабочего вещества); T — температура системы; Θ — потенциал соответствующего компонента; $\mathrm{d}M$ — приращение массы компонента (например, влаги в воздухе или растворителя в растворе и т. д.)

Уравнение (III.2) удобно для определения состояния рабочих веществ в аппаратах тепло- и массообмена тем, что в нем выделены в самостоятельные слагаемые факторы, определяющие массообмен (второе слагаемое) и теплообмен (первое слагаемое). Рассмотренное термодинамическое построение является теоретической основой, качественно определяющей состояние рабочих веществ в аппаратах тепломассообмена.

Обмен теплом и массой между рабочими веществами в аппаратах будет происходить в направлении выравнивания термодинамических потенциалов веществ за счет изменения емкостных показателей. Такие процессы являются переходными. Если разности потенциалов рабочих сред поддерживаются на заданном уровне или определенным образом изменяются за счет внешних воздействий, то на границе рабочих сред происходит обмен энергией и массой, а сами среды изменяют термодинамические потенциалы и емкостные показатели, т. е. в общем случае происходит сложный процесс нестационарного тепло- и массообмена.

При анализе фазовых равновесий и процессов фазовых переходов рабочих веществ большое значение имеет правило Гиббса, которое устанавливает зависимость между числом независимых переменных (степенями свободы системы), определяющих состояние термодинамической системы n, числом компонентов n_1 и числом фаз системы n_2:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$n = n_1 - n_2 + 2. \qquad \text{(III.3)}$$

Для компонента в однофазовом состоянии $n=1-1+2=2$. Это означает, что система (один компонент в виде одной фазы) будет определена, если заданы две функции состояния, например давление p и температура T.

Для двух фаз одного компонента $n=1$, т. е. система обладает только одной степенью свободы. В данном случае одна независимая переменная определяет состояние системы, например, p или T.

Рассматривая однокомпонентную систему, состоящую из трех фаз, из формулы (III.3) видно, что число степеней свободы такой системы равно нулю. Следовательно, в однокомпонентной системе три фазы могут находиться в равновесии лишь при вполне определенных температуре, давлении и др.

Связь между давлением, температурой и удельным объемом для идеальных газов, устанавливает уравнение состояния (см. гл. II). Для реальных газов уравнение состояния является приближенным и требует поправок.

Связь между температурой и давлением на линии фазовых переходов устанавливает уравнение Клапейрона—Клаузиуса, которое применительно к системе, «жидкость — пар» имеет вид

$$V_{\text{п}} \frac{\mathrm{d}\, p_{\text{п}}}{\mathrm{d}\, T} - V_{\text{ж}} \frac{\mathrm{d}\, p_{\text{ж}}}{\mathrm{d}\, T} = \frac{r}{RT}, \qquad \text{(III 4)}$$

где V, p — удельный объем и давление находящихся в равновесии фаз, м³/кг и Па

Особый интерес представляют условия фазового перехода при испарении воды в воздух. В этом случае давление над поверхность жидкости $p_{\text{ж}}$ равно сумме давлений пара и воздуха, и условия фазового равновесия имеют вид $T=T_{\text{ж}}=T_{\text{п}}$ и $p_{\text{ж}}=p_{\text{п}}+p_{\text{в}}$

Из уравнения Клапейрона—Клаузиуса имеем:

$$V_{\text{п}} \frac{\mathrm{d}\, p_{\text{п}}}{\mathrm{d}\, T} - V_{\text{ж}} \frac{\mathrm{d}\, (p_{\text{п}} + p_{\text{в}})}{\mathrm{d}\, T} = \frac{r}{RT}. \qquad \text{(III 5)}$$

Так как $V_{\text{п}} \gg V_{\text{ж}}$, а $\mathrm{d}p_{\text{п}}/\mathrm{d}T$ и $\mathrm{d}(p_{\text{п}}+p_{\text{в}})/\mathrm{d}T$ величины одного порядка, то приходим к зависимости

$$\ln \frac{p}{p_0} = \frac{r}{R} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T} \right). \qquad \text{(III 6)}$$

В частности для водяного пара, если в качестве реперной точки принять $T_0=T_{\text{п}_0}=0°\text{C}=273$ К, при которой $r=2500$ кДж/кг, $R=0{,}462$ кДж/(кг·К), $p_{\text{п}_0}=610{,}8$ Па, то связь между давлением и температурой на линии насыщения «пар—вода» будет выражаться приближенной для реальных условий зависимостью

$$p_{\text{п}} = 610{,}8 \exp\, [5413{,}42\ (1/273 - 1/T)]. \qquad \text{(III.7)}$$

Термодинамика влажного воздуха, все характеристики его состояния в том числе и в виде приближенных аналитических зависимостей, рассмотрены отдельно в гл. II. Поэтому здесь допол-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нительно рассмотрим термодинамику состояния других рабочих сред, которые используются в УКВ, а именно водных и других растворов.

Растворы солей используют в качестве рабочего тела в теплообменниках при температурах ниже 0°С; растворы хладонов — для повышения термодинамического совершенства циклов компрессорных тепловых насосов; водоаммиачные, бромистолитиевые и хлористолитиевые растворы — в абсорбционных холодильных машинах и в тепловых насосах.

Над поверхностью жидких растворов находятся насыщенные пары компонентов. Если растворенное вещество является нелетучим, например растворы солей, то насыщенный пар состоит только из молекул растворителя; если оба компонента летучи, то насыщенный пар включает молекулы обоих компонентов.

Для расчета параметров состояния растворов необходимо иметь зависимости, связывающие концентрации компонентов в жидкой фазе K_{p1} и K_{p2} с концентрациями $K^{п}_{p1}$ и $K^{п}_{p2}$ и парциальными давлениями компонентов (p_1, p_2) в паровой фазе.

По аналогии с теорией газов в теории растворов вводится понятие идеального раствора. В природе отсутствует идеальный раствор, так же как и идеальный газ. Наиболее близко требованиям идеальных отвечают растворы, в которых компоненты имеют близкие физико-химические свойства. При образовании таких растворов не происходит электролитической диссоциации. Среди растворов, используемых в СКВ, близкими к идеальным являются неводные растворы хладонов. Для идеальных растворов существует простая связь между мольной концентрацией компонента в растворе K_{p1} и парциальным давлением его насыщенных паров над раствором p_1:

$$p_1 = K_{p1}\, p_{1,0}, \qquad \text{(III.8)}$$

где $p_{1\,0}$ — давление насыщенного пара данного компонента в свободном состоянии

Эта зависимость носит название закона Рауля. Из этого закона, в частности, вытекает, что с повышением концентрации растворенного вещества в воде (т. е с уменьшением концентрации K_{p1} воды) парциальное давление водяных паров над поверхностью раствора уменьшается. В этом случае, если водный раствор используется в качестве рабочего тела, вступающего в непосредственный контакт с воздухом, над его поверхностью образуется слой влажного воздуха, равновесного относительно данного раствора. Параметры воздуха над раствором будут отличаться от параметров насыщенного воздуха над водой. Парциальное давление водяного пара в воздухе над раствором, а также его влагосодержание и энтальпия определяются температурой раствора и температурой его замерзания.

Здесь следует отметить, что приближенные формулы для рас-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

чета I_φ и d_φ воздуха на линии $\varphi=\text{const}$, приведенные в главе II, остаются справедливыми и для случая влажного воздуха над раствором. Особенность их использования состоит лишь в том, что относительная влажность $\varphi_1=\text{const}$ над раствором будет отличаться от $\varphi_0=\text{const}$ над водой при прочих равных условиях. Приближенно эта зависимость, так же как и для случая разных барометрических давлений [см. формулу (II.58)], будет пропорциональна соответствующим давлениям пара [см. формулу (II.8)], а именно

$$\varphi_1/p_1 = \varphi_0/p_{1,0}, \qquad \text{(III.9)}$$

где p_1, $p_{1\,0}$ — давление пара непосредственно над поверхностью раствора и воды.

К наиболее существенным недостаткам водных растворов солей следует отнести значительную коррозионную активность. Особенно высокой коррозионной активностью по отношению к сталям и сплавам на основе железа обладают растворы бромистого лития. Поэтому в качестве конструктивных материалов при использовании бромистолитиевых растворов применяют латунь и медь. Меньшей коррозионной активностью обладают растворы хлористого лития, а также хлористого кальция и натрия. Коррозионную активность этих растворов можно свести к минимуму путем поддержания значения коэффициента электролитической диссоциации $pH=7\div8{,}5$. Для поддержания pH раствора на допустимом уровне следует добавлять ингибиторные добавки. Коррозионную активность хлористолитиевого раствора можно уменьшить применяя в качестве ингибиторов хромовые соли Na_2CrO_4 или $K_2Cr_2O_7$, добавляемые в количестве 1—2% массы раствора. Для распространенного в системах кондиционирования с промежуточным теплоносителем раствора хлористого кальция в качестве ингибиторных добавок используют хромовую соль $Na_2Cr_2O_7\cdot2H_2O$.

При температурах рабочих тел выше 20°С может применяться раствор нитрита натрия Растворы натрита натрия являются (при концентрации 28%) коррозионно инертными по отношению к сталям и сплавам на основе железа. Нитрит натрия пожаро- и взрывобезопасен, но обладает некоторой ядовитостью, что требует определенной осторожности при обращении с ним. Характеристики растворов солей приведены в работе [6].

§ 26. Физико-математическое описание задачи тепло- и массопереноса в рабочих средах

Выше были рассмотрены методы определения характеристик состояния рабочих сред. Имея эти сведения, можно обратиться к рассмотрению процесса тепломассобмена в толще самих рабочих сред аппаратов УКВ.

Любое физико-математическое описание требует предварительного определения некоторых экспериментальных величин, характеризующих процесс. Различное физико-математическое описание процессов тепло- и массопереноса имеет разную степень точности.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Реализация более точных физико-математических постановок требует меньшего количества экспериментальных данных. Основными физико-математическими описаниями процессов тепломассообмена непосредственно в толще рабочих сред (расположенными в порядке убывания точности воспроизведения реальных процессов) являются следующие: 1) на основе уравнений Рейнольдса; 2) на основе уравнений пограничного слоя; 3) на основе уравнения одномерного переноса. Каждое физико-математическое описание приводит к появлению характерных для него понятий. Рассмотрим их в общем виде.

Описание на основе уравнений Рейнольдса. Рассмотрим описание процессов переноса в наиболее общем виде. Для вязкой жидкости при ламинарном режиме движения любые явления могут быть однозначно описаны с помощью замкнутой системы дифференциальных уравнений и краевых условий. Эта система включает уравнения движения Навье — Стокса, уравнение неразрывности, уравнение сохранения энергии (температурного поля), уравнение сохранения массы вещества (поле термодинамического потенциала Θ). Краевые условия включают начальные (временны́е) и граничные (пространственные). Граничные условия предполагают задание скорости и сохранения температуры или потоков тепла и массы на поверхностях, ограничивающих рабочие среды. Если стенка разделяет поверхности двух сред, то дополнительно к этим уравнениям задается уравнение теплопроводности и массопроводности в разделяющей стенке. Численное решение упомянутых уравнений на ЭВМ позволяет найти поля температуры и потенциала обменивающихся сред.

Задача существенно осложняется при турбулентном движении жидкости Турбулентный поток характеризуется неупорядоченностью, которая приводит к случайным изменениям во времени и пространстве мгновенных значений скорости, температуры и т. д

Для математического описания турбулентного движения жидкости используют метод, предложенный Рейнольдсом и состоящий в том, что мгновенные значения скорости и температуры представляют в виде суммы средних и пульсационных величин В результате уравнение Навье — Стокса для турбулентного движения характеризуется наличием независимых членов, означающих появление дополнительно (к ламинарной вязкости и температуропроводности) турбулентного трения и турбулентного переноса в потоке, вызываемых пульсациями скорости.

Основные сложности, которые тормозят широкое использование указанного метода при расчете теплообменных аппаратов, связаны с отсутствием надежно отработанных путей численного решения уравнений для больших чисел Re, особенно в трехмерном случае. Недостаточно изучены также закономерности формирования турбулентных характеристик, знание которых необходимо при расчете. В настоящее время известны решения уравнений Рейнольдса для простейших двухмерных случаев [6] .

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Описание на основе уравнений пограничного слоя. Вблизи поверхностей в потоке формируется тонкий слой жидкости с большими градиентами скорости, температуры и влажности. Для остального потока градиенты незначительны. Этот слой жидкости, для которого можно выделить одно преобладающее направление движения, называют пограничным слоем. Разделение жидкости на пограничный слой и основной поток носит условный характер. Как было показано Прандтлем, для течения жидкости в пограничном слое отдельные члены в уравнениях модели Рейнольдса ввиду их малости могут быть отброшены.

Модель пограничного слоя, так же как и модель, использующая уравнения Рейнольдса, не позволяет получать аналитические зависимости для определения параметров обменивающихся сред. В настоящее время широко используются численные методы расчета по модели пограничного слоя на ЭВМ [6].

Недостаток данной модели состоит в том, что она позволяет рассчитывать процессы только для теплообменных поверхностей достаточно простой геометрии.

Описание на основе уравнения одномерного переноса. Во многих инженерных задачах интерес представляет не распределение параметров в обменивающихся средах, а, например, тепловые потоки на границах и их средние температуры. Поэтому наибольшее распространение для решения инженерных задач получило описание на основе одномерного переноса, которое часто называют α-моделью. В этой постановке течение в канале рассматривается с постоянными по сечению канала скоростью w, температурой t и потенциалом Θ, равными среднемассовым значениям.

Основные уравнения в одномерном описании вдоль оси x во времени τ могут быть получены непосредственно из уравнений Рейнольдса [6]:

уравнение движения для α-модели

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + \frac{\partial (w^2)}{\partial x} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \Phi + \frac{\partial R}{\partial x}, \qquad \text{(III.10)}$$

где R — потери полной энергии потока при движении в канале; Φ — проекция плотности массовых сил на ось x;

уравнение неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho w)}{\partial x} = 0; \qquad \text{(III.11)}$$

уравнение баланса по явному теплу

$$\frac{1}{w}\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\alpha_t F_{уд}}{(c\rho)_t w}(t_{пов} - t); \qquad \text{(III.12)}$$

уравнение баланса массы

$$\frac{1}{w}\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} + \frac{\partial \Theta}{\partial x} = \frac{\alpha_\Theta F_{уд}}{(c\rho)_\Theta w}(\Theta_{пов} - \Theta), \qquad \text{(III.13)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $F_{уд}$ — удельная площадь поверхности обмена, приходящаяся на 1 м длины, м²/м.

Связь между потоками тепла q и массы j через единицу поверхности и среднемассовыми температурой и потенциалом устанавливают следующие соотношения:

$$q = \alpha_t (t_{пов} - t); \quad j = \alpha_\Theta (\Theta_{пов} - \Theta), \tag{III.14}$$

где $\Theta_{пов}$, Θ, $t_{пов}$, t — потенциалы и температуры соответственно в пограничном слое у поверхности и среднемассовые в потоке жидкости.

Вместо потенциалов при расчете потока влаги в воздухе обычно используются влагосодержание d или парциальное давление p, тогда:

$$j = \alpha_d (d_{пов} - d), \quad \text{или} \quad j = \alpha_p (p_{пов} - p). \tag{III.15}$$

Размерные величины α_t, α_Θ, α_d, α_p называются коэффициентами теплообмена и массообмена и учитывают возможные различия реальных процессов в их одномерной постановке. Эти коэффициенты связаны сложными зависимостями с реальными процессами, протекающими в трехмерном течении. Коэффициенты обмена обычно определяют экспериментально или на основе расчета по первым двум моделям.

§ 27. Взаимное влияние и особенности тепло- и массопередачи между рабочими средами в аппаратах кондиционирования

Для стационарной одномерной задачи теплопередачи (неосложненной массопереносом) между двумя средами, разделенными стенкой, можно определить тепловой поток, не прибегая к предварительному определению температур промежуточных слоев. Действительно, из стационарности задачи и одномерности распределения температур в стенке непосредственно вытекает, что

$$q = K (t_1 - t_2), \tag{III.16}$$

где

$$K = \frac{1}{1/\alpha_1 + \Sigma (\delta/\lambda) + 1/\alpha_2}. \tag{III.17}$$

Коэффициент K называется коэффициентом теплопередачи, а сам процесс теплообмена жидкостей, разделенных стенкой, является процессом теплопередачи. Подчеркнем, что понятие коэффициента теплопередачи вытекает из одномерной стационарной модели при одномерном распределении температур в разделяющих стенках. Во всех других случаях использование понятия коэффициента теплопередачи требует специальных разъяснений. Аналогичные выкладки могут быть сделаны для стационарной задачи массопередачи (неосложненной теплопереносом) через влагопроводящую разделительную стенку за счет разности Θ.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

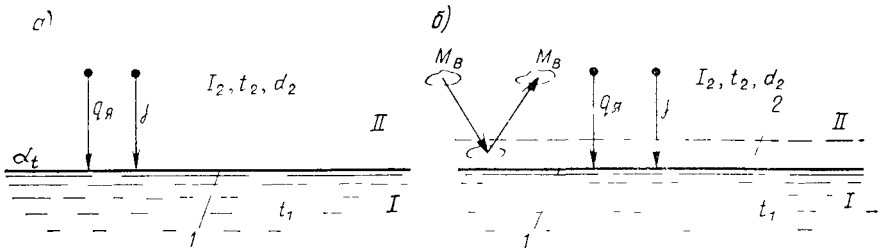


Рис. III.1. Трактовки обменных процессов между водой *I* и воздухом *II* на основе закона Ньютона (*а*) и аналогии Рейнольдса (*б*)

1 — поверхность воды; *2* — слой воздуха, непосредственно прилегающий к поверхности

Взаимное влияние тепло- и массообмена. В УКВ процеєсы теплообмена часто сопровождаются выпадением конденсата на поверхности теплообменника, либо испарением на ней жидкости. Для получения соотношения между теплообменом и массообменом (число Льюиса) удобно воспользоваться сопоставлением закона Ньютона с аналогией Рейнольдса, которая была предложена для отыскания подобия между теплообменом и трением в турбулентном потоке жидкости.

На примере тепло- и массообмена воздуха с поверхностью воды (рис. III.1) рассмотрим эти две трактовки процессов обмена. Первая из них основана на законе Ньютона, согласно которому.

$$q_я = \alpha_t (t_1 - t_2); \qquad \text{(III.18)}$$

$$j = \alpha_d (d_1 - d_2). \qquad \text{(III.19)}$$

Вторая трактовка исходит из аналогии Рейнольдса, согласно которой обмен происходит за счет молярного переноса масс, например влажного воздуха. Масса $M_в$ влажного воздуха, перенесенная из пограничного слоя (t_1; d_1) около поверхности воды в ядро потока воздуха (t_2; d_2), в силу сплошности и неразрывности среды компенсируется такой же массой $M_в$ влажного воздуха, которая из ядра потока воздуха переносится в пограничный слой. Тогда:

$$q_я = M_в c_в (t_1 - t_2); \qquad \text{(III.20)}$$

$$j = M_в (d_1 - d_2). \qquad \text{(III.21)}$$

Здесь пренебрегается различием массы влажного воздуха у поверхности и в ядре потока (применительно к режимам в аппаратах СКВ). Приравнивая правые части уравнений (III.18) и (III.20), а также (III.19) и (III.21), получим:

$$\alpha_t = M_в c_в; \qquad \text{(III.22)}$$

$$\alpha_d = M_в, \qquad \text{(III.23)}$$

откуда

$$\alpha_t / \alpha_d = c_в. \qquad \text{(III.24)}$$

Последняя запись есть соотношение Льюиса. Из этого соотношения следует вывод о том, что для случая, когда обменные процессы полностью определяются молярным переносом масс

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

влажного воздуха, соотношение Льюиса справедливо независимо от прочих условий протекания процесса. Распространяя принятое сопоставление на полный теплообмен, получим, с одной стороны (по закону Ньютона),

$$q_{\text{п}} = \alpha_t (t_1 - t_2) + r \alpha_d (d_1 - d_2), \qquad \text{(III.25)}$$

а с другой (по аналогии Рейнольдса),

$$q_{\text{п}} = M_{\text{в}} (I_1 - I_2). \qquad \text{(III.26)}$$

Учитывая формулу (III.23), получим зависимость

$$q_{\text{п}} = \alpha_d (I_1 - I_2), \qquad \text{(III.27)}$$

которая является уравнением Меркеля. Следовательно, сделанный ранее вывод об условиях справедливости соотношения Льюиса полностью распространяется и на уравнение Меркеля.

Из выполненного анализа также следует, что в условиях молярного переноса, соответствующего применимости аналогии Рейнольдса, все формы тепло- и влагообмена могут быть определены одним коэффициентом переноса α_t (или α_d) в виде:

$$\left.\begin{aligned} q_{\text{я}} &= \alpha_d \Delta (c_{\text{в}} t) = \alpha_t \Delta t; \\ q_{\text{скр}} &= \alpha_d \Delta (r d) = \alpha_t \Delta (r d)/c_{\text{в}}; \\ j &= \alpha_d \Delta d = \alpha_t \Delta d/c_{\text{в}}; \\ q_{\text{п}} &= \alpha_d \Delta I = \alpha_t \Delta I/c_{\text{в}}. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.28)}$$

Все сказанное справедливо, подчеркнем это еще раз, только если перенос тепла и влаги определяется молярным переносом и молекулярными обменами можно пренебречь. Обычно именно такие режимы наблюдаются в УКВ.

Для того чтобы дать количественную оценку совместного молярного и молекулярного переноса, воспользуемся предложением Прандтля, который, как известно из теории тепло-массообмена [25], развил аналогию Рейнольдса введением эффектов молекулярного переноса в пограничных слоях.

В воздухе и в воде около границы раздела — поверхности воды формируются пограничные слои. В воздухе пограничные эффекты проявляются сильнее, в воде они выражены менее четко. Картина тепломассопереноса оказывается такой, что по мере удаления от поверхности постепенно происходит переход от молекулярного к молярному, турбулентному обмену. В противовес рассмотренному чисто молярному переносу разберем второй крайний случай, когда процессы обмена полностью определяются только молекулярным переносом. Такое положение может наблюдаться при малых скорости и интенсивности обмена, когда течение вдоль поверхности является строго параллельно-струйным (течение Куэтта). В этих условиях обмен определяется проводимостью тепла λ_t и влаги λ_d в пределах пограничных слоев, и уравнения обмена можно записать в двух видах:

$$q_{\text{я}} = \alpha_t (t_1 - t_2) = \lambda_t (t_1 - t_2)/\delta_t; \qquad \text{(III.29)}$$

$$j = \alpha_d (d_1 - d_2) = \lambda_d (d_1 - d_2)/\delta_d. \qquad \text{(III.30)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Разделив правые части уравнений, получим соотношение интенсивностей тепло- и влагообмена (число Льюиса) в этом втором крайнем случае в виде

$$\frac{\alpha_t}{\alpha_d} = \frac{\lambda_t}{\lambda_d} \frac{\delta_d}{\delta_t}. \qquad \text{(III.31)}$$

Если принять, как это часто делают, равенство толщин теплового δ_t и массообменного δ_d пограничных слоев, то искомое соотношение будет пропорционально отношению теплопроводности воздуха λ_t к проводимости водяного пара под влиянием разности влагосодержаний в воздухе λ_d:

$$\alpha_t/\alpha_d = \lambda_t/\lambda_d. \qquad \text{(III.32)}$$

Следовательно, число Льюиса (отношение коэффициентов тепло- и влагообмена) в общем случае молярно-молекулярного обмена может находиться в найденных пределах, определяемых соотношениями (III.24) и (III.32), т. е.

$$c_в \leqslant \alpha_t/\alpha_d \leqslant \lambda_t/\lambda_d. \qquad \text{(III.33)}$$

Для того чтобы установить переход от одного предельного значения к другому, надо рассмотреть схему обменных процессов с учетом пограничного слоя [5].

Совместная тепло- и массопередача. Во многих аппаратах СКВ процессы переноса осуществляются между воздухом и смоченной поверхностью. Как показано выше, такие аппараты работают в условиях приближенного выполнения соотношения Льюиса. Для рассмотренных случаев уравнения переноса явного тепла и влаги (переноса скрытого тепла) (III.12) и (III.13) могут быть заменены одним уравнением переноса энтальпии (переноса полного тепла). Действительно с учетом выражения (III.33) для α-модели можно записать:

$$\frac{1}{w} \frac{\partial I}{\partial \tau} + \frac{\partial I}{\partial x} = \frac{\alpha_t F_{уд}}{w \rho c_в} (I_{пов} - I). \qquad \text{(III.34)}$$

В результате вместо системы уравнений (III.12) и (III.13) получено одно уравнение переноса полного тепла (III.34)

Рассмотрим далее элемент воздухожидкостного теплообменника для условий установившегося режима при совместно протекающих процессах тепло- и массопередачи, когда на поверхности теплообменника со стороны воздуха образуется пленка конденсата (рис. III.2). Запишем уравнения, определяющие тепловые потоки:

от внутренней поверхности стенки к жидкости

$$Q = \alpha_w (t_{пов\,1} - t_w) F; \qquad \text{(III.35)}$$

от наружной поверхности стенки к внутренней

$$Q = \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} (t_{пов\,2} - t_{пов\,1}) F; \qquad \text{(III.36)}$$

от наружной поверхности пленки к внутренней

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

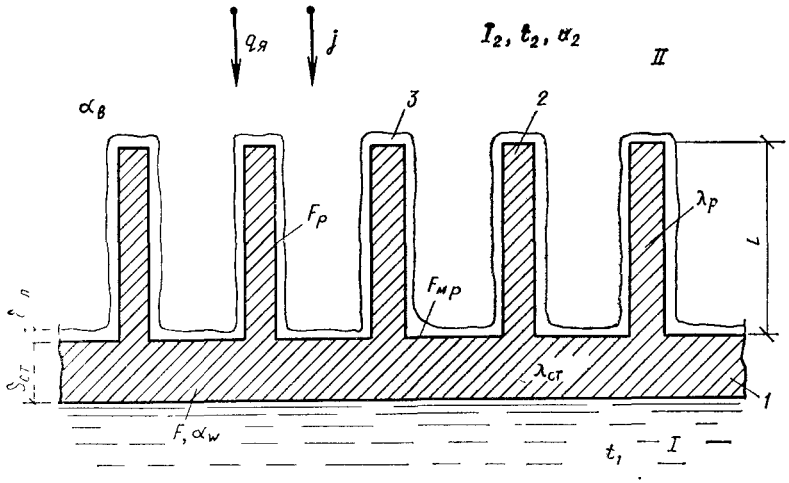


Рис III 2 Передача полного тепла через оребренную поверхность при совместно протекающем процессе тепло- и массообмена

I — жидкость, *II* — воздух; *1* — стенка; *2* — ребро, *3* — пленка конденсата

$$Q = \frac{\lambda_{пл}}{\delta_{пл}} (t_{пов\ з} - t_{пов\ 2})\, F; \qquad (III.37)$$

от воздуха к поверхности пленки (уравнение Меркеля)

$$Q = \frac{\alpha_в}{c_в} (I_в - I_{пов\ з})\, F. \qquad (III.38)$$

Воспользовавшись линейной аппроксимацией энтальпии насыщенного воздуха через его температуру [см. формулу (II.58)], преобразуем уравнение (III.38):

$$Q = \frac{\alpha_в c_{нас}}{c_в} \left(\frac{I_в}{c_{нас}} - \frac{A}{c_{нас}} - t_{пов\ з} \right) F. \qquad (III.39)$$

Складывая уравнения (III.35) — (III.39), после несложных алгебраических преобразований получим:

$$Q = \frac{1}{1/\alpha_w + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + \delta_{пл}/\lambda_{пл} + c_в/(\alpha_в c_{нас})} \left(\frac{I_в - A}{c_{нас}} - t_w \right) F. \qquad (III.40)$$

Первый сомножитель в уравнении (III.40) является коэффициентом передачи полного тепла, учитывающим одновременный перенос явного тепла и скрытого тепла (массы).

Введя обозначения

$$\left.\begin{aligned} K_I &= \frac{1}{1/\alpha_w + \delta_{ст}/\lambda_{ст} + \delta_{пл}/\lambda_{пл} + c_в/(\alpha_в c_{нас})}; \\ I_w &= c_{нас}\, t_w + A, \end{aligned}\right\} \qquad (III.41)$$

получим из уравнения (III.40):

$$Q = K_I F (I_в - I_w)/c_{нас}. \qquad (III.42)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Для условий сухого теплообмена $c_{нас}=c_в$, $K_I=K$ и уравнение (III.42) преобразуется к виду (III.16).

Особенности тепло- и массопередачи в аппаратах с оребренными поверхностями. В системах кондиционирования широко применяют оребренные теплообменники. Поверхности теплообменников оребривают со стороны потока, где коэффициент теплообмена меньше. В воздухожидкостных теплообменниках оребрение, как правнло, делают со стороны воздушного потока. Если тепловой поток направлен от ребра к воздуху, то температура уменьшается от основания $t_{р.о}$ вдоль ребра $t_{р.о}>t_р$; если тепловой поток направлен от воздуха к ребру, то температура $t_р$ возрастает вдоль ребра к его основанию $t_{р.о}<t_р$. Однако в любом случае тепловой поток с поверхности ребра $Q_р$ будет меньше, чем тепловой поток $Q_{р.макс}$ с поверхности той же площади, имеющей температуру основания ребра $t_{р.о}$.

Показателем эффективности оребрения является отношение

$$\eta_р = Q_р/Q_{р,макс}. \qquad (III.43)$$

При теплопроводности материала ребра $\lambda_р\to\infty$ [см. формулу (III.43)] $\eta_р$ стремится к единице.

Теория теплопроводности ребра достаточно хорошо разработана и известна из курса строительной теплофизики [3], поэтому ограничимся рассмотрением работы ребра в условиях совместно протекающих процессов тепло- и массопереноса, когда на поверхности ребра имеется пленка жидкости.

Уравнение теплопередачи ребра в этом случае аналогично уравнению теплопроводности ребра в условиях сухого теплообмена. Различие состоит лишь в том, что функцию температуры ребра выполняет энтальпия $I_р$. Кроме того, параметрический коэффициент m_I включает в себя отношение теплоемкости воздуха на линии насыщения $c_{нас}$ к теплоемкости воздуха $c_в$, которое для случая сухого теплообмена оказывается равным 1.

Воспользуемся линейной аппроксимацией энтальпии насыщенного воздуха через температуру (II.58) и, приняв в качестве масштаба длины толщину ребра у основания $\delta_р$, получим:

$$m_I = \left(\frac{2\,\alpha_t\,c_{нас}}{\lambda_р\,\delta_р\,c_в}\right)^{1/2}. \qquad (III.44)$$

Поэтому приводимые в литературе [6] зависимости эффективности ребер различной геометрической конфигурации от параметра m и высоты ребра l могут использоваться также и для расчета эффективности ребер в условиях совместно протекающих процессов тепло- и массопереноса. Параметр $m=m_I$ при этом следует определять по формуле (III.44). Некоторые данные по эффективности ребер разной геометрической конфигурации в зависимости от $m_I l$ приведены на рис. III.3. Для совместно протекающих процессов тепло- и массопереноса поток полного тепла к наружной поверхности ребра возрастает за счет массообмена. Поэтому эффективность ребер при совместно протекающих процессах тепло- и массо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

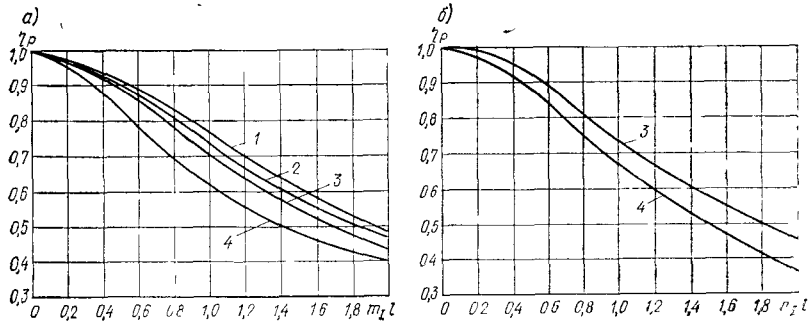


Рис. III.3. Эффективность плоского (*а*) и круглого (*б*) ребер различной геометрической конфигурации, имеющих разную форму сечения

1 — вогнутая парабола; *2* — выгнутая парабола, *3* — треугольник; *4* — прямоугольник

переноса оказывается ниже, чем при теплообмене. Формально это учитывается тем обстоятельством что $m_I/m = c_{нас}/c_в \geqslant 1$, а с увеличением m термическая эффективность ребер уменьшается.

Выполнив преобразования, аналогичные преобразованиям формул (III.35) — (III.40), получим количество переносимого тепла, отнесенное к площади неоребренной поверхности F (см. рис. III.2):

$$Q = K_{I,\,ор} F (I_w - I_в)/c_{иас}, \qquad (III.45)$$

где

$$K_{I\ ор} = \frac{1}{\Psi (1/\alpha_w + \delta_{ст}/\lambda_{ст}) + c_в (1/\alpha_в + \delta_{пл}/\lambda_{пл})/c_{нас}}; \qquad (III.46)$$

здесь $\Psi = F/(F_{м\,р} + F_р\ \eta_р)$, где $F_{м\,р}$, $F_р$ — площади между ребрами и ребер (см. рис III 2)

§ 28. Виды и модели тепло- и массопередачи в аппаратах кондиционирования

Процессы, протекающие в теплообменных аппаратах, могут быть *установившимися и нестационарными.* Установившимся называется процесс, в котором все термодинамические функции состояния в любой точке пространства теплообменника во времени сохраняются постоянными. Нестационарным называется процесс, в котором эти функции состояния в отдельных точках пространства теплообменника изменяются во времени.

Если уравнения сохранения энергии и массы вещества составляют относительно элементов пространства (метод Эйлера), то существует формальный признак, отличающий описание установившихся процессов от нестационарных: в уравнениях, описывающих установившиеся процессы, отсутствует параметр времени. Если математическое описание процесса строить рассматривая движение объемов обменивающихся сред (метод Лагранжа), то уравнения, описывающие установившийся процесс, будут содержать параметр времени. Это говорит о том, что процесс, установившийся в простран-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

стве, является переменным во времени относительно движущихся объемов обменивающихся сред.

Эти положения можно рассмотреть на примере работы форсуночной камеры орошения, в которой тепло- и массоперенос происходит между воздухом и отдельными перемещающимися в пространстве каплями разбрызгиваемой воды. Если в течение достаточно долгого времени в камеру орошения подавать постоянный расход воды и воздуха с фиксированными параметрами, то в камере стабилизируется определенный установившийся режим, при котором в любой точке пространства камеры температура и влагосодержание воздуха и температура капель воды сохраняются одними и теми же. В то же время если рассматривать движение отдельных капель или масс воздуха в объеме камеры, то их параметры по ходу движения, а следовательно, и во времени изменяются. Это относится ко всем теплообменным аппаратам. Таким образом, понятие установившегося процесса является условным в том смысле, что в этом процессе квазистационарное состояние в пространстве наблюдается в условиях, когда сами обменивающиеся среды изменяют свои параметры во времени.

Строго говоря, установившегося состояния в работе теплообменников не существует. Однако многие изменения (изменение параметров наружного климата, рабочих сред и т. п.), влияющие на процессы тепло- и массопереноса в аппаратах СКВ, протекают обычно существенно более медленно, чем процессы в самих аппаратах. Инерционность аппаратов относительно этих изменений оказывается пренебрежимо малой. Так, например, для большинства оребренных теплообменников переход из одного установившегося состояния в другое после возникновения возмущения длится всего 5—20 мин. Поэтому при решении многих инженерных задач на основе рассмотрения установившегося режима обеспечивается требуемая точность. К таким задачам относятся подбор теплообменников (который производят для некоторых условно постоянных расчетных условий), годовой и сезонный энергетический анализ работы теплообменников и т. п.

Несмотря на существенное различие теплообменников, используемых в системах кондиционирования, можно выделить несколько основных расчетных физико-математических моделей, описывающих процессы в теплообменных аппаратах.

По характеру процессов тепло- и массопереноса различают следующие три модели (рис. III.4):

ТП-модель — передача явного тепла через разделяющую потоки непроницаемую для жидкости стенку, в том числе оребренную;

ТМО-модель — тепло- и массообмен на поверхности раздела при непосредственном контакте двух рабочих сред (например, воздуха и воды);

ТМП-модель — передача тепла через разделяющую потоки стенку (в общем случае оребренную) при наличии тепло- и массообмена на одной или на обеих поверхностях стенки.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

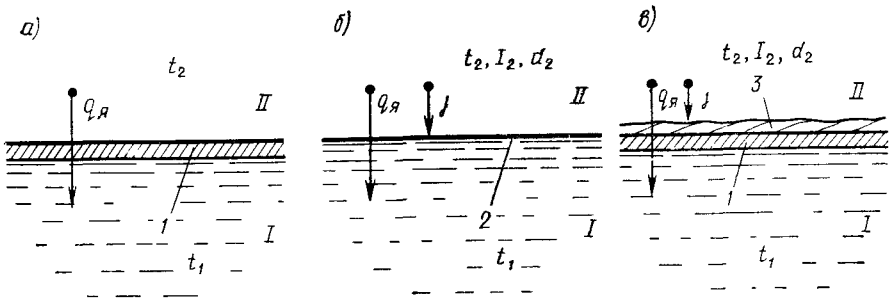


Рис. III.4. Модели тепло- и массопереноса в аппаратах СКВ

а — ТП модель (теплопередача), *б* — ТМО-модель (тепломассообмен), *в* — ТМП-модель (тепломассопередача) *I* — жидкость, *II* — влажный воздух, *1* — разделяющая обменные среды стенка *2* — поверхность жидкости; *3* — пленка кондеисата на стенке

По характеру взаимного движения обменивающихся сред различают прямоточную, противоточную и перекрестную модели. В перекрестной схеме каждая из тепло- и массообменивающихся сред может перемешиваться по ходу движения. Это значит, что параметры каждой среды могут изменяться по двум координатам. Возможна перекрестная схема, в которой одна теплообменивающаяся среда перемешивается, а вторая не перемешивается или перемешиваются обе.

В УКВ по ходу движения воздуха, как правило, устраивается несколько теплообменников, соединяемых по прямоточно-перекрестной, противоточно-перекрестной схемам и др.

По форме описания термодинамических связей между функциями состояния сред и коэффициентами тепло- и массообмена различают линейную и нелинейную расчетные модели. В линейной модели используют простейшую кусочно-линейную аппроксимацию и не учитывают зависимости между параметрами влажного воздуха, изменчивости коэффициентов тепло- и массообмена и т. д. При описании совместно протекающих процессов тепло- и массопереноса, строго говоря, следует использовать термодинамические связи, например между влагосодержанием воздуха и его температурой, которые в общем случае являются нелинейными, поскольку соответствующие коэффициенты изменяются с изменением температуры. Коэффициенты тепло- и массообмена зависят от физических параметров, а следовательно, и от температуры В результате дифференциальные уравнения, описывающие процессы тепло- и массопереноса, оказываются нелинейными. Такая постановка приводит к нелинейной модели.

Предложенное деление на модели помимо чисто методологических достоинств имеет еще важное преимущество — оно позволяет создать универсальную систему автоматизированного (на ЭВМ) расчета УКВ. Расчет основных физико-математических моделей входит в эту универсальную систему в виде некоторых стандартных подпрограмм

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 29. Предельные равновесные состояния рабочих сред в тепло- и массообменных аппаратах

Тепломассообменные аппараты представляют собой термодинамическую систему, изолированную от внешней среды, за исключением входов и выходов рабочих сред. Через входы осуществляется подвод энергии и массы к данной системе, а через выходы — отвод энергии и массы.

Продолжительность взаимодействия рабочих сред в системе пропорциональна длине поверхности раздела. Если продолжительность контакта рабочих сред или, что то же самое, длина поверхности контакта в системе стремится к бесконечности, то функции состояния рабочих сред стремятся к некоторому предельному равновесному состоянию.

Это предельное равновесное состояние зависит от свойств, начальных параметров сред и взаимного расположения в системе входов и выходов и не зависит от условий, складывающихся внутри системы. Поэтому параметры рабочих сред в предельном равновесном состоянии определяются независимо от тепломассообменных процессов, протекающих внутри системы.

Для определения равновесных состояний рабочих сред будем рассматривать процессы, протекающие между воздухом и водой, поскольку полученные зависимости будут общими для всех сред.

При прямоточном движении рабочих сред их входы и выходы в аппарате расположены с одной стороны и обе среды стремятся к одному и тому же предельному равновесному состоянию (рис. III.5).

Для ТП-модели, в том случае если между рабочими средами в системе происходит только теплообмен, достаточной характеристикой предельного состояния является температура рабочих сред. При изменении температур от начальных на входе в теплообменник $t_{в1}$ и t_{w1} до предельной равновесной $t_{в\infty} = t_{w\infty} = t_\infty$ одно рабочее тело отдает, а другое воспринимает максимально возможное количество теплоты:

$$Q_{макс} = G_в c_в (t_{в1} - t_\infty) = G_w c_w (t_\infty - t_{w1}). \qquad (III\ 47)$$

Откуда следует, что

$$(t_{в1} - t_\infty)/(t_\infty - t_{w1}) = G_w c_w/(G_в c_в), \qquad (III\ 48)$$

т. е. максимально возможные перепады температур рабочих сред в ТП-модели обратно пропорциональны соответствующим теплоемкостям сред. Температура предельного равновесного состояния будет:

$$t_\infty = (G_w c_w t_{w1} + G_в c_в t_{в1})/(G_w c_w + G_в c_в). \qquad (III\ 49)$$

Если расчет производится для теплообменника с одинаковыми средами, например водо-водяного или воздухо-воздушного, то зависимость (III.49) соответствует правилу смешения сред (см. гл. II).

В ТМО- и ТМП-моделях (наличие стенки в ТМП-модели не влияет на равновесное состояние) происходит перенос не только явного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

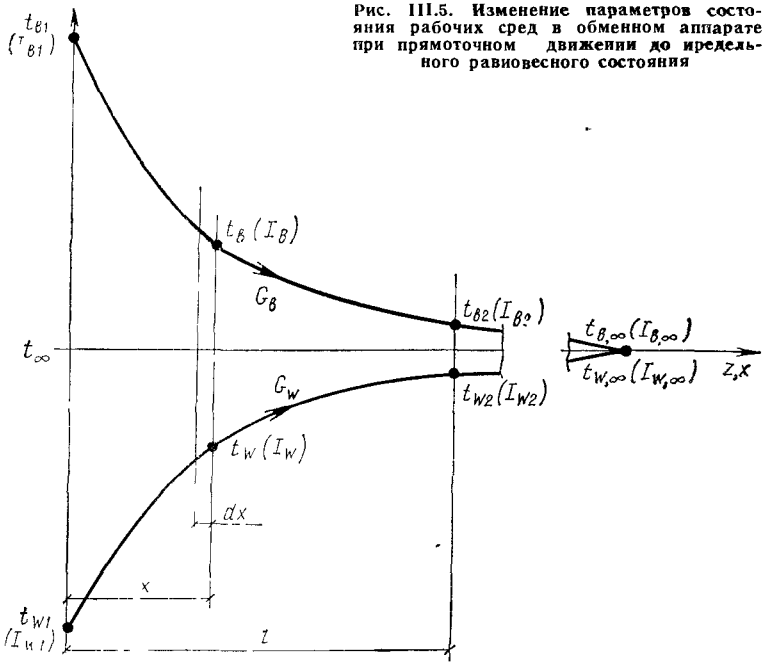


Рис. III.5. Изменение параметров состояния рабочих сред в обменном аппарате при прямоточном движении до предельного равновесного состояния

тепла, но и масс паров между воздухом и пограничным слоем насыщенного воздуха над жидкостью, а следовательно, и теплоты фазового перехода. При прямоточном движении параметры воздуха в ядре потока $I_в$, $d_в$, $t_в$ и в пограничном слое над жидкостью I_w, d_w, t_w в предельном равновесном состоянии приближаются к одним и тем же величинам I_∞, d_∞, t_∞. Принимаем (а практически так всегда и бывает в теплообменниках), что $G_w \gg G_в$ $(d_\infty - d_{в1})$, а $G_в$ и G_w остаются неизменными в процессе тепло- и массообмена ($G_в$ и G_w = = const).

Уравнение баланса тепла, которым обмениваются среды, имеет вид

$$G_в\,(I_{в1} - I_\infty) = G_w\,c_w\,(t_\infty - t_{w1}). \qquad \text{(III.50)}$$

Далее воспользуемся приближенной аналитической зависимостью (II.53) и уравнениями связи между параметрами воздуха на линии насыщения при $\varphi = 100\%$:

$$I_{нас} = 9{,}2 + 1{,}48\,t + 0{,}0485\,t^2; \qquad \text{(III.51)}$$

$$d_{нас} = 3{,}8 + 0{,}25\,t + 0{,}017\,t^2. \qquad \text{(III 52)}$$

Подставляя в уравнение (III.50) разность энтальпий по выражению (II.53) с учетом зависимости (III.52), после преобразований и упрощения (в связи с тем, что t_w в процессе обычно изменяется на небольшую величину), получим:

$$t_\infty = \frac{I_{в1} + 4{,}18\,G_w\,t_{w1}/G_в - 9{,}65}{1{,}79 + 4{,}18\,G_w/G_в + 0{,}0418\,t_{w1}}. \qquad \text{(III 53)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Определив значение t_{∞}, можно рассчитать I_{∞} и d_{∞} по формулам (III.51) и (III.52).

При противоточном движении входы и выходы рабочих сред расположены с противоположных сторон теплообменника, а следовательно, при стремлении продолжительности контакта рабочих сред к ∞ в каждой из них устанавливается равновесное состояние.

В противоточной схеме для ТП-модели в отличие от прямоточной параметры равновесного состояния на выходе из системы зависят от соотношения теплоемкостей сред. Значение температуры среды с меньшей теплоемкостью (обычно воздух) $t_{в\infty}$ стремится к достижению значения начальной температуры среды с большей теплоемкостью (обычно жидкость) t_{w1}:

$$t_{в\,\infty} = t_{w1}\,. \qquad \text{(III 54)}$$

Уравнение баланса тепла на выходе из системы будет:

$$G_{в}\,c_{в}\,(t_{в1} - t_{в\,\infty}) = G_{w}\,c_{w}\,(t_{w\,\infty} - t_{w1})\,. \qquad \text{(III 55)}$$

Тогда температура равновесного состояния для рабочего тела с большей теплоемкостью $t_{w\infty}$, с учетом выражения (III.54) может быть определена из формулы

$$t_{w\,\infty} = t_{w1} + G_{в}\,c_{в}\,(t_{в1} - t_{w1})/(G_{w}\,c_{w})\,. \qquad \text{(III.56)}$$

Аналогичным образом для противоточной схемы ТМО- и ТМП-моделей могут быть определены энтальпии предельного равновесного состояния на выходах из системы. Энтальпия воздуха, находящегося в предельном равновесном состоянии, на выходе из системы (рабочая среда с меньшей теплоемкостью) равна начальной энтальпии жидкости на входе в систему (рабочая среда с большей теплоемкостью):

$$I_{в\,\infty} = I_{w1} = t_{w1}\,c_{w}\,. \qquad \text{(III 57)}$$

Энтальпия предельного равновесного состояния рабочей среды с большей теплоемкостью на выходе из системы определяется из уравнения теплового баланса:

$$G_{в}\,(I_{в1} - I_{в\,\infty}) = G_{w}\,c_{w}\,(t_{w\,\infty} - t_{w1})\,. \qquad \text{(III.58)}$$

Решая уравнение (III.58) относительно $t_{w\infty}$, получим:

$$t_{w\,\infty} = t_{w1} + G_{в}\,(I_{в1} - I_{в\,\infty}/(G_{w}\,c_{w})\,. \qquad \text{(III 59)}$$

Тогда энтальпия $I_{w\infty}$ определится по значению $t_{w\infty}$ с использованием зависимости (III.51).

§ 30. Безразмерные параметры и обобщенные характеристики процесса тепло- и массопередачи в аппаратах кондиционирования воздуха

Приведенные в § 29 зависимости позволяют определять предельные равновесные состояния рабочих сред в обменных аппаратах. Расчетные зависимости для определения равновесных состояний

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

получены из балансовых термодинамических соотношений с использованием только условий на границах системы.

Поскольку аппарат имеет конечные размеры, то рабочие тела выходят из теплообменника с параметрами, занимающими некоторое промежуточное положение между параметрами на входе в теплообменник и параметрами в предельном равновесном состоянии. Следовательно, процесс тепло- и массопереноса в теплообменниках можно рассматривать как переходный от некоторого неравновесного начального состояния к промежуточному относительно предельного равновесного состояния.

В связи с этим оказывается, что при расчете теплообменников удобно пользоваться безразмерными параметрами тепло- и массообменивающихся сред и обобщенными характеристиками переходного процесса, как это делается при расчете переходных процессов нестационарной теплопередачи [3]. Относительные избыточные параметры для произвольного сечения теплообменника будут:

$$\theta_t = (t - t_\infty)/(t_1 - t_\infty), \quad \theta_d = (d - d_\infty)/(d_1 - d_\infty);$$

$$\theta_I = (I - I_\infty)/(I_1 - I_\infty), \qquad \text{(III 60)}$$

где t, d, I — текущие параметры рабочей среды в произвольном сечении, t_1, d_1, I_1, t_∞, d_∞, I_∞ — начальные и предельные равновесные параметры рабочей среды.

Значение θ на входе рабочих сред в теплообменник равно 1 (для каждой из сред), а при бесконечной продолжительности контакта или длине поверхности контакта в предельном равновесном состоянии стремится к 0. Обычно при расчетах определяется некоторое промежуточное значение параметра θ на выходе из аппарата (см. рис. III.5). Относительное избыточное значение этого конечного параметра, например, $t_{в2}$, будет:

$$0 = (t_{в2} - t_\infty)/(t_{в1} - t_\infty), \qquad \text{(III 61)}$$

где $t_{в2}$ и t_∞ — температура в конце аппарата и при предельном равновесном состоянии.

Такая форма записи безразмерного параметра θ далее называется вариантом А.

Иногда более удобной оказывается запись безразмерного параметра θ' относительно разности начальных параметров обменивающихся сред:

$$\theta' = (t_{в1} - t_{в2})/(t_{в1} - t_{w1}).$$

Эта форма записи в дальнейшем будет называться вариантом Б.

Для определения характера изменения параметров рабочих сред в теплообменнике необходимо решить дифференциальные уравнения, из которых можно получить и другие обобщенные характеристики процесса, также пользуясь методами, применяемыми в теории теплопередачи.

Если тело имеет достаточно большую теплопроводность и небольшой коэффициент теплообмена на границе с окружающей его средой, то при нагревании или охлаждении в толще тела наблюдается сравнительно равномерное распределение температуры. Изме-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

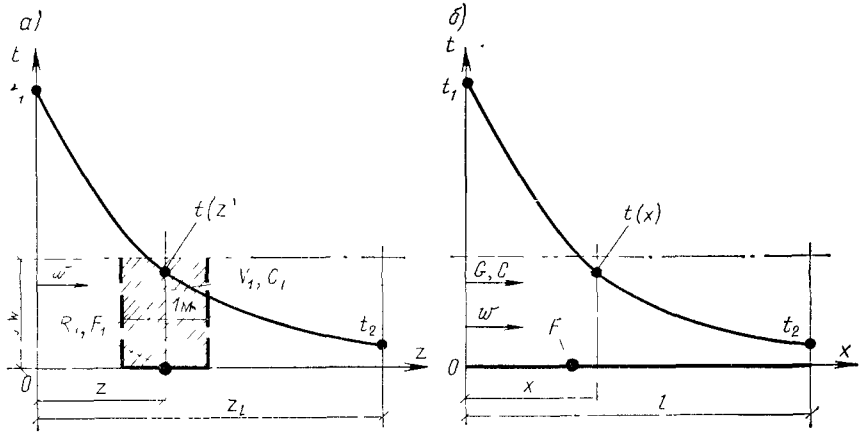


Рис. III 6. К определению обобщенной пространственной временной характеристики — модифицированного критерия Фурье (Fo′)
***а* — в постановке Лагранжа; *б* — в постановке Эйлера**

нение температуры тела зависит только от сопротивления теплообмену на поверхности и от его теплоемкости. Подобного рода условия, как известно, в теории теплопередачи относят к категории «внешней задачи». По существу такие условия использованы выше при рассмотрении α-модели.

Для определения обобщенных характеристик рассмотрим постановку и решение задачи теплообмена для ТП-модели в простейшем случае, когда одна среда контактирует с поверхностью, температура которой задана (рис. III.6). Вначале рассмотрим постановку и решение задачи в виде модели Лагранжа (см. рис. III.6,*а*) относительно элемента объема среды, который движется вдоль поверхности и изменяет при этом свою температуру во времени *z*. Теплоемкость 1 м такого элемента, Дж/град, объемом V_1 определим зависимостью

$$C_1 = c\,\rho\,V_1, \qquad \text{(III.62)}$$

где $V_1 = f_w \cdot 1$ (здесь f_w площадь поперечного сечения канала, по которому движется среда; 1 — длина элемента движущейся среды, м).

Сопротивление теплообмену на поверхности элемента объема среды, °С·ч/Дж, при его длине 1 м

$$R_1 = 1/\alpha F_1, \qquad \text{(III.63)}$$

где α — коэффициент теплообмена на поверхности; F_1 — площадь поверхности теплообмена на длине 1 м

Дифференциальное уравнение изменения температуры элемента объема среды во времени τ, по мере продвижения вдоль поверхности теплообмена, можно записать в виде

$$C_1\,d\,\vartheta = -v\,d\,\tau/R_1, \qquad \text{(III.64)}$$

где $\vartheta = t - t_{\text{пов}}$ — текущая избыточная относительно $t_{\text{пов}}$ температура среды.

Решение этого уравнения можно записать [6] в виде относительной избыточной температуры среды θ:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\theta = \frac{\vartheta}{\vartheta_1} = \frac{t - t_{пов}}{t_1 - t_{пов}} = \exp\left(-\frac{\tau}{C_1 R_1}\right), \qquad (III.65)$$

где $\vartheta_1 = t_1 - t_{пов}$ — избыточная относительно $t_{пов}$ начальная (t_1) температура среды.

В постановке и решении данной задачи можно отметить полную аналогию с «внешней» задачей теории теплопроводности [3], в соответствии с которой показатель степени в формуле (III.65) есть критерий Фурье. Действительно, из теории подобия известно, что обозначив температуропроводность материала символом a, критерий Фурье получим в виде:

$$Fo = a\,\tau/l^2, \quad \text{или} \quad Fo = \frac{\lambda\,\tau}{(c\,\rho\,l^2)}. \qquad (III.66)$$

Критерий Фурье является пространственно-временно́й координатой процесса теплопроводности. Для тела площадью сечения 1 м², теплоемкость $C = c\rho l$ и термическое сопротивление $R_\lambda = l/\lambda$ которого условно сосредоточены в элементарном объеме, критерий Fo примет вид

$$Fo = \tau/(C R_\lambda). \qquad (III.67)$$

С другой стороны, критерий Нуссельта, определяющий теплообмен на поверхности,

$$Nu = l\,\alpha/\lambda \qquad (III.68)$$

можно представить, имея в виду, что $R_1 = 1/\alpha$, а $R_\lambda = l/\lambda$, следующим образом:

$$Nu = R_\lambda/R_1. \qquad (III.69)$$

Для внешней задачи теплопроводности в условиях α-модели в теплообменнике сопротивление теплообмену, отнесенное к площади поверхности F_1, $R_1 = 1/(\alpha F_1)$, а сосредоточенная теплоемкость $C_1 = c\rho V_1$. Поэтому в случае «внешней задачи» теплопередачи по формуле (III.67)

$$Fo' = \tau/(C_1 R_1) \qquad (III.70)$$

и является модифицированным критерием Фурье в рассматриваемом процессе теплообмена. Такой же результат можно получить по выражениям (III.67) и (III.69), приняв $C = C_1$:

$$Fo' = Fo \cdot Nu = \frac{\tau}{C_1 R_\lambda}\,\frac{R_\lambda}{R_1} = \frac{\tau}{C_1 R_1}. \qquad (III.71)$$

Решение уравнения (III.65) в результате можно записать в виде

$$\theta = \exp\,[-Fo'], \qquad (III.72)$$

где Fo' — пространственно-временная координата процесса в теплообменном аппарате:

$$Fo' = \frac{\tau}{C_1 R_1} = \frac{\alpha F_1 \tau}{c\,\rho\,f_\omega \cdot l}. \qquad (III.73)$$

При расчете теплообменного аппарата обычно интересует установившееся распределение параметров среды в пространстве вдоль

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

поверхности теплообмена и как результат их значения на выходе из аппарата в конце поверхности теплообмена. В такой постановке (рис. III.6, *б*), которая является моделью Эйлера, дифференциальное уравнение (III.64) нужно записать несколько иначе. Имея в виду, что за время τ среда продвинется со скоростью w вдоль поверхности на расстояние $x=w\tau$, а $d\tau=dx/w$, уравнение (III.64) получим в виде

$$C_1 w\, d\vartheta = \vartheta\, dx/R_1, \quad \text{или} \quad C\, d\vartheta = \vartheta\, dx/R_1, \tag{III.74}$$

где $C=C_1\ w=c\rho w\ f_w=Gc$ — теплоемкость потока среды, $G=\rho w f_w$ — ее массовый расход.

В такой постановке решение уравнения (III.74) будет следующим:

$$\theta = \exp\left[-x/(CR_1)\right] = \exp\left[-\mathrm{Fo}'\right]. \tag{III.75}$$

Для условий на выходе из теплообменника (при $x=l$), а также при $K'l=KF$ модифицированный критерий Fo′ будет:

$$\mathrm{Fo}' = \frac{l}{CR_1} = \frac{l/R_1}{Gc} = \frac{lK'}{Gc} = \frac{KF}{Gc}, \tag{III.76}$$

где $K'=1/R_1$ отнесено к 1 м длины поверхности теплообмена, а K — к 1 м² площади поверхности теплообмена F.

Последняя запись полностью соответствует предложенному Лондоном и Кейсом [16] и широко распространенному обозначению числа единиц переноса тепла:

$$N = \mathrm{NTU} = KF/(Gc). \tag{III.77}$$

Поскольку соотношение (III.76) непосредственно выводится на основе теории подобия и принятых в ней критериев подобия, представляется рациональным и логичным обозначать и называть это соотношение модифицированным критерием Фурье, а не числом единиц переноса, как это обычно делается.

Нетрудно показать, что подобным же образом могут быть получены для аппаратов тепломассообмена соответствующие значения Fo′ для условий массообмена, для условий передачи только скрытого или скрытого и явного, т. е. полного тепла. В дальнейшем мы будем пользоваться именно этим показателем при описании процесса тепло- и массообмена в аппаратах кондиционирования воздуха.

§ 31. Тепло- и массопередача в аппаратах при установившемся режиме

Дифференциальные уравнения, описывающие процессы тепло- и массопереноса для ТП-, ТМО- и ТМП-моделей для установившегося режима, вытекают непосредственно из уравнений (III.10)—(III.15) с учетом вывода уравнения (III.64) при условии $\partial/\partial\tau=0$ Рассмотрим решение для ТП-модели при прямоточном движении теплообменивающихся сред, разделенных стенкой, в двух вариантах А и Б (см. рис. III.5). Тепловой поток между средами в пределах

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

элементарной площадки dx может быть определен в виде

$$dQ = K F_1 (t_в - t_w)\, dx. \qquad (III.78)$$

Изменение энтальпии теплообменивающихся сред в пределах площадки dx

$$dI_в = -c_в G_в\, dt_в; \qquad (III.79)$$

$$dI_w = c_w G_w\, dt_w. \qquad (III.80)$$

Знак «—» в первом уравнении показывает, что энтальпия теплового потока в положительном направлении координаты x уменьшается.

Приравнивая правые части уравнений (III.78)—(III.80), получим:

$$\left.\begin{aligned} -c_в G_в\, dt_в &= K F_1 (t_в - t_w)\, dx; \\ c_w G_w\, dt_w &= K F_1 (t_в - t_w)\, dx. \end{aligned}\right\} \qquad (III.81)$$

Система (III.81) может быть записана следующим образом:

$$dt_в/d\,Fo'_x = -(t_в - t_w); \quad dt_w/d\,Fo'_x = (t_в - t_w)\, W_в, \qquad (III.82)$$

или

$$\left.\begin{aligned} dt_в/dx &= -Fo'_в (t_в - t_w); \\ dt_w/dx &= -Fo'_в W_в (t_в - t_w), \end{aligned}\right\} \qquad (III.83)$$

где $Fo'_в = KF/(G_в c_в)$; $Fo'_λ = KF_1/(G_в c_в)$; $W_в = G_в c_в/(G_w c_w)$.

Далее перейдем в системе (III.83) к относительным перепадам температуры θ по варианту А:

$$\left.\begin{aligned} d\theta_в/d\bar{x} &= -Fo'_в (\theta_w W_в + \theta_в); \\ d\theta_w/d\bar{x} &= -Fo'_w (\theta_w + \theta_в W_w), \end{aligned}\right\} \qquad (III.84)$$

где $\bar{x} = x/l$ (здесь l — длина теплообменника).

Вместо системы уравнений (III.84) может быть записана эквивалентная ей система

$$d\theta_в/d\bar{x} = Fo'_в (\theta_w W_в + \theta_в); \quad d\theta_в/d\theta_w = 1, \qquad (III.85)$$

где

$$\left.\begin{aligned} \theta_в = (t_в - t_{в\infty})/(t_{в1} - t_{в\infty}), \quad \theta_w = (t_w - t_{w\infty})/(t_{w1} - t_{w\infty}); \\ Fo'_w = KF/(G_w c_w); \quad W_w = G_w c_w/(G_в c_в) = 1/W_в, \end{aligned}\right\} \qquad (III.86)$$

Граничными для решения системы дифференциальных уравнений (III.85) являются условия:

$$\theta_в|_{\bar{x}=0} = \theta_w|_{\bar{x}=0} = 1, \quad \theta_в|_{\bar{x}\to\infty} = \theta_w|_{\bar{x}\to\infty} = 0. \qquad (III.87)$$

Решение системы дифференциальных уравнений (III.85) может быть получено следующим образом. Из второго уравнения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

системы (III.85) следует, что $\theta_в = \theta_w$. С учетом полученного равенства первое уравнение принимает вид:

$$d\,\theta_в / d\,\bar{x} = -\,Fo'_в\,(\theta_в\,W_в + \theta_в) = -\,Fo'_в\,\theta_в\,(1 + W_в)$$

или

$$d\,\theta_в / \theta_в = -\,Fo'_в\,(1 + W_в)\,d\,\bar{x}.$$

Интегрируя последнее уравнение от 0 до $\bar{x}$:

$$\ln \theta_в \Big|_0^{\bar{x}} = -\,Fo'_в\,(1 + W_в)\,\bar{x}$$

и используя первое граничное условие (III. 87), получим:

$$\ln \theta_в = -\,Fo'_в\,(1 + W_в)\,\bar{x},$$

или

$$\theta_в = \theta_w = \exp\,[-\,Fo'_в\,(1 + W_в)\,\bar{x}]. \qquad (III.88)$$

Уравнение (III.88) содержит произведение Fo′ и относительной длины поверхности теплообмена $\bar{x}$. В такой записи оно может использоваться для определения промежуточных значений θ по длине заданного теплообменника. Обычно нас интересует значение θ на выходе из теплообменника, когда $\bar{x} = 1$. Поэтому для значений θ на выходе из теплообменников разной длины в решении (III.88) величина $\bar{x}$ должна быть опущена. Именно для этого случая рассматриваются последующие решения.

Графически решение (III.88) (при $\bar{x} = 1$) для θ произвольной среды на выходе из теплообменника представлено в виде кривой $\theta = f[Fo'(1+W)]$ на рис. III.7. Рассмотрение этого графика позволяет сделать некоторые важные практические выводы. При $Fo'(1+W) > 3$ значение θ (кривая 2) становится близким к нулю. Из этого следует, что обычно нет смысла при прямоточной схеме движения иметь теплообменники с $Fo'(1+W) > 3$, так как в хвостовой части таких теплообменников интенсивность теплообмена будет незначительной. В то же время на участке до Fo $(1+W) < 0{,}5$, где интенсивность теплообмена особенно велика, по существу наблюдается линейная зависимость θ от $Fo'(1+W)$ (кривая 3 на рис. III.7) и в диапазоне $Fo'(1+W) < 0{,}5$ можно пользоваться более простой приближенной зависимостью:

$$\theta = 1 - Fo'\,(1 + W)/1{,}2. \qquad (III.89)$$

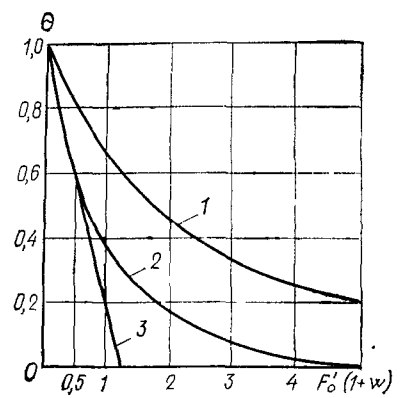


Рис. III.7. Зависимость $\theta = f[Fo'(1+W)]$
1 — среднеинтегральные по $Fo'(1+W)$ значения θ, *2* — локальные значения θ, *3* — то же, на начальном участке до $Fo'(1+W) < 0{,}5$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Довольно часто при расчете обменного аппарата необходимо определять среднюю температуру обменивающихся сред по всей поверхности теплообменника. Зная средние параметры обменивающихся сред в аппарате, можно рассчитать его полную теплоотдачу, расходы сред и т. п. Относительную избыточную среднюю температуру среды $\bar{\theta}$ в пределах заданного значения площади поверхности F, что равнозначно заданному значению Fo', определим в виде

$$\bar{\theta} = \frac{\int_0^{\mathrm{Fo}'} \theta \, d\,(\mathrm{Fo}')}{\mathrm{Fo}'} = \frac{1 - \exp\left[-\mathrm{Fo}'\,(1 + W)\right]}{\mathrm{Fo}'\,(1 + W)}. \qquad \text{(III.90)}$$

На рис. III.7 зависимость (III.90) представлена в виде кривой *1*.

В инженерных расчетах часто приходится решать не прямую (отыскание конечных параметров при прочих заданных условиях), а обратную задачу (определение, например, W при заданном t_2 и прочих данных). В этом случае может оказаться удобным другой вариант (Б) записи исходных уравнений и решений. Постановка задачи для ТП-модели, соответствующая варианту Б, следующая. Решение ищется относительно безразмерных перепадов температур, в которых текущие значения t, избыточные относительно начальных t_1, относятся к начальной разности температур воздуха и жидкости (а не к разности $t_1 - t_\infty$, как было в варианте А):

$$\theta'_{\text{в}} = (t_{\text{в}} - t_{\text{в1}})/(t_{w1} - t_{\text{в1}}); \quad \theta'_w = (t_w - t_{w1})/(t_{\text{в1}} - t_{w1}). \qquad \text{(III.91)}$$

При этом основные дифференциальные уравнения теплообмена для двух теплообменивающихся сред имеют вид, подобный уравнению (III.85):

$$d\,\theta'_{\text{в}}/d\,\bar{x} = -\,\mathrm{Fo}'_{\text{в}}\,(\theta'_w + \theta'_{\text{в}} - 1), \quad d\,\theta'_{\text{в}}/d\,\theta'_w = 1/W_{\text{в}}. \qquad \text{(III.92)}$$

Причем граничным здесь в отличие от уравнения (III.87) является только условие:

$$\theta'_{\text{в}}\big|_{\bar{x}=0} = \theta'_w\big|_{\bar{x}=0} = 0, \qquad \text{(III.93)}$$

так как состояние сред при $x \to \infty$ в постановке задачи по варианту Б не участвует.

Из второго уравнения системы (III.92) найдем:

$$\theta'_w = \theta'_{\text{в}} W_{\text{в}}.$$

Полученное выражение для θ'_w подставляем в первое уравнение (III.92)

$$\frac{d\,\theta'_{\text{в}}}{d\,\bar{x}} = -\,\mathrm{Fo}'_{\text{в}}\,(\theta'_{\text{в}} W_{\text{в}} + \theta'_{\text{в}} - 1) = -\,\mathrm{Fo}'_{\text{в}}\,[\theta'_{\text{в}}\,(1 + W_{\text{в}}) - 1].$$

Преобразуем это уравнение следующим образом:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$d\,[\theta'_в\,(W_в+1)-1]\,/d\,\bar{x}=-\,Fo'_в\,(W_в+1)\,[\theta'_в\,(W_в+1)-1],$$

или

$$\frac{d\,[\theta_в\,(W_в+1)-1]}{\theta'_в\,(W_в+1)-1}=-\,Fo'_в\,(W_в+1)\,d\,\bar{x}.$$

Интегрируя полученное уравнение от 0 до $\bar{x}$, находим:

$$\ln\,[1-\theta'_в\,(W_в+1)]\,\Big|_0^{\bar{x}}=-\,Fo'_в\,(W_в+1)\,\bar{x};$$

с учетом того, что при $\bar{x}=0$ $\theta_в'=0$, получим:

$$1-\theta'_в\,(W_в+1)=\exp\,[-\,Fo'_в\,(W_в+1)],$$

или

$$\theta'_в=\frac{1-\exp\,[-\,Fo'_в\,(W_в+1)]}{1+W_в}\;; \qquad (III.94)$$

$$\theta'_w=\frac{1-\exp\,[-\,Fo'_в\,(W_в+1)]}{1+1/W_в}\;. \qquad (III.95)$$

Для противоточной схемы первое дифференциальное уравнение, описывающее изменение относительного перепада температур воздуха, имеет такой же вид, как и для прямоточной схемы (III.92), а второе отличается знаком:

$$d\,\theta'_в/d\,\bar{x}=-\,Fo'_в\,(\theta'_w+\theta'_в-1);. \qquad (III.96)$$

$$d\,\theta'_в/d\,\theta'_w=-\,1/W_в. \qquad (III.97)$$

Интегрируя второе уравнение от 0 до $\bar{x}$, получим:

$$\theta'_в=-\,(\theta'_w-\theta'_{w2})/W_в. \qquad (III.98)$$

Из этого уравнения определим

$$\theta'_w=\theta'_{w2}-\theta'_в\,W_в \qquad (III.99)$$

и подставим его в уравнение (III.96)

$$\frac{d\,\theta'_в}{d\,\bar{x}}=-\,Fo'_в\,[\theta'_в\,(1-W_в)+\theta'_{w2}-1]. \qquad (III.100)$$

Приведем дифференциальное уравнение (III.100) к следующему виду:

$$\frac{d\,[\theta'_в\,(1-W_в)+\theta'_{w2}-1]}{\theta'_в\,(1-W_в)+\theta'_{w2}-1}=-Fo'_в\,(1-W_в)\,d\,\bar{x}.$$

Интегрируя последнее уравнение от 0 до $\bar{x}$, находим:

$$\ln\,[\theta'_в\,(1-W_в)+\theta'_{w2}-1]\,\Big|_0^{\bar{x}}=-\,Fo'_в\,(1-W_в)\,\bar{x},$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

или, имея в виду, что при $\bar{x}=0$ $\theta'_{в}=0$:

$$\ln \frac{\theta'_{в}(1-W_{в})+\theta'_{w2}-1}{\theta'_{w2}-1} = -\mathrm{Fo}'_{в}(1-W_{в})\,\bar{x}. \qquad \text{(III.101)}$$

Значение θ'_{w2} найдем из формулы (III.99), записав его для $\bar{x}=1$ и имея в виду, что в этой точке $\theta'_{w}=0$:

$$\theta'_{w2} = W_{в}\,\theta'_{в}. \qquad \text{(III.102)}$$

Из уравнений (III.101) и (III.102) после несложных преобразований найдем:

$$1-\theta'_{в}(1-W_{в})-\theta_{в2}W_{в} = (1-\theta'_{в2}W_{в})\exp[-\mathrm{Fo}'_{в}(1-W_{в})\,\bar{x}]. \qquad \text{(III.103)}$$

Относительный перепад температур для всего теплообменного аппарата $\theta'_{в2}$ определим из уравнения (III.103), приняв $\bar{x}=1$:

$$\theta'_{в2} = \frac{1-\exp[-\mathrm{Fo}'_{в}(1-W_{в})]}{1-W_{в}\exp[-\mathrm{Fo}'_{в}(1-W_{в})]}. \qquad \text{(III.104)}$$

Решения $\theta'_{в}=\theta'_{в2}$ и $\theta'_{w}=\theta'_{w2}$ для варианта Б связаны с θ_{w} и $\theta_{в}$ для варианта А следующими зависимостями:

$$\theta_{w} = 1-\theta'_{w}(1+1/W_{в}); \qquad \text{(III.105)}$$

$$\theta_{в} = 1-\theta'_{в}(1+W_{в}). \qquad \text{(III.106)}$$

Прямая и такая простая взаимосвязь решений по вариантам А и Б является естественным результатом того факта, что уравнения (III.85) и (III.92) описывают один и тот же физический процесс.

Рассмотрим решение для ТМП-модели при прямоточном движении. ТМП-модель предназначена для расчета теплообменников, в которых наряду с переносом явного тепла на поверхности происходят также процессы фазового перехода (конденсация пара или испарение жидкости). Так же как и в предыдущем случае, будем рассматривать воздухожидкостный теплообменник. Будем считать, что температура поверхности меняется в узком диапазоне, и поэтому в расчетах можно использовать линейную аппроксимацию энтальпии воздуха на линии насыщения его температурой (линейная модель). В линейной модели полный тепловой поток между воздухом и жидкостью может быть определен по формуле (III.45).

Общая постановка задачи для ТМП-модели (вариант А) при прямоточном движении теплообменивающихся сред следующая. Решение ищется относительно безразмерных перепадов энтальпий

$$\vartheta_{в,I} = (I_{в}-I_{в\infty})/(I_{в1}-I_{в\infty}); \quad \theta_{w,I} = (I_{w}-I_{w\infty})/(I_{w1}-I_{w\infty}). \qquad \text{(III.107)}$$

Дифференциальные уравнения и граничные условия этой задачи совпадают с формулами (III.84) и (III.87). Различие состоит в том, что неизвестными в данном случае являются относительные

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

перепады энтальпий, а определяющие характеристики Fo'_I и W_I включают коэффициент теплопередачи, учитывающий массообмен, K_I и теплоемкость воздуха на линии насыщения $c_н$:

$$\mathrm{Fo}'_I = K_I F/(G_в c_н); \quad W_I = G_в c_н/(G_w c_w). \qquad \text{(III.108)}$$

Естественно, что решение данных уравнений, написанных только относительно $\theta_{в,I}$ и $\theta_{w,I}$, совпадают с решением (III.88).

Для варианта Б решение задачи ищется относительно безразмерных перепадов энтальпий:

$$\theta'_{в,I} = (I_в - I_{в1})/(I_{w1} - I_{в1}); \quad \theta'_{w,I} = (I_w - I_{w1})/(I_{в1} - I_{w1}). \qquad \text{(III.109)}$$

Решение задачи относительно $\theta'_{в,I}$ и $\theta'_{w,I}$ совпадает с аналогичными решениями (III.94) и (III.95) для $\theta'_в$ и θ'_w.

Расчетные схемы теплообменников при различном взаимном движении теплообменивающихся сред, дифференциальные уравнения и их решения для этих схем, полученные аналогично указанным выше, приведены в табл. III.1.

Относительная особенность перекрестной схемы с неперемешивающимися потоками состоит в том, что задача оказывается двухмерной, так как жидкость и воздух меняют свои параметры по двум разным координатам $\bar{x}_1$ и $\bar{x}_2$. В результате процесс описывается системой дифференциальных уравнений в частных производных (вариант Б):

$$\left.\begin{aligned} \frac{\partial \theta'_в}{\partial \bar{x}_1} &= -\mathrm{Fo}'_в\,(\theta'_w + \theta'_в - 1); \\ \frac{\partial \theta'_w}{\partial \bar{x}_2} &= -\mathrm{Fo}'_в\, W_в\,(\theta'_w + \theta'_в - 1). \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.110)}$$

Граничными для решения системы являются условия:

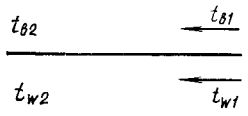
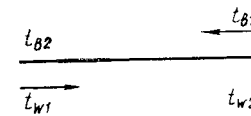
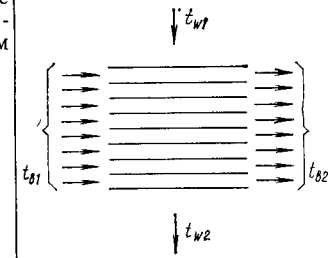
$$\theta'_в\Big|_{\substack{\bar{x}_1 = 0 \\ \bar{x}_2 = 0 \div 1}} = 0; \theta'_w\Big|_{\substack{\bar{x}_2 = 0 \\ \bar{x}_1 = 0 \div 1}} = 0. \qquad \text{(III.111)}$$

Задача существенно упрощается при перекрестной схеме с одним перемешивающимся (жидкость), а вторым неперемешивающимся (воздух) потоками. В этом случае параметры жидкости меняются только вдоль координаты $\bar{x}_2$ и не зависят от координаты $\bar{x}_1$. В результате процесс описывается двумя независимыми обыкновенными дифференциальными уравнениями.

Решения дифференциальных уравнений для различных схем взаимного движения теплообменивающихся сред приведены в табл. III.1 для вариантов А и Б. Индексы в формулах опущены, так как они оказываются справедливыми для разных задач. Эти решения охватывают три расчетные модели: ТП, ТМО и ТМП. Для ТП-модели формулы в табл. III.1 определяют относительные перепады температур воздуха и жидкости ($\theta_в = \theta_{вt}$; $\theta_w = \theta_{wt}$), а для ТМО- и ТМП-моделей — относительные перепады

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица III.1. **Формулы для расчета теплообмена**

Схема движения	Расчетная схема	Вариант	Формула
Прямоточная		А	$\theta_в = \theta_w = \exp[-\mathrm{Fo}'(1+W)]$
		Б	$\theta'_в = \dfrac{1-\exp[-\mathrm{Fo}'(1+W)]}{1+W}$; $\theta'_w = \dfrac{\{1-\exp[-\mathrm{Fo}'(1+W)]\}W}{1+W}$
Противоточная		Б	$\theta'_в = \dfrac{1-\exp[-\mathrm{Fo}'(1-W)]}{1-W\exp[-\mathrm{Fo}'(1-W)]}$; $\theta'_w = \dfrac{\{1-\exp[-\mathrm{Fo}'(1-W)]\}W}{1-W\exp[-\mathrm{Fo}'(1-W)]}$
Перекрестная схема с одним перемешивающимся (жидкость) и вторым неперемешивающимся (воздух) потоками		Б	$\theta'_в = 1-\exp\{-[1-\exp(-\mathrm{Fo}')]W\}$; $\theta'_w = W[1-\exp\{-[1-\exp(-\mathrm{Fo}')]W\}]$

Электронная библиотека http://lgy.khstu.ru/

энтальпий ($\theta_в = \theta_{вI}$; $\theta_w = \theta_{wI}$). Входящие в эти формулы безразмерные комплексы Fo′ и W для ТП-модели определяются по формулам (III.86), а для ТМО- и ТМП-моделей, кроме того, и по уравнениям (III.108).

Отличие решения задач для ТМП- и ТМО-модели от ТП-модели состоит в том, что для этих моделей необходимо дополнительно к энтальпии определять второй параметр, характеризующий состояние воздуха на выходе из теплообменника, например температуру (так как $\varphi = \text{var}$ и поэтому нет однозначной зависимости I от t). В связи с этим возникает необходимость совместно с дифференциальными уравнениями изменения энтальпии составлять и решать дифференциальные уравнения изменения температуры при теплообмене.

Так, для варианта А и ТМО-модели при прямоточном движении теплообменивающихся сред выражение для относительного перепада температур, полученное на основе решения указанных дифференциальных уравнений, имеет вид

$$\theta_t = (t_в - t_\infty)/(t_{в1} - t_\infty) = 1 - (1 - \theta_{ад})\ (\theta_{t,ус} - \theta_{I,ус}\ \theta_{t,ус}) -$$

$$- \theta_{I,ус}\ \theta_{t,ус}\ (1 - \theta_{в,I})/(1 + W_I), \qquad \text{(III.112)}$$

где $\theta_{t,ус} = (t_{в1} - t_{w1})/(t_{в1} - t_\infty)$; (III.113)

$$\theta_{I,ус} = (I_{в1} - I_{w1})/(I_{в1} - I_{w1}); \qquad \text{(III.114)}$$

$$\theta_{ад} = \exp\ (-\text{Fo}'_в); \qquad \text{(III.115)}$$

$\theta_{ад}$ — относительный перепад температур при постоянной температуре поверхности контакта (применительно к форсуночной камере орошения для режима адиабатного увлажнения)

Аналогичная (III.112) зависимость для варианта Б имеет вид

$$\theta'_t = (t_{в1} - t_{в2})/(t_{в1} - t_{w1}) = \theta'_{ад} - \theta_{I,ус}\ (\theta'_{ад} - \theta'_{в,I}), \qquad \text{(III.116)}$$

где $\theta'_{в,I}$ определяется по формуле (III.109);

$$\theta'_{ад} = 1 - \exp\ (-\text{Fo}'_в). \qquad \text{(III.117)}$$

Нелинейные модели используются для расчета процессов тепло- и массообмена между средами, разделенными стенкой (ТП- и ТМП-модели), или при непосредственном их контакте вдоль поверхности раздела (часто условной), когда температуры взаимодействующих сред меняются в широких диапазонах.

Вывод основных уравнений в этом случае показывает, что их вид остается таким же, как и для линейной модели. Основное различие состоит в использовании нелинейных зависимостей вида $I_н = f(t_н)$, а следовательно, и сами дифференциальные уравнения оказываются нелинейными. Получить аналитическое решение такой системы в общем случае не удается, и решать ее приходится численными методами, используя ЭВМ. Различие состоит в том, что вместо коэффициентов теплопередачи K и коэффициентов передачи полного тепла K_I используются отдельно коэффициенты

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

теплообмена и коэффициенты массообмена, сообразно с тем, какая составляющая обмена определяется. По сравнению с линейной нелинейная модель является более точной.

§ 32. Нестационарный тепло- и массоперенос в аппаратах кондиционирования воздуха

Характеристики нестационарного тепло- и массопереноса необходимы при расчете систем автоматического регулирования (САР) режимов тепломассообмена в аппаратах УКВ. Остановимся на решении задач нестационарного теплообмена в рекуперативных теплообменниках. В качестве примера рассмотрим наиболее распространенный в инженерной практике воздухожидкостный рекуператор. Прежде всего определим распределение поля температур жидкости, стенки и воздуха в рекуперативном теплообменнике для перекрестной схемы движения теплообменивающихся сред при скачкообразном изменении расхода жидкости на входе в теплообменник.

Для рассматриваемого класса теплообменников полная теплоемкость воздуха существенно меньше теплоемкости жидкости и материала, из которого изготовлен теплообменник, поэтому для описания нестационарных процессов в таком теплообменнике следует использовать уравнения нестационарного теплообмена для жидкости и материала теплообменной поверхности и уравнение стационарного теплообмена для воздуха.

Для решения задачи воспользуемся α-моделью. В рамках α-модели уравнения для нестационарных температурных полей жидкости, стенки и воздуха имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \partial\,\theta_w/\partial\,\bar{x} + \partial\,\theta_w/\partial\,\mathrm{Ho} &= \mathrm{Fo}'_w\,(\theta_{ст}-\theta_w);\\ \partial\,\theta_{ст}/\partial\,\mathrm{Fo}_{ст} &= \bar{\theta}-\theta_{ст};\\ \mathrm{d}\,\theta_в/\mathrm{d}\,\bar{x} &= \mathrm{Fo}'_в\,(\theta_{ст}-\theta_в). \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.118)}$$

В этих уравнениях принято:

$$\left.\begin{aligned} &\mathrm{Ho}=\mathrm{Fo}\cdot\mathrm{Pe}=\frac{z\,w}{l};\quad \mathrm{Fo}_{ст}=\frac{\alpha_{ст}\,F_{ст}}{M_{ст}\,c_{ст}};\quad \mathrm{Fo}'_в=\frac{\alpha_в\,F_в}{G_в\,c_в};\quad \mathrm{Fo}'_w=\frac{\alpha_w\,F_w}{G_w\,c_w};\\ &\alpha_{ст}\,F_{ст}=\frac{1}{1/(\alpha_в\,F_в)+1/(\alpha_w\,F_w)};\quad \bar{\theta}=\frac{\theta_w\,\alpha_w\,F_w+\theta_в\,\alpha_в\,F_в}{\alpha_w\,F_w+\alpha_в\,F_в}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(III.119)}$$

где $F_{ст}$, $M_{ст}$, $c_{ст}$ — площадь, масса и теплоемкость материала стенок теплообменника.

Первое уравнение позволяет рассчитать изменение температуры жидкости t_w во времени z в любом сечении x по длине l поверхности теплообмена. Второе уравнение определяет нестационарный процесс нагрева или охлаждения стенки во времени, определяемом обычным критерием Фурье, под влиянием осредненной температуры окружающих сред (в безразмерном виде $\bar{\theta}$).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По третьему уравнению системы, которое решается независимо от двух первых, можно вычислить изменение температуры воздуха (решение этого уравнения приведено в § 30).

В результате задача сводится к решению двух дифференциальных уравнений в частных производных и одного обыкновенного дифференциального уравнения. Решение уравнений (III.118) позволяет рассчитать переходную функцию для любого сечения теплообменника. Если расход жидкости на входе в теплообменник изменяется произвольным образом, то решение таких уравнений в общем случае не может быть получено аналитическими методами и приходится применять численные методы.

Одним из способов приближенного решения задачи нестационарного теплообмена в рекуперативных теплообменниках является представление теплообменника в виде объекта с сосредоточенными параметрами. Основной особенностью этой расчетной модели является то, что в ней пренебрегают распределением параметров теплообменивающихся сред по пространственной координате и предполагают, что вся жидкость в теплообменнике имеет одинаковую температуру, изменяющуюся во времени. Аналогичное предположение делается и в отношении стенки теплообменной поверхности. В результате процесс нестационарного теплообмена описывается с помощью системы обыкновенных дифференциальных уравнений. Для точечной модели эти уравнения имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} d\,\bar{\theta}_w/d\,\mathrm{Ho} &= \mathrm{Fo}'_w\,(\bar{\theta}_{ст} - \bar{\theta}_w);\\ d\,\bar{\theta}_{ст}/d\,\mathrm{Fo}_{ст} &= \bar{\theta} - \bar{\theta}_{ст};\quad d\,\bar{\theta}_в/d\,\mathrm{Fo}'_в = \bar{\theta}_{ст} - \bar{\theta}_в, \end{aligned}\right\} \qquad (III.120)$$

где $\bar{\theta} = \dfrac{(\bar{\theta}_w\,\alpha_w F_w + \bar{\theta}_в\,\alpha_в F_в)}{(\alpha_w F_w + \alpha_в F_в)}$;

$\bar{\theta}_в$, $\bar{\theta}_{ст}$, $\bar{\theta}_w$ — относительные перепады осредненных по всей поверхности теплообмена температур воздуха, стенки, жидкости; Но, Fo'_w, $\mathrm{Fo}'_в$ $\mathrm{Fo}_{ст}$ — соответствующие условиям (III.119) критерии, определенные для всего теплообменника.

При скачкообразном изменении расходов жидкости может быть получено аналитическое решение задачи теплообмена, рассмотренное в работе [6].

Для сосредоточенной модели существуют два способа выбора расчетной температуры теплоносителя. По первому способу в качестве расчетной принимается среднеарифметическое значение температур на входе в теплообменник и на выходе из него, а по второму — конечные температуры.

Процесс нестационарного теплообмена, развивающийся в рекуперативных теплообменниках, можно во времени разбить на два этапа. Длительность первого этапа равна времени прохождения частицы жидкости по трубкам и соединяющим трубки коллекторам:

$$\tau_{зп} = l_{тр}/w_{тр} + l_{кол}/w_{кол},$$

где $l_{тр}$ — суммарная длина трубок теплообменника; $l_{кол}$ — длина коллекторов; $w_{тр}$, $w_{кол}$ — средняя скорость жидкости в трубках и коллекторах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При значениях времени $\tau < \tau_{зп}$ процесс протекает медленнее, чем при $\tau > \tau_{зп}$. В теории автоматического регулирования подобные явления определяют как транспортное запаздывание. Расчеты по сосредоточенной модели, естественно, не учитывают этого обстоятельства. В работе [6] предложен приближенный способ учета влияния транспортиого запаздывания в таких моделях теплообменников. Расчет переходных функций, выполненный по сосредоточенным моделям с учетом транспортного запаздывания, дает результаты, близко совпадающие с расчетом по распределенной модели и с экспериментальными данными, поэтому сосредоточенные расчетные модели как более простые могут использоваться для анализа САР и при выборе оптимальных параметров настройки регуляторов.

При возмущениях, связанных с изменением расхода теплоносителя, направление возмущения оказывает существенное влияние на инерционность теплообменника. При положительных возмущениях (увеличении) расхода теплоносителя или воздуха продолжительность переходного процесса меньше, чем при отрицательных. Повышение инерционности объекта при отрицательных возмущениях объясняется тем, что с уменьшением расхода теплоносителя снижается интенсивность теплообмена. В результате процесс переноса тепла происходит более медленно, и инерционность возрастает.

§ 33. Расчет тепло- и массообменных аппаратов на ЭВМ

Проектирование воздухоприготовительных центров требует, как правило, проведения годового и сезонного анализа работы теплообменников. При этом приходится одновременно рассчитывать и другое оборудование (дополнительные догреватели и т. п.). Выполнение подобного рода расчетов возможно только с применением ЭВМ.

Естественно, что наличие программ расчета на ЭВМ, предназначенных для решения сложных задач, позволяет освободить проектировщика также и от решения более простых задач (расчет одиночных теплообменников и т. д.). Решение инженерных задач на ЭВМ имеет свою специфику. Основная проблема, которую в связи с этим приходится решать, это необходимость обеспечения универсальности метода, т. е. возможности с помощью ограниченного числа программ решать максимально большее число задач.

Рассмотренная в предыдущих разделах классификация по расчетным методам в зависимости от общности теплофизических процессов, а не от конструктивных особенностей теплообменников в максимальной степени отвечает этим требованиям. Приведем описание системы автоматизированного расчета теплообменников (САРТ) [6], включающей четыре подпрограммы.

Подпрограмма ПТ-1 предназначена для расчета параметров тепло- и массообменивающихся сред в теплообменниках, описываемых ТП и ТМП-моделями, при прямоточном и противоточном

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

движении теплообменивающихся сред. С помощью этой подпрограммы можно рассчитывать воздухоохладители, воздуховоздушные теплообменники, регенеративные воздуховоздушные теплообменники.

Подпрограмма ПТ-2 служит для расчета параметров тепло- и массообменивающихся сред в теплообменниках, процессы в которых описываются ТП- и ТМП-моделями, при перекрестной схеме движения сред. Область применения подпрограммы аналогична ПТ-1.

Подпрограмма ПТ-3 предназначена для расчета параметров тепло- и массообменивающихся сред в теплообменниках, процессы в которых описываются с помощью ТМО-модели, при прямоточной, противоточной и перекрестной схемах. С помощью этой подпрограммы рассчитываются контактные теплообменные аппараты.

Подпрограмма ПТ-4 помогает рассчитывать системы с промежуточным теплоносителем. Алгоритм программ базируется на использовании линейных ТП- и ТМП-моделей. Исходная и результативная информация аналогична подпрограмме ПТ-1.

§ 34. Методы расчета тепло- и массообменных аппаратов

В настоящее время в практике проектирования СКВ используются различные методы расчета аппаратов тепловлажностной обработки воздуха. Эти методы можно условно разделить на две основные группы: методы, основанные на использовании коэффициентов эффективности явного и полного теплообмена; методы с использованием условных коэффициентов тепло- и массообмена

На основе аналитических решений, описанных в настоящей главе, представилось возможным разработать метод расчета конечных параметров сред, взаимодействующих в аппаратах УКВ.

Метод на основе аналитических решений

Этот метод предполагает использование коэффициентов переноса на основе известных критериальных зависимостей. Для расчета аппаратов, в которых площадь поверхности тепло- и массообмена определить затруднительно (например, камер орошения), целесообразно использовать значения показателей интенсивности процессов переноса $\Lambda = \alpha F$. Все остальные параметры процессов переноса определяются аналитическим расчетом.

Для аппаратов УКВ, как уже говорилось, практически всегда соблюдается соотношение Льюиса, что предопределяет достаточность знания только коэффициента теплообмена. Это позволяет при отсутствии необходимых данных для большого диапазона гидродинамических и температурно-влажностных условий получать их экспериментальным путем в наиболее простых для выполнения режимах. Так, например, определение показателя интенсивности

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица III.2 **Коэффициенты теплообмена**

Скорость движения воды, м/с	Значения α_w, Вт/(м²·С), при внутреннем диаметре трубок, мм	
	18	13
0,1	945	954
0,2	1777	1 846
0,5	4060	4 332
1	7067	7 543
1,5	9770	10 420

Таблица III.3. **Приведенные коэффициенты конвективного теплообмена**

Массовая скорость движения воздуха $v\rho$, кг/(м²·с)	Значения $\alpha_в$, Вт/(м² С)	
	для теплообменников КТЦ и КД	для воздухонагревателей КВС и КВБ
2	25,7	26,86
4	35,62	35,04
6	44,4	40,88
8	50,22	44,38
10	56,1	52,1

процессов переноса αF в камерах орошения можно проводить в условиях адиабатного режима, поскольку в других условиях он будет таким же.

Для расчета показателя интенсивности камер орошения может быть использована следующая критериальная зависимость:

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}_w^n \cdot \mathrm{Re}_в^{n_1}, \qquad \text{(III.121)}$$

где A — коэффициент, зависящий от диаметра форсунок: $A=520$ при $d_ф=3$ мм, $A=430$ при $d_ф=4$ мм и $A=380$ при $d_ф=5$ мм; n и n_1 — показатели степени равные соответственно 2 и 1,8

Критериальные зависимости можно раскрыть, подставив в них значения физических констант. Тогда зависимость (III. 121) принимает вид:

для $d_ф = 5$ мм $\qquad \alpha F/f_{фр} = 478\,(w\,\rho_w)^2$; (III.122)

» $d_ф = 4$ мм $\qquad \alpha F/f_{фр} = 650\,(w\,\rho_w)^2$; (III.123)

» $d_ф = 3$ мм $\qquad \alpha F/f_{фр} = 1200\,(w\,\rho_w)^2$, (III.124)

где $f_{фр}$ — площадь фронтального сечения.

Для расчета поверхностных воздухоохладителей значения коэффициентов теплообмена также получают из критериальных зависимостей. При отсутствии зависимостей проводят эксперименты по определению этих коэффициентов в режиме «сухого» теплообмена. В настоящее время процессы «сухого» теплообмена достаточно хорошо изучены и соответствующие данные приведены в справочной литературе. В табл. III.2 и III.3 даны значения коэффициентов теплообмена для воздухоохладителей, выпускаемых промышленностью.

Аналогичные данные по коэффициентам переноса для других теплообменных аппаратов (градирен, пленочных аппаратов и т. д.) имеются в специальной литературе. В методе на основе аналитических решений последовательность расчетов принимается одной и той же для всех аппаратов УКВ. Так, для решения прямой задачи порядок расчетов будет следующим:

определяют безразмерные характеристики процесса тепло- и массопереноса Fo и W; формулы для расчета Fo и W выбирают

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

в зависимости от модели, к которой относится данный теплообменник;

определяют относительные перепады и конечные значения параметров обменивающихся сред.

Пример III.1. Расчет воздухоохладителя, работающего в режиме охлаждения и осушки с конденсацией пара на всей поверхности. В воздухоохладителях типа КТЦ с теплообменной поверхностью $F=900$ м², работающих по противоточной схеме с конденсацией пара на всей поверхности, охлаждают и осушают 50 000 кг/ч (13,9 кг/с) воздуха с начальными параметрами $t_{в1}=30°C$ и $I_{в1}=65$ кДж/кг. Массовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя 4,8 кг/(м²·с). Расход жидкости 57 000 кг/ч; скорость жидкости в трубках 1,36 м/с; начальная температура жидкости $t_{w1}=10°C$, $I_{w1}=29{,}53$ кДж/кг. Коэффициент оребрения $\psi=13$. Следует определить конечные параметры воздуха и жидкости.

Решение. В соответствии с принятой выше классификацией процесс в воздухоохладителе при конденсации пара на всей поверхности развивается в соответствии с ТМП-моделью. Основной характеристикой совместного тепло- и массопереноса в данном случае является коэффициент $K_{I\,ор}$, рассчитываемый по формуле (III.46). Пренебрегая сопротивлением стенки и пленки конденсата, имеем:

$$K_{I,ор}=\frac{1}{\psi/\alpha_w+c_в/(\alpha_в\,c_{нас})}=\frac{1}{13/4519{,}6+1/(34\cdot3{,}1)}=78{,}9\ \text{Вт/(м}^2\cdot°\text{C)},$$

где значения α_w и $\alpha_в$ определяем по критериальным зависимостям либо по табл. III.2 и III.3; значение $c_{нас}$ находим по формуле (II.66) при $t=(t_{w1}+t_{в1})/2=(30+10)/2=20°C$.

Находим безразмерные параметры:

$$\text{Fo}'_I=\frac{K_{I\,ор}F}{G_в\,c_{нас}}=\frac{78{,}9\cdot900}{13{,}9\cdot3100}=1{,}7;$$

$$W_I=\frac{G_в\,c_{нас}}{G_w\,c_w}=\frac{50\,000\cdot3{,}1}{57\,000\cdot4{,}19}=0{,}62.$$

Относительный перепад энтальпии воздуха в теплообменнике

$$\theta'_{в,I}=\frac{1-\exp\left[-\text{Fo}'_I\,(1-W_I)\right]}{1-W_I\exp\left[-\text{Fo}'_I\,(1-W_I)\right]}=\frac{1-\exp\left[-1{,}7\,(1-0{,}62)\right]}{1-0{,}62\exp\left[-1{,}7\,(1-0{,}62)\right]}=0{,}7.$$

Энтальпия воздуха после воздухоохладителя

$$I_{в2}=I_{в1}-\theta'_{в,I}\,(I_{в1}-I_{w1})=65-0{,}7\,(65-29{,}53)=40{,}1\ \text{кДж/кг}.$$

Инженерные методы расчета

Методы расчета с применением коэффициентов эффективности основаны на сравнении данного процесса тепло- и массообмена с процессом, протекающим в тех же условиях, но заканчивающимся при полном насыщении воздуха, выходящего из аппарата. На I—d-диаграмме процессы условно изображаются прямой линией, соединяющей точку начального состояния воздуха с точкой, соответствующей характерной температуре поверхности контакта тепломассообменивающихся сред, на линии $\varphi=100\%$. Реальные процессы отличаются от такого условного изображения (см. гл. II) тем, что конечное состояние воздуха является не полностью насыщенным и направление процессов отличается от прямолинейного. Представления об изображении условного процесса весьма

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

различны. В одних случаях считается, что луч процесса направлен на среднюю температуру воды [7], в других — что точка пересечения луча процесса с линией $\varphi = 100\%$ соответствует конечной температуре воды [1], причем в более поздних работах [13, 17] принимается направление луча процесса на температуру более высокую, чем конечная температура воды.

Методы расчета с использованием условных коэффициентов тепло- и массообмена основаны на зависимостях теории тепломассообмена. В одних работах, которые относятся к этой группе, на основании экспериментальных данных определялись значения соответствующих коэффициентов тепломассообмена в форме зависимостей от различных факторов: массовой скорости, коэффициента орошения, давления воды перед форсунками, конструктивных характеристик камеры и др. В других работах обработка опытных данных производилась в критериальной форме, т. е. устанавливалась связь между определяемыми критериями Нуссельта (Nu) или Кирпичева (Ki) и определяющими критериями Рейнольдса (Re) и Прандтля (Pr), а также коэффициентом орошения B и др.

В практике проектирования и эксплуатации СКВ приходится решать задачи двух типов: прямую и обратную. При решении прямой задачи заданными являются начальные параметры воздуха и воды, режим работы и конструкция камеры орошения, следовательно, требуется определить конечные параметры тепломассообменивающихся сред и количество тепла. Решение обратной задачи предусматривает определение режимных или конструктивных характеристик, например коэффициента орошения B или характеристик используемого аппарата при известных начальных и конечных параметрах обрабатываемого воздуха.

Наиболее распространенными методами расчета являются методы НИИ санитарной техники, ВНИИКондиционера, Л. М. Зусмановича и О. Я. Кокорина. Рассмотрим подробнее суть каждого метода.

Метод НИИ санитарной техники (автор Е. Е. Карпис) [1, 37] предполагает для расчета использование коэффициентов эффективности:

для политропического процесса (рис. III.8,*а*)

$$E = 1 - (t_{м2} - t_{w2})/(t_{м1} - t_{w1}); \qquad \text{(III.125)}$$

для адиабатного (изоэнтальпийного) процесса (рис. 8,*б*)

$$E_a = (t_{c1} - t_{c2})/(t_{c1} - t_{м1}) = 1 - (t_{c2} - t_{м2})/(t_{c1} - t_{м1}), \qquad \text{(III.126)}$$

а также универсального коэффициента эффективности (рис. III.8,*в*)

$$E' = 1 - (t_{c2} - t_{м2})/(t_{c1} - t_{м1}). \qquad \text{(III.127)}$$

На основании опытных данных для различных процессов и конструктивных характеристик камер орошения в работе [1] приведены зависимости и все необходимые данные для расчета коэффициентов эффективности в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

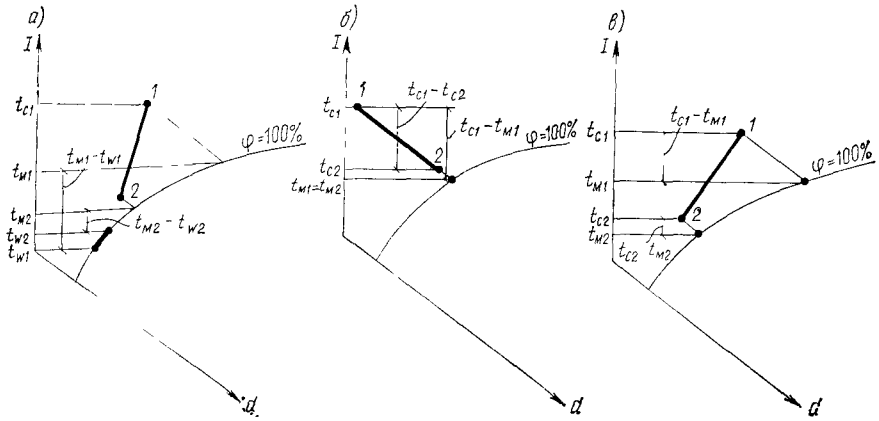


Рис. III.8. К определению коэффициентов эффективности (по методу НИИСТ)
а — коэффициента эффективности полного теплообмена; *б* — коэффициента эффективности адиабатного (изоэнтальпийного) процесса, *в* — универсального коэффициента эффективности

$$E\,(E_a,\ E') = A\,(v\,\rho)^m\ B^n. \qquad \text{(III.128)}$$

Величины E' практически не зависят от вида процесса.

Дополнительно для расчета процессов по данному методу используется уравнение теплового баланса обмена между воздухом и водой

$$\Delta\ I_в = c_w\ B\ \Delta\ t_w \qquad \text{(III.129)}$$

(где $B = G_w/G_в$ — коэффициент орошения) и уравнение линейной аппроксимации $\Delta I = f(\Delta t)$ в виде

$$I_1 - I_2 = 2{,}86\ (t_{м1} - t_{м2}) = 4{,}187\ B\ (t_{w2} - t_{w1}).$$

Совместное решение уравнений (III.125), (III.127) и (III.129) позволяет получить формулы для определения нужных температур воздуха и воды:

$$t_{w1} = t_{м1} - (t_{м2} - t_{w2})/(1 - E); \qquad \text{(III.130)}$$

$$t_{м2} = (1 - E)\ (t_{м1} - t_{w1}) + t_{w2}; \qquad \text{(III.131)}$$

$$t_{м2} = t_{м1} + 1{,}46\ B\ (t_{w2} - t_{w1}); \qquad \text{(III.132)}$$

$$t_{w2} = t_{w1} + \Delta\ I_в/(c_w\ B); \qquad \text{(III.133)}$$

$$t_{w2} = t_{w1} + 0{,}68\ (t_{м1} - t_{м2}); \qquad \text{(III.134)}$$

$$t_{c2} = t_{м2} + (t_{c1} - t_{м1})\ (1 - E'). \qquad \text{(III.135)}$$

Метод ВНИИКондиционера [33] был разработан для расчета процессов обработки воздуха в камерах орошения ОКС и ОКФ (см. далее гл. VI). Сущность метода заключается в том, что новое оборудование испытывается в изоэнтальпийном режиме для определения коэффициента эффективности E_a как функции коэффициента орошения. Политропные процессы рассчитываются по уравнению

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$t_{c2} - t_{c1} = E_a\,(t_{w1} - t_{c1}) + 0{,}33\,(1 - -E_a/a_1)\,(I_{w2} - I_{c1}), \quad \text{(III.136)}$$

где a_1 — приведенный коэффициент энтальпийной эффективности:

$$a_1 = (I_{в2} - I_{в1})/(I''_{w1} - I_{в1})\,C. \quad \text{(III.137)}$$

Множитель C в формуле (III.137) определяется по выражению

$$C = 1 + 0{,}239\,[0{,}003\,(I''_{w1} - I_{в1}) - -0{,}0147\,(I''_{w1} - 54)]. \quad \text{(III.138)}$$

Начальная температура воды с учетом (III.136) может быть определена по уравнению

$$t_{w1} = [(t_{c2} - t_{c1}) - 0{,}33\,(1 - -E_a/a_1) + E_a\,t_{c1}]/E_a, \quad \text{(III.139)}$$

а конечная энтальпия воздуха — из уравнения (III.137) в виде

$$I_2 = I_1 + (I''_{w1} - I_{в1})\,C\,a_1. \quad \text{(III.140)}$$

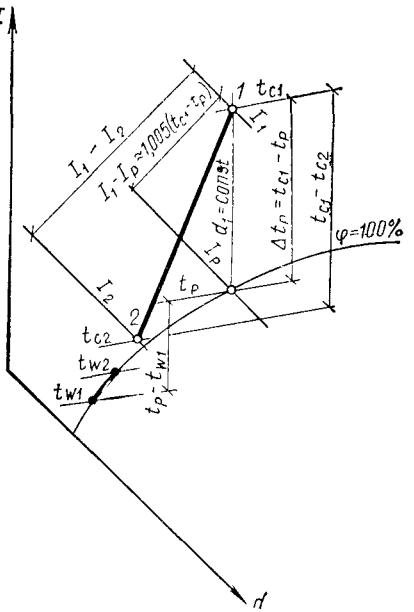


Рис. III.9. Интерпретация расчетных зависимостей Δt_p, $\Delta t_м$, $\overline{\Delta I}$, $\overline{\Delta T}_c$ и M_1 на I—d-диаграмме (к методу Л. М. Зусмановича)

Метод на основе относительных значений энтальпии и температуры воздуха (автор Л. М. Зусманович) [13] был получен в результате преобразования системы дифференциальных уравнений явного и полного теплообмена

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{d}\,Q_п &= [\alpha\,(t_c - t_w) + r\,\beta\,(p_п - p_{пов})]\,\mathrm{d}\,F; \\ \mathrm{d}\,Q_я &= \alpha\,(t_c - t_w)\,\mathrm{d}\,F. \end{aligned}\right\} \quad \text{(III.141)}$$

В ходе преобразований использовались следующие приемы (рис. III.9):

1) разность температур t_c и t_w представлена в виде двух слагаемых:

$$t_c - t_w = \Delta\,t_p + \Delta\,t_м = (t_c - t_p) + (t_p - t_w), \quad \text{(III.142)}$$

где по терминологии Л. М. Зусмановича первое слагаемое Δt_p правой части уравнения называется гигрометрической разностью температур, а второе слагаемое $\Delta t_м$ — температурным аналогом движущей силы массообмена;

2) принималась приближенная зависимость между разностями давления и температуры в виде

$$p_п - p_{пов} = a\,(t_p - t_w); \quad \text{(III.143)}$$

3) доказывалось и было принято, что при изменении давления воды перед форсунками от 200 до 350 кПа поверхность контакта изменяется пропорционально расходу воды:

$$F = l\,G_w, \quad \text{(III.144)}$$

где l — постоянный коэффициент пропорциональности.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В результате преобразований получены безразмерные зависимости:

$$\Delta \bar{I}_{\text{в}} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{\text{p1}}} = \Phi \left\{ \left[1 + \frac{t_{\text{p1}} - t_{w1}}{t_{\text{c1}} - t_{\text{p1}}} \left(1 + \frac{r a \sigma}{\alpha} \right) \right]; \quad \frac{H_w}{v \rho} K \right\}; \quad \text{(III.145)}$$

$$\Delta \bar{t}_{\text{в}} = \frac{t_{\text{c1}} - t_{\text{c2}}}{t_{\text{c1}} - t_{\text{p1}}} = \varphi \left[1 + \frac{t_{\text{p1}} - t_{w1}}{t_{\text{c1}} - t_{\text{p1}}}; \quad \frac{H_w}{\rho v} K \right], \quad \text{(III.146)}$$

где $\bar{I}_{\text{в}}$, $\Delta \bar{t}_{\text{в}}$ — относительное изменение энтальпии и температуры воздуха; r — теплота парообразования; $H_w = G_w / F_{\text{к}}$ — плотность орошения (здесь $F_{\text{к}}$ — площадь поперечного сечения камеры); K — численный коэффициент, учитывающий конструктивные особенности камеры.

В дальнейших преобразованиях были введены обозначения

$$M_1 = (t_{\text{p1}} - t_{w1}) / (t_{\text{c1}} - t_{\text{p1}}) \text{ — температурный симплекс;} \quad \text{(III.147)}$$

$$R = 1 + r a \sigma / \alpha \approx 1 + 1{,}755 \cdot 10^{-2} a. \quad \text{(III.148)}$$

Так как $H_w / v\rho = B$, выражения (III.145) и (III.146) можно привести к виду:

$$\Delta \bar{I}_{\text{в}} = \Phi \left[(1 + M_1 R); \; BK \right]; \quad \text{(III.149)}$$

$$\Delta \bar{t}_{\text{в}} = \varphi \left[(1 + M_1); \; BK \right]. \quad \text{(III.150)}$$

Обработка опытных данных позволила получить зависимости для определения коэффициентов орошения при осуществлении политропического процесса:

$$B_{\Delta \bar{I}_{\text{в}}} = \left[\frac{R^m \Delta \bar{I}_{\text{в}}}{A (1 + M_1 R)} \right]^{1/n}; \quad \text{(III.151)}$$

$$B_{\Delta \bar{t}_{\text{в}}} = \left[\frac{\Delta \bar{t}_{\text{в}}}{C + D M_1} \right]^{1/k}, \quad \text{(III.152)}$$

где n и k — показатели степени, зависящие, по мнению Л. М. Зусмановича, только от гигрометрической разности температур.

Рассматриваемый метод расчета предполагает определение в качестве искомой величины коэффициентов орошения $B_{\Delta \bar{I}_{\text{в}}}$ и $B_{\Delta \bar{t}_{\text{в}}}$ с использованием формул (III.145) и (III.146), задаваясь начальной температурой воды t_{w1} до тех пор, пока не будет выполнено условие $B_{\Delta \bar{I}_{\text{в}}} = B_{\Delta \bar{t}_{\text{в}}}$.

Для расчета изоэнтальпийных процессов предложена зависимость

$$B_{\Delta \bar{t}_{\text{в}}} = \left(\frac{\Delta \bar{t}_{\text{в}}}{L R^m} \right)^{1/n}. \quad \text{(III.153)}$$

Значения коэффициентов A, C, D, L и показателей степени n, k, а также номограмма, облегчающая выполнение расчетов, приведены в работе [13].

Метод на основе обменных коэффициентов [17] (автор О. Я. Кокорин) устанавливает зависимость для определения коэффициента явного теплообмена α в виде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$\alpha = f\,[(\bar{v\rho}); \quad B; \; z; \; \bar{P}], \qquad \text{(III.154)}$$

где z — показатель, учитывающий конструктивные характеристики камеры орошения; $\bar{P} = (p'_н - p_в)/(p_н - p_{w1})$ — симплекс, учитывающий влияние начальных параметров взаимодействующих сред; $p'_н$ — давление насыщения при начальной температуре воздуха t_{c1} (рис. III.10).

Ввиду неопределенности поверхности контакта коэффициенты α относились к условной поверхности — площади поперечного сечения камеры (в опытах $F_к = 0{,}306$ м^2). Так, например, для процессов с понижением энтальпии, протекающих в двухрядных камерах при форсунках с диаметром выходного отверстия 5 мм, рекомендуется использовать формулу

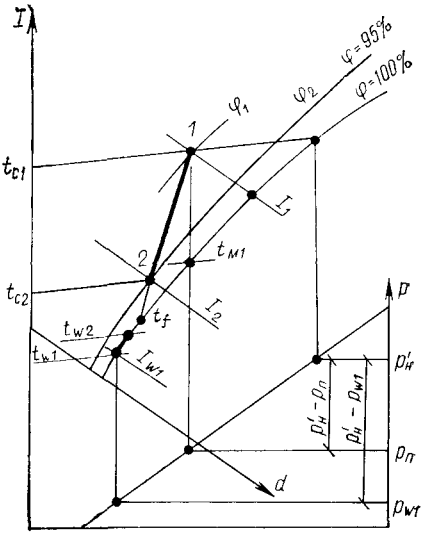


Рис. III.10. К расчету процесса охлаждения и осушки воздуха в камере орошения (к методу О. Я Кокорина) (t_f — условная средняя температура поверхности контакта)

$$\alpha = 924\,(v\,\varphi)^{1,4}\,B^{1,07}\,(\bar{P})^m. \qquad \text{(III.155)}$$

Показатель степени m для процесса охлаждения и увлажнения воздуха $(\bar{P} > 1)$ принят равным 1,54, а для процесса охлаждения и осушения $(\bar{P} < 1)$ — равным 0,62.

Численные значения коэффициента полного теплообмена находятся по выражению

$$\sigma = \alpha / C, \qquad \text{(III.156)}$$

где C — коэффициент, зависящий от значения температурного симплекса $O_т = (t_{м1} - t_{w1})/(t_{c1} - t_{м1})$, определяющего соотношение начальных параметров воздуха и воды.

Расходы явного и полного тепла определяются по выражениям:

$$Q_я = \alpha\,\Delta\,t_{ср.л}\,F_к; \qquad \text{(III.157)}$$

$$Q_п = \sigma\,\Delta\,I_{ср.л}\,F_к, \qquad \text{(III.158)}$$

где $\Delta t_{ср.л}$ и $\Delta I_{ср.л}$ — средние логарифмические разности температур и энтальпий обменивающихся сред.

В методе установлена графическая связь между значениями начальной φ_1 и конечной φ_2 относительными влажностями воздуха и давлением воды перед форсунками $P_ф$ в камерах орошения.

Кроме того, рекомендуется использовать табличные данные о коэффициенте использования начального перепада энтальпий (см. рис. III.10)

$$E_I = (I_1 - I_2)/(I_1 - I_{w1}) \qquad \text{(III.159)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

в зависимости от коэффициента орошения B для определенной конструкции камеры.

Из рассмотрения инженерных методов можно заключить, что методы эмпирического и полуэмпирического характера базируются на уравнениях тепло- и массообмена и на применении обменных коэффициентов, а это затруднительно в связи с необходимостью определения площади поверхности контакта и скорости взаимного движения обменивающихся сред. Здесь следует отметить работу Е. В. Стефанова и В. Д. Коркина [39], в которой предложено теоретическое определение площади поверхности контакта, а также дана оценка влияния столкновения капель между собой, скорости потока воздуха и изменения температуры отдельных капель в зависимости от их диаметра. Однако, как отмечают Е. В. Стефанов и В. Д. Коркин, результаты указанной работы пока не могут служить основой приемлемого для практики расчетного метода. Это направление имеет сейчас развитие на основе использования ЭВМ [6].

В заключение приведем пример расчета процессов в камере орошения различными методами в сопоставлении с результатами экспериментальных исследований.

Пример III.2. Расчет прямой задачи процессов обработки воздуха в камере орошения различными методами. Расход и начальные параметры воздуха: $G_в = 0{,}612$ кг/с; $I_{в1} = 62$ кДж/кг; $t_{в1} = 30$°С; $d_{в1} = 12{,}5$ г/кг; начальные параметры воды $I_{w1} = 35{,}2$ кДж/кг; $t_{w1} = 12{,}1$°С; $d_{w1} = 9{,}3$ г/кг. Конструктивная характеристика камеры — двухрядная с длиной оросительного пространства $l = 1{,}15$ м, шириной 0,5 м, высотой 0,612 м; площадь поперечного сечения $f_{фр} = 0{,}306$ м². Диаметр форсунок $d_ф = 5$ мм; плотность размещения форсунок в ряду $n = 13$ шт/м². Коэффициент орошения $B = 1{,}77$; массовый расход воды $w\rho_w = 0{,}612 \cdot 1{,}77/0{,}306 = 3{,}42$ кг/(м²·с); расход воды $G_w = w\rho_w f_{фр} = 3{,}42 \cdot 0{,}306 = 1{,}05$ кг/с.

Решение.

Метод на основе аналитических решений.

Процессы в форсуночной камере орошения описываются с помощью ТМО-модели. Параметры равновесного состояния t_∞ и I_∞ определяем по формулам (III.53) и (III.51):

$$t_\infty = \frac{I_{в1} + 4{,}18\,B\,t_{w1} - 9{,}65}{1{,}79 + 4{,}18\,B + 0{,}0418\,t_{w1}} = \frac{62 + 4{,}18 \cdot 1{,}77 \cdot 12{,}1 - 9{,}65}{1{,}79 + 4{,}18 \cdot 1{,}77 + 0{,}0418 \cdot 12{,}1} = 14{,}6\ °\text{C};$$

$$I_\infty = 9{,}2 + 1{,}48\,t_\infty + 0{,}0485\,t_\infty^2 = 9{,}2 + 1{,}48 \cdot 14{,}6 + 0{,}0485 \cdot 14{,}6^2 = 40{,}9\ \text{кДж/кг}.$$

Интенсивность тепло- и массообмена в камере орошения находим по формуле (III.122):

$$\alpha F/f_{фр} = 478\ (w\,\rho_w)^2 = 478\ (3{,}42)^2 = 5590\ \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$\alpha F = 0{,}306 \cdot 5590 = 1710\ \text{Вт/К}.$$

Определяем обобщенные характеристики процесса:

$$\text{Fo}' = \frac{\alpha F}{G_в\, c_в \cdot} = \frac{1710}{0{,}612 \cdot 1{,}005} = 2{,}78;$$

$$W_I = \frac{G_в\, c_{нас}}{G_w\, c_w} = \frac{0{,}612 \cdot 2{,}537}{1{,}05 \cdot 4{,}187} = 0{,}353$$

(при $t = t_{w1} = 12{,}1$°С $c_{нас} = 2{,}537$);

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$W_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}\, c_{\text{в}}}{G_w\, c_w} = \frac{0{,}612 \cdot 1{,}005}{1{,}05 \cdot 4{,}187} = 0{,}136.$$

Относительные перепады энтальпий и температур вычисляем по формулам для ТМО-модели по варианту А (III.88):

$$\theta_{\text{в},I} = \exp\,[-\text{Fo}'\,(1 + W_I)] = \exp\,[-2{,}78\,(1 + 0{,}353)] = 0{,}023.$$

Условный относительный перепад для адиабатного процесса $\theta_{\text{ад}}$ находим по формуле (III.115):

$$\theta_{\text{ад}} = \exp\,(-\text{Fo}') = \exp\,(-2{,}78) = 0{,}062.$$

Тогда

$$0_t = 1 - (1 - \theta_{\text{ад}})\,(\theta_{t,\text{ус}} - \theta_{I,\text{ус}}\,\theta_{t,\text{ус}}) - \theta_{I,\text{ус}}\,\theta_{t,\text{ус}}\,(1 - \theta_{\text{в},I})/(1 + W_I) =$$

$$= 1 - (1 - 0{,}062)\,(1{,}162 - 0{,}41 \cdot 1{,}162) - 0{,}41 \cdot 1{,}162\,(1 - 0{,}023)/(1 + 0{,}353) = 0{,}013,$$

где по формуле (III.113)

$$\theta_{t,\text{ус}} = (t_{\text{в1}} - t_{w1})/(t_{\text{в1}} - t_{\infty}) = (30 - 12{,}1)/(30 - 14{,}6) = 1{,}162;$$

по формуле (III.114)

$$\theta_{I,\text{ус}} = (I_{\text{в1}} - I_{w1})/(I_{\text{в1,ус}} - I_{w1}) = (62 - 35)/(100 - 35) = 0{,}41;$$

здесь

$$I_{\text{в1,ус}} = A + B\,t_{\text{в1}} = 28{,}1 + 4{,}27 \cdot 30 = 100 \text{ кДж/кг};$$

$$I_{w1} = A + B\,t_{w1} = 4{,}312 + 2{,}537 \cdot 12{,}1 = 35 \text{ кДж/кг}.$$

По зависимостям (III.86) и (III.107) определяем конечные параметры сред:

$$t'_{\text{в2}} = t_{\infty} + (t_{\text{в1}} - t_{\infty})\,\theta_t = 14{,}6 + (30 - 14{,}6)\;0{,}013 = 14{,}8\ ^{\circ}\text{C};$$

$$I'_{\text{в2}} = I_{\infty} + (I_{\text{в1}} - I_{\infty})\,\theta_{\text{в}\,I} = 40{,}96 + (62 - 40{,}9)\;0{,}023 = 41{,}44 \text{ кДж/кг}.$$

Вводим поправку на перепад температур и энтальпий для камеры орошения $K_{\text{пол}} = 0{,}91$, учитывающую полидисперсность распыла жидкости [6]. Уточняем конечные параметры сред:

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} - K_{\text{пол}}\,(t_{\text{в1}} - t'_{\text{в2}}) = 30 - 0{,}91\;(30 - 14{,}8) = 16{,}1\ ^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta\, t = t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}} = 13{,}9\ ^{\circ}\text{C};$$

$$I_{\text{в2}} = I_{\text{в1}} - K_{\text{пол}}\,(I_{\text{в1}} - I'_{\text{в2}}) = 62 - 0{,}91\;(62 - 41{,}44) = 43{,}29 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta\, I = I_{\text{в1}} - I_{\text{в2}} = 18{,}71 \text{ кДж/кг}.$$

Метод НИИСантехники

При $B = 1{,}77$ находим [1, табл. 5.8]: $E' = 0{,}898$ и $E = 0{,}837$; с учетом поправочного множителя 0,925 ($v\rho = 2$) $E' = 0{,}83$; $E = 0{,}77$.

С помощью $I - d$-диаграммы находим $t_{\text{м1}} = 21{,}2°$ и по формуле (III.131) определяем:

$$t_{\text{м2}} = (1 - 0{,}77)\;(21{,}2 - 12{,}1) + t_{w2} = 2{,}1 + t_{w2}\,.$$

Подставляя выражение для $t_{\text{м2}}$ в уравнение (III.134), имеем:

$$t_{w2} = 12{,}1 + 0{,}68\;(21{,}2 - 2{,}1 - t_{w2}), \quad \text{откуда} \quad t_{w2} = 14{,}9; \qquad t_{\text{м2}} = 17\ ^{\circ}\text{C}.$$

По формуле (III.135) рассчитываем:

$$t_{\text{с2}} = 17 + (30 - 21{,}2)\;(1 - 0{,}83) = 18{,}5.$$

По $I - d$-диаграмме находим остальные параметры: $I_2 = 48{,}5$ кДж/кг; $d_2 = 11{,}75$ г/кг.

По $I - d$-диаграмме $I_{w2} = 42$ кДж/кг.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Метод Л. М. Зусмановича

При $t_р = 17{,}2°C$ и $t_{w1} = 12{,}1°C$ по формуле (III.148) имеем:

$$R = 1 + 1{,}775 \cdot 10^{-2} \cdot 199{,}4 = 2{,}93.$$

Здесь из формулы (III.143)

$$a = (p_п - p_{пов1})/(t_р - t_{w1}) = (1955 - 1397)/(17{,}2 - 12{,}1) = 199{,}4.$$

По формуле (III.147) вычисляем:

$$M_1 = (17{,}2 - 12{,}1)/(30 - 17{,}2) = 0{,}4 \quad \text{и} \quad M_1 R = 0{,}4 \cdot 2{,}93 = 1{,}16.$$

По формулам или номограмме, приведенным в работе [13], находим:

$$\Delta \bar{I}_в = 0{,}67\,(1 + M_1 R)\, R^{-0{,}3}\, B^{0{,}53} = 0{,}67\,(1 + 1{,}16)\; 2{,}93^{-0{,}3} \cdot 1{,}77^{0{,}53} =$$
$$= 0{,}67 \cdot 2{,}93 \cdot 0{,}72 \cdot 1{,}35 = 1{,}41;$$

$$\Delta \bar{t}_в = (0{,}73 + 0{,}49\,M)\; B^{0{,}35} = (0{,}73 + 0{,}49 \cdot 0{,}4)\; 1{,}77^{0{,}35} = 0{,}93 \cdot 1{,}22 = 1{,}14.$$

Определяем I_2 и t_{c2}:

$$I_2 = I_1 - 0{,}24\,\Delta \bar{I}_в\,(t_{c1} - t_р) = 14{,}8 - 0{,}24 \cdot 1{,}41\;(30 - 17{,}2) = 10{,}5 =$$
$$= 43{,}8 \text{ кДж/кг}.$$

$$t_{c2} = t_{c1} - \Delta \bar{t}\,(t_{c1} - t_р) = 30 - 1{,}14\;(30 - 17{,}2) = 15{,}4.$$

Находим:

$$t_{w2} = t_{w1} + (I_1 - I_2)/B = 12{,}1 + (14{,}8 - 10{,}5)/1{,}77 = 14{,}5\ °C.$$

Метод О. Я. Кокорина

При $B = 1{,}77$ находим [17, табл. 1]: $E_1 = 0{,}675$. По преобразованной формуле (III.159) определяем:

$$I_{в2} = I_{в1} - E_I\,(I_{в1} - I_{w1}) = 62 - 0{,}675\;(62 - 35{,}2) = 43{,}9.$$

Согласно конструктивным характеристикам камеры орошения, число форсунок

$$N = n\, f_{фр} \cdot 2 = 13 \cdot 0{,}306 \cdot 2 \approx 8 \text{ шт}.$$

Расход воды через форсунку составляет:

$$g_ф = G_в\, B \cdot 3600/8 = 0{,}612 \cdot 1{,}77 \cdot 3600/8 = 3900/8 = 487 \text{ кг/ч}.$$

Расход воды через форсунку может быть определен и по выражению $g_ф = 38{,}5\, d_0^{1{,}38}\, P_ф^{0{,}48}$, откуда давление воды перед форсунками должно составлять:

$$P_ф = (0{,}26 \cdot d_0^{-1{,}38} g_ф)^{2{,}08} = (0{,}026 \cdot 5^{-1{,}38} \cdot 487)^{2{,}08} = (0{,}026 \cdot 0{,}108 \cdot 487)^{2{,}08} =$$
$$= 1{,}36^{2{,}08} = 1{,}42 \text{ ати}.$$

При $\varphi_1 = 46\%$ и $P_ф = 1{,}42$ ати находим [17, рис. 21]: $\varphi_2 = 95\%$.

По $I - d$-диаграмме при $I_2 = 43{,}9$ кДж/кг и $\varphi_2 = 95\%$ определяем $t_{c2} = 15{,}8°C$, $d_2 = 10{,}9$ г/кг.

Вычисляем конечную температуру воды:

$$t_{w2} = t_{w1} + (I_{в1} - I_{в2})/(c_w\, B) = 12{,}1 + (62 - 43{,}9)/(4{,}187 \cdot 1{,}77) = 14{,}5\ °C.$$

По $I - d$-диаграмме $I_{w2} = 41$ кДж/кг; $d_{w2} = 10{,}4$ г/кг.

Результаты расчетов процессов в камере орошеиия различными методами приведены в табл. III.4.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица III.4. **Результаты расчета процессов в камере орошения различными методами**

Номер опыта	Экспериментальные данные			Результаты расчетов							
	t_{c1}, °С	t_{c2}, °С	$\Delta I_в$, кДж/кг	t_{c2}, °С				$\Delta I_в$, кДж/кг			
				I	II	III	IV	I	II	III	IV
2	20,2	15,5	11,95	15,3	15,2	14,9	15,5	12,6	13,1	13,5	12,7
3	23,2	16	14,8	15,9	16,1	15,85	16,7	15,6	16,3	15,2	14,9
4	25	17,1	15,8	16,6	16,1	17,7	16,6	16,9	18,1	15,8	17,5
10	28	20.1	10	19,9	19,99	20,1	20,4	11,4	11,8	9,7	11,3
12	36,9	23	14,3	22,7	22,5	22,9	22,5	15,4	16,8	14,3	14,1
15	37	20,8	19,3	20,1	18,6	20,5	21,5	21,5	28,0	19,9	20,4
18	30,6	14,7	14,8	14,4	14,6	14,8	15,4	16,1	16,1	15,5	14,3
19	30	15,5	18,9	16,1	18,5	15,4	15,8	18,7	23,5	18,2	18,1

Примечания: 1. Номера опытов и экспериментальные данные приведены в соответствии с данными работы [13]. 2. Римскими цифрами обозначены методы; I — метод на основе аналитических расчетов; II — метод НИИСантехники; III — метод О. Я. Кокорина; IV — метод Л. М. Зусмановича.

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

Глава IV. ОСНОВНЫЕ ПРОЦЕССЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА В ЦЕНТРАЛЬНЫХ СКВ

§ 35. Общие сведения о способах тепловлажностной обработки кондиционируемого воздуха

Для обеспечения заданных параметров воздуха в кондиционируемых помещениях приточный воздух, подаваемый в них, подвергают тепловлажностной обработке в аппаратах для кондиционирования воздуха.

В теплый период года в зависимости от соотношения расчетных параметров наружной и внутренней сред воздух обычно охлаждают и осушают, для чего требуются источники холода. Однако в некоторых случаях оказывается достаточным охлаждение на основе использования адиабатного (изоэнтальпийного) процесса испарительного охлаждения, что способствует снижению стоимости сооружения и эксплуатации систем кондиционирования. Наиболее благоприятные условия для использования таких систем существуют в районах с сухим и жарким климатом, а также в помещениях с большими избытками явного тепла и с повышенной влажностью воздуха. Помимо прямого (непосредственного) изоэнтальпийного охлаждения существуют также иные способы, базирующиеся на его основе: косвенное испарительное охлаждение, двухступенчатое испарительное охлаждение и т. п. Системы кондиционирования воздуха, в которых используется в том или ином виде изоэнтальпийное охлаждение, можно применять в тех случаях, когда энтальпия и влагосодержание внутреннего воздуха допускаются выше энтальпии и влагосодержания наружного воздуха. Осушать воздух можно и без применения источников холода путем использования жидких и твердых сорбентов.

В холодный период года обработка воздуха обычно заключается в более простых режимах — его нагреве и увлажнении.

Системы кондиционирования могут быть прямоточными (без рециркуляции) или с рециркуляцией (с первой и второй рециркуляциями).

Рециркуляция применяется в тех случаях, когда требуемое количество приточного воздуха превышает минимально необходимое.

В этих условиях в теплый период года использование рециркуляции (вместо увеличения количества наружного воздуха) способствует снижению расхода холода (в ряде случаев и тепла). В холодный период рециркуляции в аналогичных условиях позволяет снизить теплопотребление.

Однако следует иметь в виду и необходимо специально оговорить, что сама по себе рециркуляция одного и того же внутреннего воздуха помещения с одинаковыми параметрами, когда внутренний воздух забирают из помещения и так или иначе (подмешиванием к наружному воздуху, с последующим нагреванием или охлаждением смеси и т. д.) возвращают в него же, не может ни-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

когда дать какую бы то ни было экономию тепла и холода. Более того, перемещение одного и того же воздуха будет всегда связано с дополнительными затратами электроэнергии на его перемещение. Поэтому необходимо особо учитывать условия возможности применения рециркуляции, к которым относятся следующие:

1. Отсутствие вредных (бактериологическое загрязнение, токсические, пахучие и др.) или пожаровзрывоопасных веществ.

2. Энтальпия удаляемого воздуха (в теплый период года) должна быть ниже энтальпии наружного. В связи с этим в системах кондиционирования, базирующихся на использовании изоэнтальпийного охлаждения, рециркуляцию не применяют. В холодный период года энтальпия удаляемого воздуха должна быть выше энтальпии наружного, что обычно и наблюдается.

3. Соответствие архитектурно-планировочным и технико-экономическим требованиям.

Наиболее существенным является первое условие, учитывающее санитарно-гигиенические и противопожарные требования. Второе условие является оценкой целесообразности использования рециркуляционного воздуха с точки зрения сокращения потребления тепла и холода на обработку приточного воздуха. При рассмотрении третьего условия следует учитывать такие факторы, как удаленность обслуживаемого помещения от воздухоприготовительного центра, затраты на устройство и эксплуатацию системы рециркуляции, достигаемый эффект сокращения теплохолодопотребления, затраты на очистку наружного воздуха от пыли и др.

Вследствие этих причин в настоящее время в современных зданиях с большой технологической насыщенностью объема, высокими требованиями к интерьеру помещений и возможностью применения современных анемостатов от рециркуляции стремятся отказываться.

При выборе способа обработки воздуха обязательным является применение утилизации низкопотенциальных источников вторичного тепла. Это чаще всего может быть использование тепла удаляемого из помещений воздуха, рекуперация трансмиссионных потерь тепла через ограждения (окна с тройным остеклением с вентилируемым межстекольным пространством, пористые вставки, теплый чердак), утилизация тепла осветительной аппаратуры и других вторичных энергоресурсов (ВЭР). Наиболее целесообразно низкопотенциальное тепло использовать на первой стадии обработки наружного воздуха, когда (например, зимой) он имеет низкую температуру и эффективно воспринимает тепло от низкотемпературных источников в соответствующих тепломассообменных аппаратах-утилизаторах. Утилизироваться может как явное, так и полное тепло воздуха.

Следует иметь в виду, что приведенные ниже построения и расчеты процессов кондиционирования воздуха сделаны для наиболее невыгодных (по затратам холода и тепла) расчетных летних и зимних условий. Фактически же установки кондициониро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вания воздуха работают непрерывно и часто круглый год в условиях изменения нагрузок (избытков тепла и влаги), параметров наружного и внутреннего воздуха, производительности системы и ее мощности. Анализ годового режима работы СКВ приведен в гл. XI).

В настоящей главе рассматриваются процессы кондиционирования воздуха в центральных однозональных системах, которые применяются для обслуживания одного или нескольких отдельных помещений с близкими по характеру температурно-влажностными режимами и цикличностью работы.

§ 36. Кондиционирование воздуха на основе применения адиабатного (изоэнтальпийного) охлаждения[1]

Наиболее широко для тепловлажностной обработки воздуха используются оросительные камеры. В этих камерах обычно испаряется сравнительно небольшое количество воды (до 3%), а ее восполнение не приводит к заметному изменению температуры воды в оросительной камере. Некоторое изменение температуры воды происходит вследствие поступления тепла от циркуляционного насоса, а также через стенки трубопроводов, подводящих воду к форсункам и отводящих ее из поддона оросительной камеры. Несмотря на это, температуру разбрызгиваемой воды с достаточной для практических расчетов точностью принимают равной температуре мокрого термометра. При использовании этого способа обработки воздух, выходящий из оросительной камеры, обычно не нагревают в воздухонагревателе второго подогрева.

На рис. IV.1 показана принципиальная схема системы кондиционирования воздуха на основе использования *прямого изоэнтальпийного охлаждения* с применением регулируемого процесса в оросительной камере. Заданная влажность воздуха на выходе из камеры достигается изменением количества воды, подаваемой в оросительное пространство, и применением форсунок, обеспечивающих необходимое распыление воды в широком диапазоне изменения давления перед ними. В теплый период года работает только оросительная камера *ОК*, а воздухонагреватели первой *ВПI* и второй *ВПII* ступеней не функционируют и не влияют на изменение состояния обрабатываемого воздуха.

Рассмотрим построение процесса кондиционирования на $I-d$-диаграмме (рис. IV.2). В качестве исходных данных принимают: расчетные параметры наружного $t_н$, $I_н$ и внутреннего $t_в$, $\varphi_в$ воздуха; избытки полного тепла $\Sigma Q_п$ и влаги ΣW, полученные при составлении тепловлажностного баланса помещения; температуру удаляемого воздуха $t_у$.

При построении процесса требуется определить параметры характерных точек изменения состояния воздуха, установить возможность применения рассматриваемого способа кондиционирования

[1] Изоэнтальпийный процесс изменения состояния воздуха рассмотрен в гл. II.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

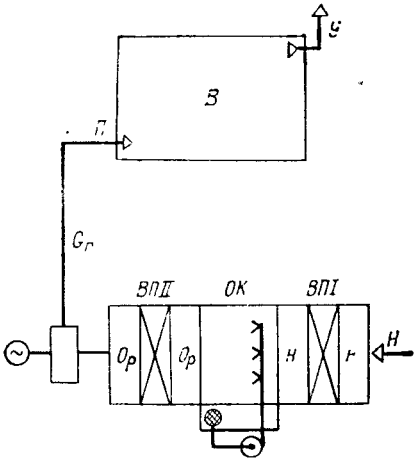


Рис. IV.1. Схема СКВ с применением прямого изоэнтальпийного охлаждения

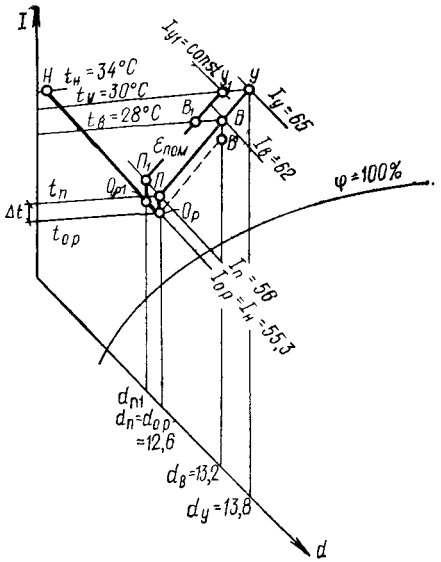


Рис. IV.2. *I — d*-диаграмма с режимом прямого изоэнтальпийного охлаждения воздуха

воздуха для данного случая, определить воздухообмен в помещении и количество воды, испаряющейся в оросительной камере. При использовании графоаналитического метода построения процессов состояния воздуха на *I — d*-диаграмме и необходимые расчеты производят одновременно. Построение процесса начинают с нанесения на *I — d*-диаграмму точек *H* и *B*, соответствующих состояниям наружного и внутреннего воздуха (рис. IV.2). Через точку *H* проводят линию $I_н$=const. Приточный воздух из кондиционера (рис. IV.1) с помощью вентилятора по системе воздуховодов направляется в обслуживаемое помещение. По пути до приточного отверстия температура воздуха повышается в результате подогрева его в вентиляторе, а также в воздуховодах (вследствие трения и теплопоступлений через их стенки). Это повышение температуры можно ориентировочно оценить с помощью формулы

$$\Delta t = 0{,}001\ \Delta P, \qquad \text{(IV.1)}$$

где ΔP — потери полного давления по пути перемещения приточного потока воздуха, Па.

Обычно Δt принимают равным 1°С.

В результате изоэнтальпийного процесса обрабатываемый в камере орошения воздух (см. рис. IV.2) должен получить состояние, характеризуемое точкой $O_р$. При этом следует иметь в виду, что соответствующая этой точке температура $t_{ср}$ должна быть ниже температуры приточного воздуха на величину Δt. Для определения положения точки $O_р$ на линии I=const производят вспомогательное построение. Сначала от точки *B* вниз по линии $d_в$=const в масштабе температур откладывают отрезок *BB′*, соответствующий

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

1—1,5°. Через полученную точку B' проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пом}$ до пересечения с линией $I_н = const$ в точке $O_р$. Затем через точку $O_р$ проводят линию $d_{о\,р} = const$, на которой вверх от точки $O_р$ откладывают отрезок, соответствующий 1—1,5° (такой же, как и отрезок BB'), получая при этом точку $П$, которая характеризует состояние приточного воздуха.

Состояние воздуха при поступлении его в помещение изменяется от параметров точки $П$ в соответствии с величиной углового коэффициента линии процесса $\varepsilon_{пом}$, определяемой по формуле (II.32). Точку B, соответствующую состоянию воздуха в рабочей зоне помещения, находят на пересечении линии $\varepsilon_{пом}$ с изотермой $t_в$. Точка $У$, характеризующая состояние удаляемого воздуха, находится на пересечении линии $\varepsilon_{пом}$ с изотермой $t_у$.

Таким образом, прямая $ПВУ$ представляет собой линию процесса изменения состояния воздуха в помещении. На этом построение процесса кондиционирования воздуха закончено.

Следует иметь в виду, что построение, связанное с определением положения точек $O_р$ и $П$, носит в известной мере приближенный характер. Поскольку изотермы на $I-d$-диаграмме не параллельны, отрезки BB' и $O_рП$, полученные в масштабе, имеют различную длину, а линии $B'O_р$ и $ПВ$ при этом оказываются непараллельными. Однако эта непараллельность при сравнительно небольшом изменении параметров воздуха невелика и ею пренебрегают.

Расход приточного воздуха определяют из условий удаления избытков тепла и влаги:

$$G_п = \Sigma Q_п/(I_у - I_п); \qquad (IV.2)$$

$$G_п = \Sigma W \cdot 10^3/(d_у - d_п). \qquad (IV.3)$$

Расход воды для возмещения испарившейся в оросительной камере составит:

$$W_{исп} = G_п\,(d_{о\,р} - d_н)\;10^{-3}. \qquad (IV.4)$$

После расчета необходимо проверять соответствие полученного значения $G_п$ требуемому минимальному расходу приточного воздуха $G_{п\,мин} = \rho L_{п\,мин}$, устанавливаемому на основании требований, приведенных в § 6, т. е. $G_п \geqslant G_{п\,мин}$. Если оказывается, что $G_п < G_{п\,мин}$, следует принять $G_п = G_{п\,мин}$ и произвести корректировку в построении процесса.

Полагая постоянными значения $t_в$ и $t_у$, вычисляют $I_у$ при $G_п = G_{п\,мин}$:

$$I_{у1} = I_п + \Sigma Q_п/G_{п\ мин}. \qquad (IV.5)$$

Точка $У_1$, соответствующая полученному значению $I_{у1}$, находится на пересечении линий $t_у$ и $I_{у1}$ (см. рис. IV. 2). Через точку $У_1$ проводят линию $\varepsilon_{пом}$, на пересечении которой с изотермой $t_в$ получают точку B_1, а на пересечении с линией $I_п$ — точку $П_1$. Точку $O_{р1}$ находят на пересечении линии $d_{п1}$ с линией $I_н$. Расход испаряющейся воды находят по формуле (IV.4).

Основным достоинством рассмотренной системы является ее

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

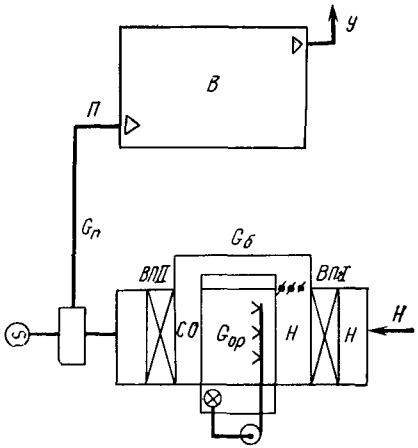


Рис IV 3 Схема СКВ с применением прямого изоэнтальпийного охлаждения с байпасированием

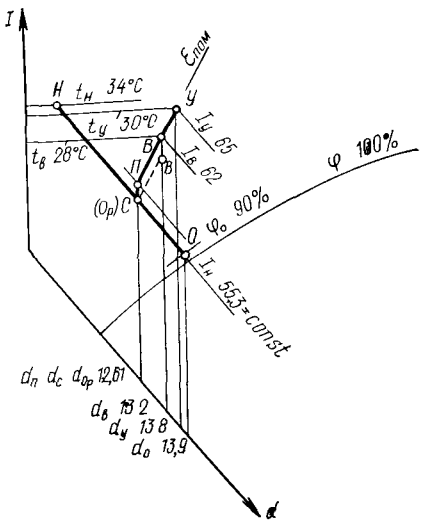


Рис IV 4 *I—d*-диаграмма с режимом прямого изоэнтальпийного охлаждения с байпасированием

простота и отсутствие необходимости в источниках тепла и искусственного холода К числу недостатков относится зависимость ее работы и эффективности от параметров внешней среды Кроме рассмотренного выше способа использования прямого изоэнтальпийного охлаждения воздуха с применением регулируемого процесса в камере орошения используется система с частичным байпасированием обрабатываемого воздуха (рис IV 3) Характерным для этой системы является то, что наружный воздух в определенном количестве подвергается обработке в оросительной камере кондиционера, в то время как другая его часть проходит по байпасному каналу без обработки, после чего происходит смешивание

Согласно этой схеме, в оросительное пространство подается часть общего расхода воздуха, равная $G_{ор}$ кг/ч Эта часть воздуха с состоянием H поступает в оросительную камеру, на выходе из которой приобретает состояние, характеризуемое точкой O^* Другая часть воздуха в количестве $G_б$ (байпасируемый воздух) с состоянием, соответствующим точке H, проходит, минуя оросительную камеру, по обводному воздуховоду, называемому байпасом, и вступает в смесь с воздухом, прошедшим обработку в оросительной камере В результате общая масса воздуха приобретает состояние, характеризуемое точкой смеси C С этим состоянием масса воздуха $G_п$ направляется в кондиционируемое помещение В вентиляторе и воздуховоде происходит подогрев

* Значение относительной влажности воздуха принято $\varphi_0 = 90\%$ в связи с учетом реальной эффективности процессов обработки воздуха в оросительных камерах

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воздуха до состояния притока (точка *П*), с которым он и поступает в помещение. В помещении происходит изменение параметров воздуха от состояния притока (точка *П*) до состояния рабочей зоны (точка *В*), а затем до состояния удаляемого воздуха (точка *У*)

Построение процесса обработки воздуха и изменения его состояния представлено на рис IV.4. Исходными данными являются заданные расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха, значения тепло- и влагоизбытков и соответственно углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха в помещении

Используя исходные данные для рассмотренного ранее процесса, производят построение процесса на $I-d$-диаграмме (рис. IV.4) Построение начинают с нанесения точек *Н* и *В*. Затем находят положение вспомогательной точки *В'*, через которую проводят линию, параллельную процессу изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пом}$ (вспомогательная линия), до пересечения с линией $I_н$=const. Пересечение этих линий определяет состояние точки *С* (требуемое состояние воздуха на выходе из оросительной камеры) Точка *О*, характеризующая состояние воздуха, прошедшего тепловлажностную обработку в камере орошения, находится на пересечении линий $I_н$ и $\varphi_о$=90%. Далее, аналогично построению рассмотренного выше процесса, находят положение точек *П*, *В* и *У*.

Расход приточного воздуха находят по формулам (IV 2) и (IV 3)

Расход воздуха, проходящего через байпас $G_б$ и оросительную камеру $G_{ор}$, определяют путем составления уравнения материального баланса, например, по влаге:

$$G_б\, d_н + G_{ор}\, d_о = G_п\, d_с, \qquad \text{(IV 6)}$$

имея в виду

$$G_п = G_б + G_{ор}. \qquad \text{(IV 7)}$$

Из уравнений (IV 6) и (IV 7) получаем:

$$G_б = G_п\,(d_о - d_с)/(d_о - d_н). \qquad \text{(IV 8)}$$

Расход влаги, испаряющейся в оросительной камере, находят по формуле (IV 4).

Рассмотрим пример практического построения процесса прямого изоэнтальпийного охлаждения воздуха.

Пример IV.1. Определить расход приточного воздуха и произвести расчет кондиционирования воздуха (изоэнтальпийное увлажнение) в теплый период года для помещения, в котором происходят выделения тепла и влаги $\Sigma Q_н$= =216 700 кДж/ч и ΣW=30,96 кг/ч Угловой коэффициент, характеризующий изменение состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пом}=\dfrac{216700}{30,96}=7000$ Параметры воздуха внутри помещения $t_в$=28°С, $\varphi_в$=55%, $d_в$=13,2 г/кг, $I_в$=62 кДж/кг Температура удаляемого воздуха $t_у$=30°С, Расчетные параметры наружного воздуха $t_н$=34°С, $\varphi_н$=25%, $d_н$=8,2 г/кг, $I_н$=53,3 кДж/кг

Решение Через точку *Н* соответствующую состоянию наружного воздуха, проводим линию $I_н$=const (рис IV 2) Затем через точку *В*, соответствующую

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

состоянию внутреннего воздуха, проводим линию $d_в = \text{const}$, на которой откладываем вниз от точки B отрезок BB', соответствующий в масштабе температур 1°. Через точку B' проводим луч процесса изменения состояиия воздуха в помещеиии до пересечения с линией $I_н = \text{const}$ в точке $O_р$ с параметрами $t_{о\,р} = 23{,}2$°С; $I_{о\,р} = 55{,}3$ кДж/кг; $\varphi_{о\,р} = 70\%$; $d_{о\,р} = 12{,}6$ г/кг сух возд

Через точку $O_р$ проводим линию $d_{о\,р} = \text{const}$ и откладываем на ней отрезок, соответствующий 1°, и получаем точку $П$, имеющую следующие параметры: $t_п = 24{,}2$°; $I_п = 56$ кДж/кг; $\varphi_п = 65\%$; $d_п = 12{,}61$ г/кг. Далее через точку $П$ проводим линию $\varepsilon_{пом} = 7000$ до пересечения с изотермами $t_в$ и $t_у$, определяя положение точек B (совпадает с заданной в условии) и $У$: $t_у = 30$°С; $I_у = 65$ кДж/кг; $d_у = 13{,}9$ г/кг. Линия $ПВУ$ соответствует процессу изменения состояния воздуха в помещении.

Расход вентиляционного воздуха в соответствии с формулами (IV.2) и (IV 3) составит:

$$G_п = 216\,720/(65 - 56) = 30{,}96 \cdot 10^3/(13{,}9 - 12{,}61) = 24\,000 \text{ кг/ч}.$$

Расход для возмещения испарившейся влаги в оросительной камере по формуле (IV.4) будет:

$$W_{исп} = 24\,000\ (12{,}61 - 8{,}2)\ 10^{-3} = 105{,}8 \text{ кг/ч}.$$

При использовании схемы, приведенной на рис IV 3, и указанных выше исходных данных построение на $I - d$-диаграмме (на рис. IV 4) начинаем с нанесения точек B и H. Через точку H проводим линию $I_н = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi_0 = 90\%$ в точке O, параметры которой соответствуют состоянию воздуха после оросительной камеры: $t_0 = 20$°С; $\varphi_0 = 90\%$; $I_0 = 55{,}3$ кДж/кг; $d_0 = 13{,}9$ г/кг сух возд

Далее находим положение точки B и, проводя через нее линию $\varepsilon_{пом} = \text{const}$ до пересечения с линией $I_н = \text{const}$, определяем положение точки C (соответствует точке $O_р$ предыдущего построения). На линии $d_с = \text{const}$ определяем точку $П$, через которую проводим линию $\varepsilon_{пом}$ и находим точки B и $У$.

Расход наружного воздуха, проходящего через байпас, находим по формуле (IV.8)·

$$G_б = 24\,000\ (13{,}9 - 12{,}6)/(13{,}9 - 8{,}2) = 5432 \text{ кг/ч}.$$

Расход воздуха, проходящего через оросительное пространство, по формуле (IV.7) будет:

$$G_{ор} = G_п - G_б = 24\,000 - 5432 = 18\,568 \text{ кг/ч}.$$

Расход влагн, испаряющейся в оросительной камере, составит:

$$W_{исп} = 18\,568\ (13{,}9 - 8{,}2)\ 10^{-3} = 105{,}8 \text{ кг/ч}.$$

Основным недостатком рассмотренных схем обработки воздуха на основе применения прямого испарительного охлаждения является зависимость параметров приточного воздуха от влажности наружного воздуха. Это обстоятельство существенно ограничивает область применения такого рода систем помещениями с большими избытками явного тепла, производственными помещениями, где требуется поддержание высокой влажности внутреннего воздуха, районами с сухим и жарким климатом. В связи с этим разработаны и применяются системы кондиционирования воздуха, использующие принцип *косвенного испарительного охлаждения*, простейшая схема которых показана на рис. IV.5. Схема состоит из системы обработки основного потока воздуха I и системы испарительного охлаждения II. Для охлаждения воды могут использоваться оросительные камеры кондиционеров или другие контактные аппараты, брызгальные бассейны, градирни и др. Вода, охлажденная испарением в потоке воздуха, с температурой t_{w1}

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

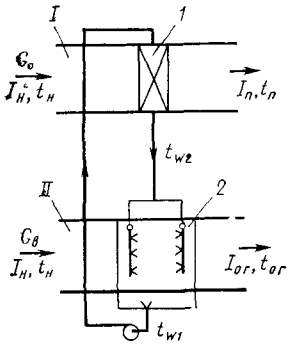


Рис. IV.5. Схема косвенного испарительного охлаждения

1 — теплообменник воздухоохладитель; *2* — контактный аппарат

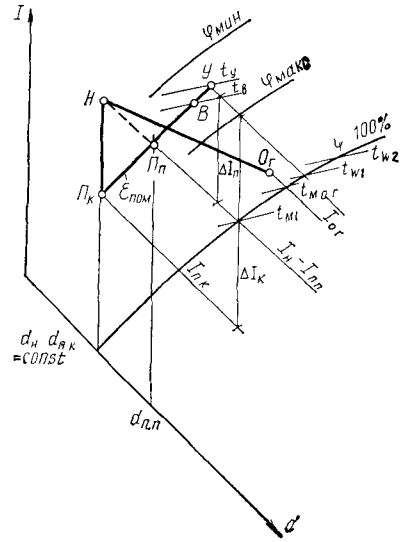


Рис. IV.6. *I* — *d*-днаграмма косвенного испарнтельного охлаждення

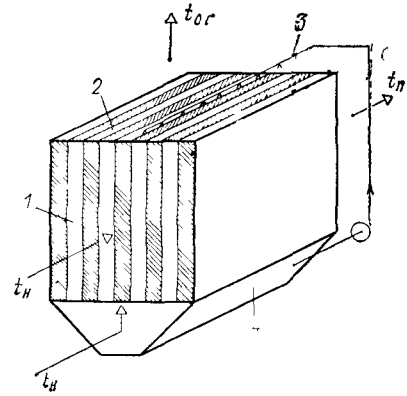


Рис. IV.7. Схема устройства совмещенного аппарата косвенного испарнтельного охлаждения

1, *2* — группы каналов *3* — водораспреде лительное устройство, *4* — поддон

поступает в поверхностный теплообменник - воздухоохладитель кондиционера основного потока воздуха, где воздух изменяет свое состояние от значений $t_н$, $I_н$ до значений $t_п$, $I_п$. Температура воды при этом повышается до t_{w2}. Нагревшаяся вода поступает в контактный аппарат, где охлаждается путем испарения до температуры t_{w1}, и цикл повторяется вновь. Воздух, проходящий через контактный аппарат, изменяет свое состояние от параметров $t_н$, $I_н$ до параметров $t_{o\,г}$, $I_{o\,г}$. Приточный воздух, ассимилируя тепло и влагу, изменяет свои параметры до состояния *В* (рис. IV.6), а затем и до состояния *У*. На рис. IV.6 для сравнения показано построение процесса тепловлажностной обработки воздуха на основе применения прямого испарительного охлаждения (пунктирные линии).

Если в помещении избытки тепла составляют $\Sigma Q_п$, то при косвенном испарительном охлаждении расход приточного воздуха составит

$$G_{п\,к} = \Sigma\, Q_и / \Delta\, I_к,$$

а при прямом испарительном охлаждении

$$G_{и\,п} = \Sigma\, Q_п / \Delta\, I_п.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Поскольку $\Delta I_к > |\Delta I_ш|$, то $G_{п.к} < G_{п.п}$.

Сопоставление процессов показывает, что при косвенном испарительном охлаждении производительность СКВ оказывается ниже, чем при прямом. Кроме того, при косвенном охлаждении влагосодержание приточного воздуха более низкое ($d_{п к} < d_{п ш}$), что позволяет расширить область возможного использования принципа испарительного охлаждения воздуха.

В отличие от раздельной схемы косвенного испарительного охлаждения воздуха (см. рис. IV.5), где применяются самостоятельные устройства для обработки основного и вспомогательного потоков воздуха, разработаны аппараты совмещенного типа (рис. IV.7). Такой аппарат включает две группы чередующихся каналов, разделенных стенками. Через группу каналов *1* проходит вспомогательный поток воздуха. По поверхности стенок этих каналов стекает вода, подаваемая через водораспределительное устройство. Некоторое количество воды испаряется, а остальная часть ее стекает в поддон, откуда насосом направляется вновь к водораспределительному устройству. При испарении воды понижается температура вспомогательного потока воздуха (при одновременном увеличении его влагосодержания), а также охлаждается стенка канала. Основной поток воздуха, омывающий стенку с другой стороны, охлаждается при постоянном влагосодержании. Процессы изменения состояния потоков воздуха аналогичны показанным на рис. IV.6.

Применяя одноступенчатую систему косвенного испарительного охлаждения, схема которой показана на рис. IV.5, теоретически можно охладить основной поток воздуха до значения температуры мокрого термометра начального состояния воздуха $t_{м1}$. Практически значение температуры воздуха $t_п$ на выходе из теплообменника выше. Это связано с тем, что при охлаждении основного потока воздуха отводится тепло

$$Q_{осн} = G_п c_в (t_н - t_п), \qquad (IV.9)$$

где $G_п$ — расход воздуха основного потока, кг/ч

Отводимое от основного потока тепло передается через стенки канала вспомогательному потоку воздуха, расход которого составляет $G_{вс}$. В результате его энтальпия повышается и достигает значения

$$I_{о.г} = I_н + Q_{осн}/G_{вс}. \qquad (IV\ 10)$$

Из выражения (IV.10) следует, что $I_{о г} > I_н$ и соответственно $t_{м о г} > t_{м1}$. Кроме того, необходимо учитывать сопротивление теплопередаче разделительной стенки между основным и вспомогательными потоками и площадь поверхности контакта, что влияет на степень совершенства процесса, вследствие чего $t_п > t_{м1}$.

Для повышения глубины охлаждения основного потока воздуха разработаны многоступенчатые схемы обработки основного потока, применяя которые теоретически можно достичь температуры точки росы. Однако это сопряжено с существенным усложнением системы и требует больших капитальных затрат. Рацио-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

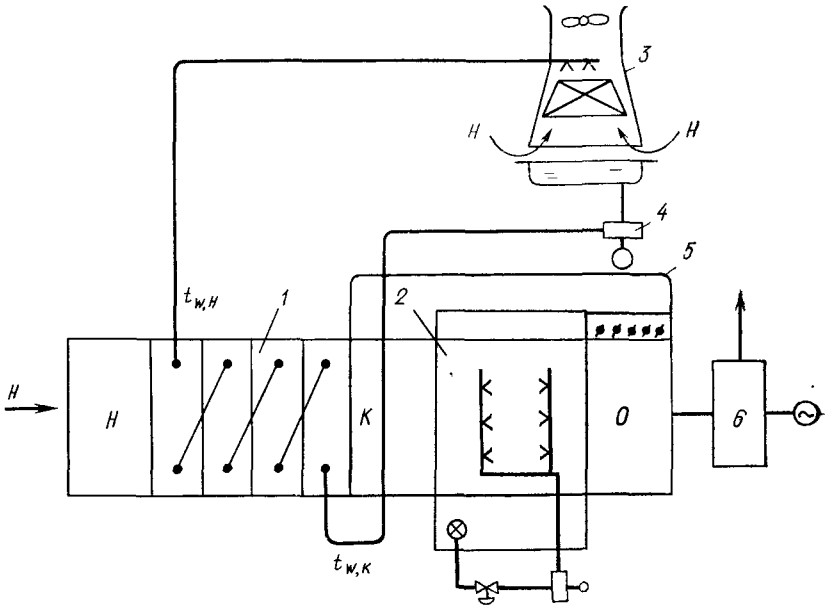


Рис. IV.8. Схема СКВ двухступенчатого испарительного охлаждения

1 — поверхностный воздухоохладитель, *2* — оросительная камера, *3* — градирня, *4* — насос, *5* — байпас с воздушным клапаном, *6* — вентилятор

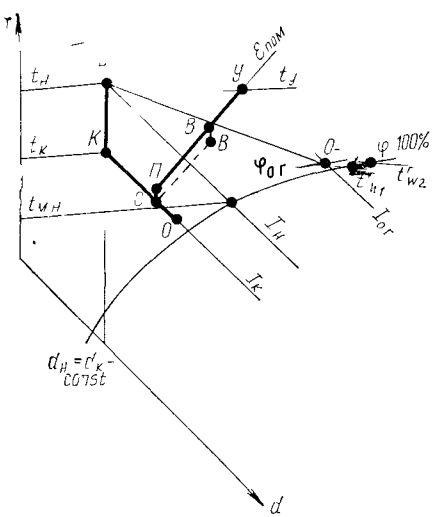


Рис. IV.9. *I* — *d*-диаграмма с режимом двухступенчатого испарительного охлаждения

нальным по технико-экономическим показателям представилось создание комбинированных систем обработки основного потока воздуха на основе применения косвенного и прямого испарительного охлаждения. Принципиальная схема одной из них, известной под названием системы *двухступенчатого испарительного охлаждения,* показана на рис. IV.8.

Установка двухступенчатого испарительного охлаждения состоит из кондиционера и градирни. В кондиционере производится косвенное и прямое изоэнтальпийное охлаждение воздуха обслуживаемых помещений. В градирне происходит испарительное охлаждение воды, питающей поверхностный воздухоохладитель кондиционера. С целью унификации оборудования для испарительного охлаждения воды вместо градирни можно использовать оросительные камеры типовых центральных кондиционеров. Наружный воздух поступает в кондиционер и на первой ступени охлаж-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

дения — в поверхностном воздухоохладителе охлаждается при неизменном влагосодержании. Второй ступенью охлаждения является оросительная камера, работающая в режиме изоэнтальпийного охлаждения. Охлаждение воды, питающей поверхностный воздухоохладитель, производится в градирне. Вода в этом контуре циркулирует с помощью насоса. Камера орошения кондиционера оснащается байпасным каналом с воздушным клапаном или имеет регулируемый процесс, что обеспечивает регулирование параметров воздуха, направляемого в обслуживаемое помещение вентилятором.

При построении процесса двухступенчатого испарительного охлаждения на I—d-диаграмме используют следующие исходные данные: параметры наружного воздуха $t_н$ и $I_н$, параметры внутреннего воздуха $t_в$ и $\varphi_в$, температуру $t_у$, теплоизбытки $\Sigma Q_п$ и влагоизбытки ΣW; значение углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пом}=\Sigma Q_п/\Sigma W$. Построение процесса начинают с нанесения на $I-d$-диаграмму (рис. IV.9) точек H и B и находят значение температуры наружного воздуха по мокрому термометру $t_{м.н}$. Конечную температуру воды °С, охлажденной в градирне, находят по формуле

$$t^{г}_{w1} = t_{м.н} + \Delta\theta. \qquad \text{(IV.11)}$$

Значения $\Delta\theta$ принимают в зависимости от разности температур охлаждаемой в градирне воды ($\Delta\theta=2\div6°$).

Температура воздуха на выходе из поверхностного теплообменника (первая ступень охлаждения) определяется по зависимости

$$t_к = t^{г}_{w1} + \Delta t_в, \qquad \text{(IV.12)}$$

где $\Delta t_в$ — перепад температур, принимаемый равным $\Delta t_в \geqslant 3°$.

Точку K, характеризующую состояние воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя, находят на пересечении линий $d_н=\text{const}$ и $t_к=\text{const}$. Далее проводят линию $I_к=\text{const}$ и находят на ней положение точки O. Вспомогательным построением определяют положение точек B' и C. Точка $П$, соответствующая параметрам приточного воздуха, находится на пересечении линии $d_c=\text{const}$ и изотермы $t_п=t_о+(0{,}5—1°)$. На линии процесса $\varepsilon_{пом}$, проведенной через точку $П$, находят точки B и $У$.

Расход приточного воздуха определяют по формуле (IV.2) или (IV.3); расходы воздуха через оросительную камеру и байпас — по формулам (IV.6) — (IV.8).

Для определения состояния воздуха, уходящего из градирни, выполняют следующие расчеты. Температуру воды, поступающей в градирню, определяют по формуле

$$t^{г}_{w2} = t^{г}_{w1} + \Delta t_w, \qquad \text{(IV.13)}$$

где $\Delta t_w \leqslant 3°$ — разность температур воды в воздухоохладителе

Температуру по сухому термометру воздуха, уходящего из градирни, ориентировочно можно найти по формуле [2]

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

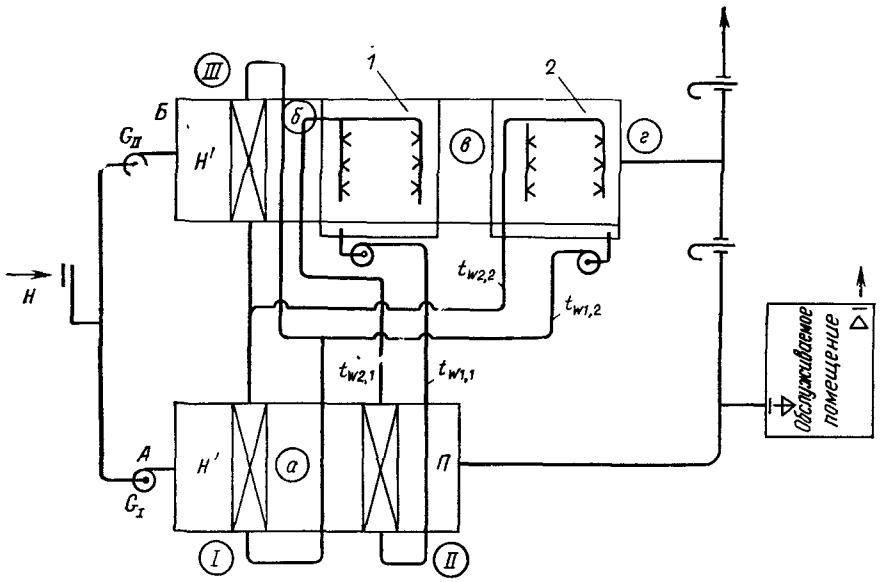


Рис. IV.10. Схема бескомпрессорной системы кондиционирования воздуха (БСКВ)

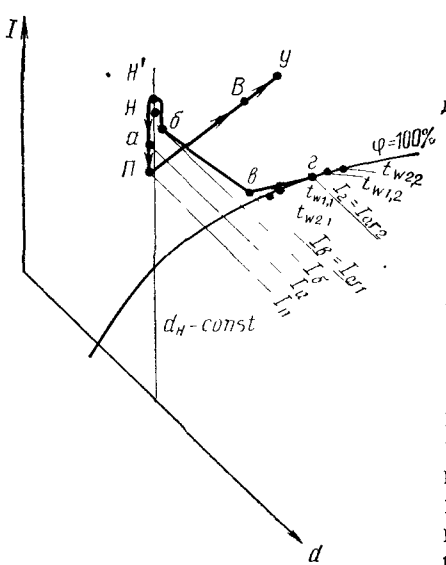


Рис. IV.11. $I-d$-диаграмма изменения состояния воздуха в БСКВ

$$t_{о.г} \approx t_н - 0{,}9\,(t_н - t^г_{w,к})\,B^{0,2}_г, \quad \text{(IV.14)}$$

где $B_г$ — коэффициент орошения в градирне, принимаемый 0,5—0,8 кг/кг

Энтальпию воздуха на выходе из градирни определяют по уравнению

$$I_{о.г} = I_н + c_w\,(t^г_{w2} - t^г_{w1})\,B_г. \quad \text{(IV.15)}$$

Точка $O_г$, характеризующая состояние воздуха на выходе из градирни, находится на пересечении линий $t_{о.г}$ и $I_{о.г}$.

С целью достижения более низкой температуры приточного воздуха и повышения эффективности систем кондиционирования, использующих в теплый период испарительное охлаждение, были разработаны различные модификации схем с использованием прямого и косвенного охлаждения и т. п. Одной из таких разработок является *двухступенчатая бескомпрессорная система* кондиционирования воздуха (БСКВ), схема которой показана на рис. IV.10.

Система состоит из приточного *А* и испарительного *Б* кондиционеров. Приточный кондиционер используется для обработки основ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ного потока воздуха, подаваемого в обслуживаемое помещение в теплый период года. В этом кондиционере установлены последовательно две группы воздухоохладителей (*I* и *II*). Испарительный кондиционер предназначен для охлаждения воды, питающей воздухоохладители в теплый период. В холодный период этот кондиционер служит для приготовления воздуха, подаваемого в обслуживаемое помещение. Для работы в теплый период в испарительном кондиционере установлены группы воздухоохладителей *III* и оросительные камеры *1* и *2*. В оросительной камере *1* производится испарительное охлаждение воды, питающей группу воздухоохладителей *II* приточного кондиционера (малое кольцо циркуляции). В оросительной камере *2* охлаждается вода, направляемая в воздухоохладитель *I* приточного кондиционера и в воздухоохладитель *III* испарительного кондиционера (большое кольцо циркуляции).

Рассмотрим характер протекания процессов изменения состояния воздуха в системе на *I—d*-диаграмме (рис. IV.11). Наружный воздух с параметрами точки *Н* поступает в кондиционеры *А* и *Б* и вследствие нагревания в вентиляторах приобретает состояние *Н'*. В кондиционере *А* воздух по линии $d_н$=const охлаждается в воздухоохладителе *I* до состояния *а*, а в воздухоохладителе *II* до состояния приточного воздуха *П*, с которым поступает в обслуживаемое помещение, где его состояние изменяется до параметров точек *В* и *У*. В воздухоохладителе *III* кондиционера *Б* параметры воздуха изменяются от точки *Н'* до точки *б* по линии $d_н$=const (на рис. IV.11 для наглядности линии *НН'*, *Н'аП* и *Н'б* показаны параллельно). В оросительной камере *1* происходит охлаждение воды малого циркуляционного кольца от температуры $t_{w1,1}$ до температуры $t_{w1,1}$, а энтальпия воздуха при этом возрастает от значения $I_б$ до $I_в=I_{о.г1}$. В оросительной камере *2* вода большого кольца циркуляции охлаждается от температуры $t_{w2,1}$ до температуры $t_{w1,2}$. Энтальпия воздуха изменяется от $I_в=I_{о\,11}$ до $I_2=I_{о\,г2}$. Значение параметров воздуха по трактам кондиционеров *А* и *Б* и температур воды в большом и малом кольцах циркуляции зависит от параметров наружного воздуха, его расходов G_I и G_{II}, а также от расходов орошающей воды.

§ 37. Кондиционирование воздуха на основе применения внешних источников холода в теплый период года

В тех случаях, когда с помощью испарительного (прямого или косвенного, или их комбинации) охлаждения не удается достичь требуемых параметров воздуха или когда их отклонения в течение периода работы системы превышают допустимые значения, а также при технико-экономической нецелесообразности, используют способ обработки приточного воздуха, основанный на применении внешних источников холода, например холодной воды низкой температуры (обычно до 6°С), получаемой от источников холодоснабжения.

На рис. IV.12 показана принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха. Установка кондиционирования воздуха, обслуживающая эту систему, включает воздухоподо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

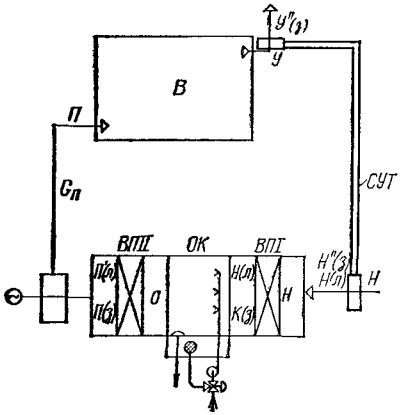


Рис IV.12 Схема прямоточной СКВ с использованием воды от внешних источников холодоснабжения

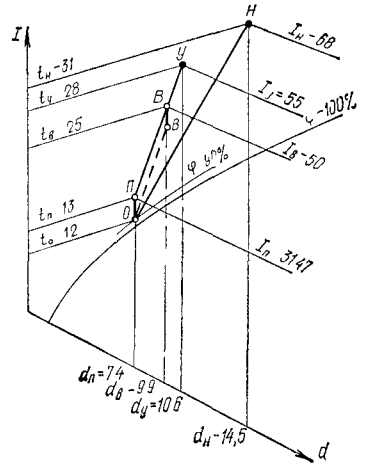


Рис. IV.13. *I — d*-диаграмма изменения состояния воздуха в прямоточной СКВ при минимальном расходе приточного воздуха

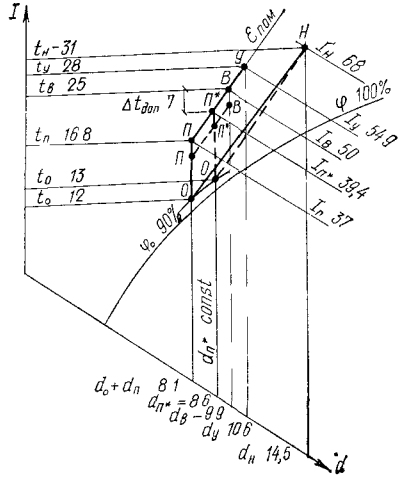


Рис. IV.14. *I — d*-диаграмма изменения состояния воздуха в прямоточной СКВ при ограниченной разности температур внутреннего и приточного воздуха и при требуемом расходе наружного воздуха, большем минимального

греватель первой ступени *ВПI* (в теплый период не работает), контактный аппарат (оросительную камеру) *ОК*, а также воздухоподогреватель второй ступени *ВПII*.

При построении процесса на *I — d*-диаграмме (рис. IV.13) необходимо стремиться к достижению минимального количества приточного воздуха $G_п$, которое, в свою очередь, не должно быть менее требуемого (см. § 6). На *I — d*-диаграмму наносят точки *Н* и *В*. Через точку *В* проводят линию $d_в = \text{const}$, на которой откладывают вниз от точки *В* отрезок $\Delta t = 0{,}5 \div 1°$ и получают вспомогательную точку *В'*. Через точку *В'* проводят линию, параллельную $\varepsilon_{пом}$, до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ в точке *f*. Если температура, соответствующая точке *f*, не ниже 8 — 10°С, то рассматриваемый процесс кондиционирования воздуха может быть реализован. Одновременно на пересечении линии $\varepsilon_{пом}$ с кривой $\varphi = 90 \div 95\%$ находят

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

точку O. Тогда на линии $d_п = d_о = \text{const}$ вверх от точки O откладывают отрезок $\Delta t = 0{,}5 \div 1°$ и через полученную точку $П$ проводят линию $\varepsilon_{пом}$. На пересечении линии $\varepsilon_{пом}$ с изотермами $t_в$ и $t_у$ находят точки B и $У$. Расход приточного воздуха вычисляют по формуле (IV.2) или (IV.3).

Если существуют ограничения в выборе допустимой разности температур $\Delta t_п = \Delta t_{доп} = t_в - t_п$ или она рассчитана, то температуру приточного воздуха находят по формуле

$$t_п = t_в - \Delta\, t_{доп}. \qquad (IV.16)$$

В этом случае через точку B (рис. IV.14) проводят линию процесса изменения воздуха в помещении с угловым коэффициентом $\varepsilon_{пом}$ и на пересечении ее с изотермами $t_у$ и $t_п$ находят точки $У$ и $П$. Воздухообмен, необходимый по условиям удаления избытков тепла и влаги, находят по формуле (IV.2) или (IV.3). Если полученное значение $G_п$ оказывается больше минимального расхода наружного воздуха $G_н$, то значение $G_п$ принимается к дальнейшему расчету. Если же оказывается, что $G_н > G_п$, то принимают величину воздухообмена $G_н$ и корректируют построение, определяя новое положение точки $П^*$ при условии

$$I_{п^*} = I_у - \Sigma\, Q_п / G_н \quad \text{или} \quad d_{п^*} = d_у - \Sigma\, W \cdot 10^3 / G_н.$$

В этом случае точка $П^*$ будет находиться на пересечении луча процесса $\varepsilon_{пом}$ с линиями $I_{п^*} = \text{const}$ или $d_{п^*} = \text{const}$.

Дальнейшее построение включает нанесение линии $d_п = \text{const}$ ($d_{п^*} = \text{const}$), на которой находят положение точек $П$ и $О$ ($П''$ и $О''$), характеризующих состояние воздуха соответственно на выходе из кондиционера и из форсуночной камеры. При этом точка $П'$ ($П''$) находится на пересечении изотермы $t_{п'} = t_п - (1 - 1{,}5)$, а точка $О$ ($О''$) — на пересечении кривой $\varphi_о = 90 \div 95\%$ с линией $d_п = \text{const}$ ($d_{п^*} = \text{const}$). Точку $Н$ соединяют с точкой $О$ ($О''$) прямой линией. Таким образом, линия $НО$ ($НО''$) соответствует процессу охлаждения и осушки воздуха в контактном аппарате, линия $ОП'$ ($О''\ П''$) — нагреванию воздуха в аппарате $ВПП$, линия $П'П$ ($П''П^*$) — подогреву воздуха в вентиляторе и приточных воздуховодах, $ПВУ$ ($П^*ВУ$) — изменению состояния воздуха в обслуживаемом помещении.

Расход холода для осуществления процесса охлаждения и осушки воздуха определяется по формуле

$$Q_{охл} = G_п\,(I_н - I_о). \qquad (IV\ 17)$$

Расход тепла в аппарате $ВПП$ для подогрева воздуха составляет:

$$Q_{II} = G_п\,(I_{п'} - I_о). \qquad (IV.18)$$

Для процесса изменения состояния воздуха, показанного на рис. IV.13, значение $Q_{II} = 0$.

Расход влаги, конденсирующейся на поверхности капель воды в форсуночной камере, составляет:

$$W_к = G_п\,(d_н - d_о)\ 10^{-3}. \qquad (IV\ 19)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Заданная температура воздуха в помещении регулируется датчиком температуры, установленным в обслуживаемом помещении, путем воздействия на клапан теплоносителя, питающего воздухоподогреватель второй ступени. Относительная влажность контролируется датчиком влажности воздуха в помещении, импульс которого действует на исполнительный механизм смесительного клапана подачи воды в форсуночную камеру (прямое регулирование влажности). Также применяется косвенное регулирование влажности (метод точки росы), где управляющий импульс получают от датчика температуры воздуха на выходе из форсуночной камеры, либо температуры воды в ее поддоне. Подробнее принципы регулирования работы системы кондиционирования воздуха рассмотрены в гл. XI.

Пример IV.2. Определить количество приточного воздуха для помещения с избытками тепла и влаги и построить процесс кондиционирования для теплого периода года при использовании прямоточной СКВ Избытки тепла в помещении составляют $\Sigma Q_{\text{п}}=270\,000$ кДж/ч, избытки влаги $\Sigma W=36$ кг/ч Угловой коэффициент линии процесса изменения состояния воздуха в соответствии с формулой (II 32) $\varepsilon_{\text{пом}}=7500$ кДж/кг, или 7,5 кДж/г Параметры воздуха в помещении $t_{\text{в}}=25°\text{C}$; $\varphi_{\text{в}}=50\%$, $d_{\text{в}}=9{,}4$ г/кг, $I_{\text{в}}=50$ кДж/кг Параметры наружного воздуха $t_{\text{н}}=31°\text{C}$, $\varphi_{\text{н}}=53\%$; $I_{\text{н}}=68$ кДж/кг, $d_{\text{н}}=14{,}5$ г/кг

Решение Построение процесса на $I-d$-диаграмме (рис IV 13) производим в соответствии с приведенным выше описанием Находим на линии $d_{\text{в}}=\text{const}$ положение точки B', полагая подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховоде $\Delta t=1°$ В этой точке $t_{\text{в}'}=24°\text{C}$, $\varphi_{\text{в}'}=52{,}2\%$; $I_{\text{в}'}=49$ кДж/кг, $d_{\text{в}'}=9{,}9$ г/кг.

При использовании аналитического метода расчета получаем

$$\Delta t/\Delta I=0{,}98;\quad \Delta I=1/0{,}98=1{,}02,$$

$$I_{\text{в}'}=50-1{,}02=48{,}98\ \text{кДж/кг}.$$

Через точку B' проводим линию, параллельную $\varepsilon_{\text{пом}}$, до пересечения с кривой $\varphi_0=90\%$ в точке O $t_0=11°\text{C}$, $\varphi_0=90\%$, $I_0=30$ кДж/кг, $d_0=7{,}7$ г/кг

Аналитическим расчетом по формуле (II 64) находим

$$I_{\text{о}}=\frac{48{,}98-7{,}5\ (-1{,}3/4{,}16+9{,}9)}{1-7{,}5/4{,}16}=30{,}45\ \text{кДж/кг}$$

По формуле (II 60) $d_{\text{о}}=(30{,}45+1{,}3)/4{,}16=7{,}63$ г/кг По формуле (II 61) $t_{\text{о}}=(30{,}45-1{,}4)/2{,}6=11{,}17°\text{C}$

Определяем параметры точки $П$ на $I-d$ диаграмме, имея в виду, что $t_{\text{п}}=t_{\text{о}}+1°$

$$t_{\text{п}}=11+1=12\ °\text{C}$$

Параметры точки $П$ $t_{\text{п}}=12°\text{C}$, $d_{\text{п}}=7{,}4$ г/кг, $\varphi_{\text{п}}=85\%$, $I_{\text{п}}=31$ кДж/кг

С помощью аналитических зависимостей получаем

$$t_{\text{п}}=11{,}17+1=12{,}17\ °\text{C},\quad d_{\text{п}}=7{,}68\ \text{г/кг},$$

$$\Delta I=1/0{,}98=1{,}02,\quad I_{\text{п}}=30{,}45+1{,}02=31{,}47\ \text{кДж/кг}.$$

Через точку $П$ проводим линию $\varepsilon_{\text{пом}}$ до пересечения с изотермой $t_{\text{у}}$ и получаем точку $У$ Ее параметры $t_{\text{у}}=28°\text{C}$, $\varphi_{\text{у}}=45\%$, $I_{\text{у}}=55$ кДж/кг, $d_{\text{у}}=10{,}6$ г/кг

Аналитическим расчетом устанавливаем

$$\Delta I=\frac{\Delta t}{0{,}98-2{,}45/\varepsilon_{\text{пом}}}=\frac{28-12{,}17}{0{,}98-2{,}45/7{,}5}=24{,}24;$$

$$I_{\text{у}}=31+24{,}24=55{,}24\ \text{кДж/кг},$$

$$\Delta d=\Delta I/\varepsilon_{\text{пом}}=24{,}24/7{,}5=3{,}23\ \text{г/кг};$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$d_у = 7,63 + 3,23 = 10,86 \text{ г/кг}.$$

Расход приточного воздуха составляет.

$$G_п = 270\,000/(55 - 31) = 11\,250 \text{ кг/ч},$$

или

$$G_п = 36 \cdot 10^3/(10,6 - 7,4) = 11\,250 \text{ кг/ч}$$

По данным аналитического расчета

$$G_п = 270\,000/(55,24 - 31,47) = 11\,359 \text{ кг/ч},$$

или

$$G_п = 36 \cdot 10^3/(10,86 - 7,63) = 11\,145 \text{ кг/ч}; \quad G_{п\,(ср)} = 11\,252 \text{ кг/ч}$$

Если минимально допустимый расход воздуха, определенный в соответствии с требованиями санитарных норм, например $G_н = G_{мин} = 9500$ кг/ч, то величина $G_п$ принимается к дальнейшему расчету

Расход воздуха на охлажденне и осушку воздуха

$$Q_{охл} = 11\,250\ (68 - 30) = 427\,500 \text{ кДж/ч}.$$

По данным аналитического расчета

$$Q_{охл} = 11\,252\ (68 - 30,45) = 422\,513 \text{ кДж/ч}.$$

Расход влаги, конденсирующейся из воздуха в оросительной камере,

$$W_к = 11\,250\ (14,5 - 7,4)\ 10^{-3} = 79,9 \text{ кг/ч},$$

или

$$W_к = 11\,252\ (14,5 - 7,63)\ 10^{-3} = 77,3 \text{ кг/ч}.$$

Если оказалось, что минимальное количество воздуха $G_н = 15\,000$ кг/ч, т е $G_п < G_н$, то принимаем воздухообмен $G_п = G_н$ и производим перестроение процесса на $I - d$-диаграмме (см рис. IV.14).

Вычисляем значения $I_п$ и $d_п$. $I_п = 55 - 270\,000/15\,000 = 37$ кДж/кг и $d_п = 10,6 - 36000/15000 = 8,2$ г/кг и находим положение точки $П$ с параметрами $t_п = 16,8$°С, $\varphi_п = 67$%; $I_п = 37$ кДж/кг; $d_п = 8,1$ г/кг Далее определяем положение точек $П'$ и $О$, которые имеют следующие параметры

$$t_{п'} = 15,8 \text{ °С}; \quad \varphi_{п'} = 72 \text{ %}; \quad I_{п'} = 36,2 \text{ кДж/кг}, \quad d_{п'} = 8,1 \text{ г/кг};$$

$$t_о = 12 \text{ °С}; \quad \varphi_о = 90 \text{ %}; \quad I_о = 32,8 \text{ кДж/кг}; \quad d_о = 8,1 \text{ г/кг}.$$

Аналитическим расчетом по формуле (II 54) находим значение энтальпии точки $П'$.

$$\Delta I = I_п - I_{п'} = 1/0,98 = 1,02, \quad I_{п'} = 37 - 1,02 = 35,98 \text{ кДж/кг}$$

С помощью формул (II 60) и (II 61) определяем параметры точки $О$: $8,1 = [I_о - (-1,3)]/4,16$; $I_о = 32,39$ кДж/кг; $t_о = (32,39 - 1,4)/2,60 = 11,9$°С

Расход тепла в воздухоподогревателе II ступени

$$Q_{II} = 15\,000\ (36,2 - 32,8) = 51\,000 \text{ кДж/ч},$$

или

$$Q_{II} = 15\,000\ (35,98 - 32,39) = 53\,850 \text{ кДж/ч}.$$

Расход холода в оросительной камере

$$Q_{охл} = 15\,000\ (68 - 32,8) = 528\,000 \text{ кДж/ч},$$

или

$$Q_{охл} = 15\,000\ (68 - 32,39) = 534\,150 \text{ кДж/ч}$$

В том случае, когда разность температур регламентирована способом организации воздухообмена или типами воздухораспределителей, то решение задачи

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

производится следующим образом. Пусть задано значение $\Delta t = 7°$. Тогда при исходных данных примера получаем температуру приточного воздуха: $t_{п^*} = t_в - \Delta t_{доп} = 25 - 7 = 18°C$. Параметры точек $П^*$ и $У$:

$$t_{п^*} = 18\ °C;\quad \varphi_{п^*} = 65\ \%;\quad d_{п^*} = 8{,}6\ г/кг;\quad I_{п^*} = 39{,}4\ кДж/кг;$$

$$t_у = 28\ °C;\quad \varphi_у = 46\ \%;\quad d_у = 10{,}6\ г/кг;\quad I_у = 54{,}9\ кДж/кг.$$

Аналитическим расчетом с помощью формулы (II.64) устанавливаем:

$$I_{п^*} = 50 - 7/(0{,}98 - 2{,}45/7{,}5) = 39{,}21\ кДж/кг.$$

Тогда

$$d_{п^*} = d_в - (I_в - I_{п^*})/\varepsilon_{пом} = 9{,}9 - (50 - 39{,}21)/7{,}5 = 8{,}46\ г/кг,$$

а также

$$I_у = 50 + 3/0{,}98 - (2{,}45/7{,}5) = 54{,}59\ кДж/кг;$$

$$d_у = 9{,}9 + (54{,}5 - 50)/7{,}5 = 10{,}51\ г/кг.$$

Расход приточного воздуха

$$G_п = 270\,000/(54{,}9 - 39{,}4) = 17\,429\ кг/ч,$$

или

$$G_п = 36\,000/(10{,}6 - 8{,}46) = 17\,143\ кг/ч.$$

Аналитическим методом получаем:

$$G_п = 270\,000/(54{,}59 - 39{,}21) = 17\,555\ кг/ч,$$

или

$$G_п = 36\,000/(10{,}51 - 8{,}46) = 17\,560\ кг/ч.$$

Находим параметры точек $П''$ и $О''$:
$t_{п''} = 17°C$; $\varphi_{п''} = 70\%$; $I_{п''} = 38{,}4$ кДж/кг; $d_{п''} = 8{,}6$ г/кг; $t_{о''} = 13°C$; $\varphi_{о''} = 90\%$; $I_{о''} = 35$ кДж/кг; $d_{о''} = 8{,}6$ г/кг.

Аналитическим путем находим: $I_{п''} = 39{,}21 - 1/0{,}98 = 38{,}18$ кДж/кг; по формуле (II.63) $I_{о''} = 4{,}16 \cdot 8{,}46 - 1{,}3 = 33{,}9$ кДж/кг; по формуле (II.61) $t_{о''} = (33{,}9 - 1{,}4)/2{,}6 = 12{,}5°C$.

Расход тепла в воздухоподогревателе II ступени

$$Q_{II} = 17\,149\ (38{,}4 - 35) = 59{,}225\ кДж/кг,$$

или

$$Q_{II} = 17\,558\ (38{,}18 - 33{,}9) = 75\,148\ кДж/кг.$$

Расход холода в оросительной камере

$$Q_{охл} = 17\,419\ (68 - 35) = 574\,827\ кДж/кг,$$

или

$$Q_{охл} = 17\,558\ (68 - 33{,}9) = 598\,728\ кДж/кг.$$

Выполним построение процесса кондиционирования воздуха на психрометрической диаграмме (см. рис. II.15). На психрометрическую диаграмму наносим точки $Н$ и $В$, внося поправку на значение $I_н$, равную $\Delta I = 0{,}35$: $I_{н'} = 68 + 0{,}35 = 68{,}35$ кДж/кг. Параметры точек $В$ и $Н$:

$$x_в = 0{,}01\ кг/кг;\quad t_{в.м} = 17{,}9\ °C;\quad t_{в.р} = 13{,}9\ °C;\quad I_в = 50{,}5 - 0{,}25 = 50{,}25;$$

$t_{н\,с} = 31°C$; $I_{н.с} = 68{,}35$; $\varphi_н = 52\%$; $x_н = 0{,}0145$; $t_{ц\,м} = 23°C$; $t_{н\,р} = 19{,}5°C$.

Вычисляем значение показателя явного тепла:

$$\psi = \Sigma Q_я / \Sigma Q_п = (\Sigma Q_п - r \Sigma W)/\Sigma Q_п = (270\,000 - 2500 \cdot 36)/27\,000 = 0{,}666.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Через точку B проводим линию ψ до пересечения с изотермами $t_{п\,с}=18°C$ и $t_у=28°C$ и получаем точки $П$ и $У$ с параметрами:

$$t_{у.с}=28\ °C;\quad \varphi_у=45\ \%;\quad I_у=55-0{,}3=54{,}4;\quad x_у=0{,}0105;$$

$$t_{у.м}=19{,}2\ °C;\quad t_{у\ р}=14{,}5\ °C;$$

$$t_{п.с}=18\ °C;\quad \varphi_п=65\ \%;\quad I_п=39{,}5-0{,}1=39{,}4;\quad x_п=0{,}0084;$$

$$t_{п\ м}=14\ °C;\quad t_{п\ р}=11{,}3\ °C.$$

Проводим линию $x_п=\text{const}$ до пересечения с $t_{п'}=17°C$ и $\varphi_о=90\%$, получая при этом $П'$ и $О$ с параметрами

$$t_{п\ с}=17°C;\quad \varphi_{п'}=60\ \%;\quad I_{п'}=38-0{,}08=37{,}92;\quad x_{п'}=0{,}0084;$$

$$t_{п'\,м}=13{,}6\ °C;\quad t_{п'\,р}=11{,}3\ °C;$$

$$t_{о\ с}=13\ °C;\quad \varphi_о=90\ \%;\quad I_о=34-0{,}01=33{,}99;\quad x_о=0{,}0084;$$

$$t_{о\ м}=12\ °C;\quad t_{о.р}=11{,}3\ °C.$$

Соединяем точки $Н$ и $О$

Одним из недостатков рассмотренной схемы обработки воздуха может являться необходимость одновременного использования тепла и холода, что в значительной мере снизит ее теплоэнергетические показатели.

Как видно из формул (IV.2) и (IV.3), расход приточного воздуха $G_п$ зависит в значительной мере от допустимого перепада параметров внутреннего и приточного воздуха. В результате в большом числе случаев воздухообмен, обеспечивающий удаление избытков тепла и влаги, оказывается больше минимального расхода наружного воздуха. В связи с этим представляется возможным снизить затраты энергии на обработку приточного воздуха, применяя рециркуляцию удаляемого воздуха, если ее использование не противоречит требованиям, изложенным в § 35.

На рис. IV.15 показана принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией. Отличие этой схемы от прямоточной заключается в наличии канала рециркуляционного воздуха. При этом рециркуляционный воздух может подмешиваться к наружному либо перед воздухоподогревателем I ступени, либо после него. На построение процесса кондиционирования воздуха для теплого периода указанное обстоятельство влияния не оказывает.

При построении процесса кондиционирования воздуха с использованием рециркуляции необходимо учитывать характер схемы организации воздухообмена в помещении, т. е. расположение зон подачи и удаления воздуха, а также мест забора воздуха, направляемого на рециркуляцию. На основании принимаемой схемы организации воздухообмена выбирают параметры приточного, удаляемого и рециркуляционного воздуха. Так, например, при применении схемы организации воздухообмена снизу вверх и заборе рециркуляционного воздуха из верхней зоны его параметры соответствуют параметрам точки $У$, а при схеме подачи «сверху вниз» — параметрам точки $В$. Если воздух подают по схеме

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

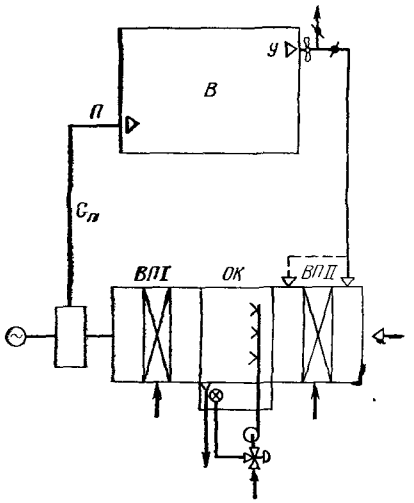


Рис. IV.15. Схема СКВ с применением первой рециркуляции

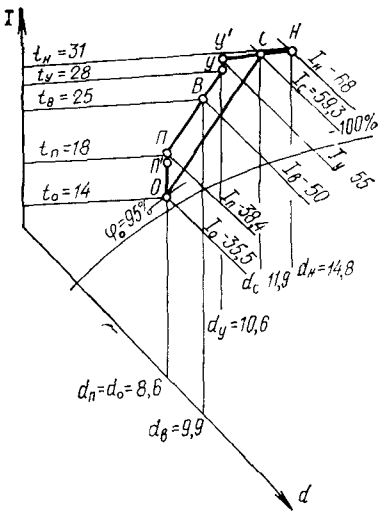


Рис. IV.16. $I-d$-диаграмма изменения состояния воздуха СКВ с применением первой рециркуляции для режима теплого периода

«снизу вверх», а на рециркуляцию забирают воздух из обслуживаемой зоны, его состояние также будет соответствовать точке $В$. В рассматриваемом ниже случае принимаем схему организации воздухообмена «снизу вверх» с забором рециркуляционного воздуха из верхней зоны.

Построение процесса на $I-d$-диаграмме (рис. IV.16) начинают, аналогично рассмотренному выше, с нахождения положения точек $Н$ и $В$, а затем точек $У$, $П$, $П'$, О. Затем находят положение точки $У'$, характеризующей состояние рециркуляционного воздуха перед его смешиванием с наружным воздухом и лежащей на пересечении линии $d_у$=const с изотермой $t_{у'}=t_у+0{,}5°С$. Расход приточного воздуха $G_п$ определяют по формулам (IV.2) и (IV.3). Точки $Н$ и $У'$ соединяют прямой, которая является линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха, расход которой составляет:

$$G_{1р}=G_п-G_н. \qquad (IV.20)$$

Для определения положения точки смеси $С$ на этой прямой используют уравнение теплового или материального баланса для этой точки:

$$G_и\,I_н+G_{1р}\,I_{у'}=G_п\,I_с,$$

откуда получают значение энтальпии точки смеси:

$$I_с=(G_н\,I_н+G_{1р}\,I_{у'})/G_п. \qquad (IV.21)$$

Аналогично можно найти и влагосодержание точки смеси:

$$d_с=(G_н\,d_н+G_{1р}\,d_{у'})/G_п. \qquad (IV.22)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Пересечение этих линий с линией $НУ'$ определяет положение точки смеси $С$. Точки $С$ и $О$ соединяют прямой, которая является линией процесса изменения состояния воздуха при его охлаждении и осушке в оросительной камере. Расход тепла в воздухоподогревателе $ВПII$ вычисляют по формуле (IV.18). Расход холода для осуществления процесса охлаждения и осушки воздуха находят по формуле

$$Q_{охл} = G_п\ (I_с - I_о); \qquad \text{(IV.23)}$$

количество сконденсировавшейся из воздуха влаги — по формуле

$$G_к = G_п\ (d_с - d_о)\ 10^{-3}. \qquad \text{(IV.24)}$$

Пример IV.3. Определить расход приточного воздуха для помещения с избытками тепла и влаги и рассчитать процесс кондиционирования воздуха с применением рециркуляции для теплого периода года. Угловой коэффициент $\varepsilon_{пом} = 270\,000/36 = 7500$ кДж/кг ($\Sigma Q_п = 270\,000$ кДж/ч; $\Sigma W = 36$ кг/ч). Параметры внутреннего воздуха $t_в = 25°С$; $\varphi_в = 50\%$; $I_в = 50$ кДж/кг; $d_в = 9{,}9$ г/кг. Параметры наружного воздуха: $t_н = 31°С$; $\varphi_н = 53\%$; $I_н = 68$ кДж/кг; $d_н = 14{,}5$ г/кг. Допускаемая разность температур внутреннего и приточного воздуха $\Delta t = 7°С$, температура удаляемого воздуха $t_у = 28°С$, минимальное количество наружного воздуха $G_н = 6000$ кг/ч

Решение. Аналогично рассмотренному выше примеру на $I-d$-диаграмму (рис IV.16) наносим точки $Н$ и $В$, а затем находим положение точек $У$, $П$, $П'$, $О$, имеющих параметры:

$t_у = 28\ °С$; $\varphi_у = 45\%$; $I_у = 55$ кДж/кг; $d_у = 10{,}6$ г/кг;

$t_п = 18\ °С$; $\varphi_п = 65\%$; $I_п = 39{,}4$ кДж/кг; $d_п = 8{,}6$ г/кг;

$t_{п'} = 17\ °С$; $\varphi_{п'} = 70\%$; $I_{п'} = 38{,}4$ кДж/кг; $d_{п'} = 8{,}6$ г/кг;

$t_о = 14\ °С$; $\varphi_о = 90\%$; $I_о = 35{,}5$ кДж/кг; $d_о = 8{,}6$ г/кг.

Аналитическим путем получаем:

$$I_п = 39{,}21 \text{ кДж/кг}; \quad d_п = 8{,}46 \text{ г/кг}; \quad I_у = 54{,}59 \text{ кДж/кг};$$

$$d_у = 10{,}51 \text{ г/кг}; \quad I_{п'} = 38{,}18 \text{ кДж/кг}; \quad I_о = 33{,}9 \text{ кДж/кг}; \quad t_о = 12{,}5\ °С.$$

Расход приточного воздуха

$$G_п = 270\,000/(55 - 39{,}4) = 17\,308 \text{ кг/ч}, \quad \text{или} \quad G_п = 36 \cdot 10^3/(10{,}6 - 8{,}6) = 18\,000 \text{ кг/ч}.$$

Аналитическим путем получаем:

$$G_п = 270\,000/(54{,}59 - 39{,}21) = 17\,555 \text{ кг/ч}, \quad \text{или} \quad G_п = 36 \cdot 10^3/(10{,}51 - 8{,}46) = 17\,560 \text{ кг/ч}.$$

Находим параметры точки $У'$: $t_{у'} = 29°С$; $\varphi_{у'} = 42\%$; $I_{у'} = 55{,}8$ кДж/кг; $d_{у'} = 10{,}6$ г/кг.

Аналитическим расчетом находим: $I_{у'} = 55 + 1/0{,}98 = 56{,}02$ кДж/кг.

Расход воздуха первой рециркуляции $G_{1р} = 18\,000 - 6000 = 12\,000$ кг/ч.

Аналитическим путем получаем: $G_{1р} = 17\,558 - 6000 = 11\,558$ кг/ч.

Находим энтальпию и влагосодержание точки смеси $С$:

$$I_с = (69 \cdot 6000 + 55 \cdot 12\,000)/18\,000 = 59{,}33 \text{ кДж/кг};$$

$$d_с = (14{,}5 \cdot 6000 + 10{,}6 \cdot 12\,000)/18\,000 = 11{,}9 \text{ г/кг};$$

$$t_с = 29{,}5\ °С; \quad \varphi_с = 45\%.$$

Аналитическим расчетом находим:

$$I_с = (68 \cdot 6000 + 56{,}02 \cdot 11\,558)/17\,558 = 60{,}1;$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$d_c = (14{,}5 \cdot 6000 + 10{,}51 \cdot 11\,558)/17\,558 = 11{,}9 \text{ г/кг}.$$

Угловой коэффициент линии смеси (по аналитическому расчету)

$$\varepsilon_c = (68 - 60{,}1)/(14{,}5 - 11{,}9) = 3{,}04 \text{ кДж/г}.$$

Тогда на основании формулы (II.57) находим:

$$t_c = t_{y'} + (I_c - I_y)\ (0{,}98 - 2{,}45/3{,}04) = 29 + (60{,}1 - 56{,}02)\ 0{,}98 - 2{,}45/3{,}04) = 29{,}54.$$

Соединяем точки C и O (линия охлаждения и осушки воздуха в оросительной камере).

Расход тепла в воздухоподогревателе II ступени

$$Q_{II} = 18\,000\ (38{,}4 - 35{,}5) = 52\,500 \text{ кДж/ч},$$

или

$$Q_{II} = 17\,560\ (38{,}18 - 33{,}9) = 75\,157 \text{ кДж/ч}.$$

Расход холода в оросительной камере

$$Q_{охл} = 18\,000\ (59{,}33 - 35{,}5) = 428\,940 \text{ кДж/ч},$$

или

$$Q_{охл} = 17\,560\ (60{,}1 - 33{,}9) = 460\,072 \text{ кДж/ч}.$$

Из сопоставления результатов расчета по формулам (IV.17) и (IV.23) следует вывод, что применение рециркуляции позволяет сократить затраты холода. Вместе с тем рассмотренной системе в ряде случаев присущ тот же недостаток, что и прямоточной — одновременное использование процессов охлаждения и нагревания воздуха.

Для сокращения расхода тепла и холода на приготовление воздуха заданных параметров применяют СКВ с первой и второй рециркуляциями, как это показано на рис. IV.17. В соответствии со схемой наружный воздух смешивается с воздухом первой рециркуляции (до или после воздухоподогревателя I ступени, который в теплый период не работает). Эту смесь обрабатывают в оросительной камере, после чего к ней дополнительно подмешивают воздух второй рециркуляции. В результате масса воздуха приобретает параметры, соответствующие состоянию на выходе из УКВ.

Построение процесса на I—d-диаграмме (рис. IV.18) начинают с нанесения на нее точек H и B, а также определения положения точек $У$, $У'$, $П$, $П'$ и расхода приточного воздуха $G_п$ по формуле (IV.2) или (IV.3). Как отмечено выше, воздух с параметрами точки $П'$ получают смешивая воздух второй рециркуляции с параметрами точки $У'$ и воздух, прошедший обработку в оросительной камере и имеющий некоторые параметры точки O. Если расход воздуха, обработанного в оросительной камере, составляет $G_{ор}$ кг/ч, а воздуха второй рециркуляции $G_{2р}$ кг/ч, тогда

$$G_п = G_{ор} + G_{2р}. \qquad \text{(IV.25)}$$

Поскольку точка $П'$ является точкой смеси воздуха состояний $У'$ и O, все эти три точки лежат на одной прямой. При этом относительная влажность воздуха на выходе из оросительной камеры $\varphi_o = 90 \div 95\%$. Тогда, проведя через точки $У'$ и $П'$ прямую,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

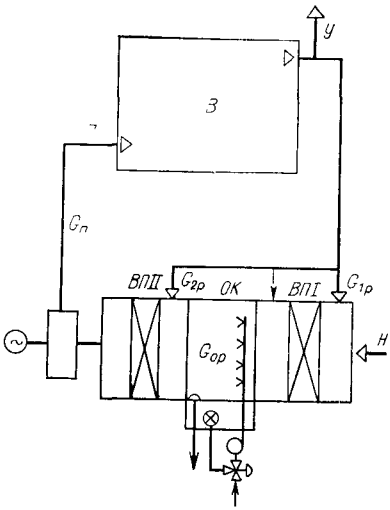


Рис. IV.17. Схема СКВ с применением первой и второй рециркуляций

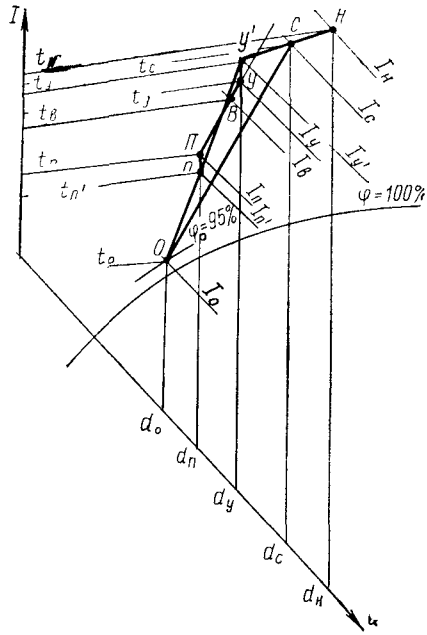


Рис. IV.18. $I-d$-диаграмма изменения состояния воздуха в СКВ с применением первой и второй рециркуляций для режима теплого периода

на ее пересечении с кривой $\varphi_о$ находим точку $О$. Имея в виду зависимость (IV.25), можно записать уравнение теплового баланса смеси:

$$G_{2р}\ I_{у'} + (G_п - G_{2р})\ I_о = G_п\ I_{п'},$$

откуда находим расход воздуха второй рециркуляции:

$$G_{2р} = G_п\ (I_{п'} - I_о)/(I_{у'} - I_о). \qquad (IV.26)$$

Расход воздуха, прошедшего через оросительную камеру, составляет:

$$G_{ор} = G_п - G_{2р}. \qquad (IV.27)$$

Расход воздуха первой рециркуляции определяем исходя из того, что расход воздуха через оросительную камеру равняется сумме $G_н + G_{1р}$. Тогда

$$G_{1р} = G_{ор} - G_н. \qquad (IV.28)$$

Энтальпию точки смеси $С$ на линии $У'\ Н$ находят по формуле

$$I_с = (G_н\ I_н + G_{1р}\ I_{у'})/G_{ор}. \qquad (IV.29)$$

Точка смеси $С$ находится на пересечении линий $I_с = \text{const}$ и $У'Н$.

Расход холода для охлаждения и осушки воздуха составляет:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Q_{охл} = G_{ор}\ (I_с - I_о). \qquad (IV.30)$$

Воздухоподогреватели I и II ступени в расчетных условиях теплого периода года в этой системе не используются.

Недостатком системы является сложность обеспечения автоматического регулирования. Применение этой системы не всегда представляется возможным, поскольку в ряде случаев линия, проведенная через точки *У'* и *П'*, не пересекает кривую $\varphi = 100\%$ или пересекает, но в области отрицательных или слишком низких температур. Иногда расход наружного воздуха составляет значительную долю общего расхода, вследствие чего рециркуляционного воздуха может оказаться недостаточно для обеспечения первой и второй рециркуляции.

§ 38. Кондиционирование воздуха в холодный период года

Рассмотрим построение характерных процессов кондиционирования воздуха в холодный период. Исходными данными для построения процессов являются: расчетные параметры наружного $t_н$, $I_н$ и внутреннего $t_в$, $\varphi_в$ воздуха; результаты расчета балансов по теплу $\Sigma Q_п$ и влаге ΣW; значение углового коэффициента линии процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пом} = \Sigma Q_п / \Sigma W$; принципиальная схема организации воздухообмена и системы воздухораспределения с выбором значения температуры удаляемого воздуха $t_у$; расходы наружного воздуха, установленные расчетом для теплого периода года (в зависимости от принятой системы кондиционирования) $G_п$, $G_н$, $G_{1р}$, $G_{2р}$, $G_{ор}$. Расход приточного воздуха $G_п$ принимают по расчету летнего режима с целью обеспечения устойчивости работы системы воздухораспределения.

Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха показана на рис. IV.1. Наружный воздух нагревается в воздухоподогревателе *ВПI*, адиабатно увлажняется в оросительной камере *ОК* и подвергается окончательному подогреву в воздухоподогревателе *ВПII*, после чего направляется в обслуживаемое помещение. Подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах в холодный период года учитывать не будем.

Построение процесса на *I—d*-диаграмме (рис. IV.19) начинают с нанесения точек *Н* и *В*. На линии процесса $\varepsilon_{пом}$, проведенной через точку *В*, находят положение точки *У*, характеризующей состояние удаляемого воздуха. Если состояние удаляемого воздуха соответствует параметрам внутренней среды (рабочей зоны), тогда точки *В* и *У* совпадают.

Значения энтальпии и влагосодержания, которыми должен обладать приточный воздух, соответственно должны быть:

$$I_п = I_у - \Sigma Q_п / G_п; \qquad (IV.31)$$

$$d_п = d_у - \Sigma W \cdot 10^3 / G_п. \qquad (IV.32)$$

Пересечение линий $I_п = \text{const}$ или $d_п = \text{const}$ с линией процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пом}$ определяет

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

положение точки $П$, характеризующей состояние приточного воздуха Через точку $П$ проводят линию $d_п$=const до пересечения с кривой φ=90÷95% в точке $О$ Линия $ОП$ характеризует процесс нагревания воздуха в воздухоподогревателе II ступени.

Линии $I_о$=const и $d_н$=const проводят до их взаимного пересечения в точке $К$ (параметры воздуха после воздухоподогревателя $ВП$I на входе в оросительную камеру). Таким образом, линия $НК$ — нагрев воздуха в $ВП$I; линия $КО$ — изоэнтальпийное увлажнение воздуха в оросительной камере.

Расход тепла на I ступени подогрева воздуха

$$Q_I = G_п\ (I_к - I_н) \qquad \text{(IV 33)}$$

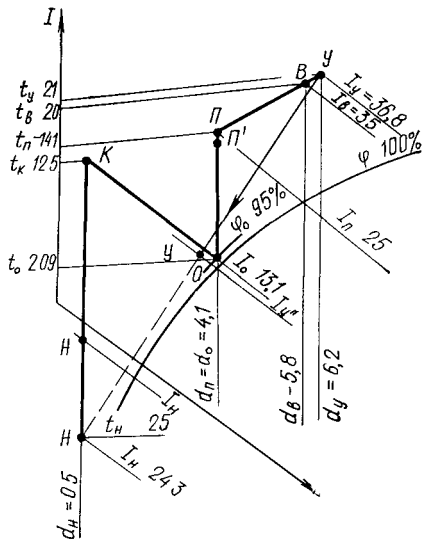


Рис IV 19 $I-d$-диаграмма изменения состояния воздуха в прямоточной СКВ для режима холодного периода

Расход тепла на II ступени подогрева воздуха

$$Q_{II} = G_п\ (I_п - I_о) \qquad \text{(IV 34)}$$

Расход воды на подпитку оросительной камеры для компенсации воды, испарившейся в процессе изоэнтальпийного увлажнения воздуха,

$$W_п = G_п\ (d_о - d_к)\ 10^{-3} \qquad \text{(IV 35)}$$

При использовании системы утилизации тепла (СУТ) удаляемого воздуха можно предварительно подогревать наружный воздух Если применяется СУТ с промежуточным теплоносителем и теплообменниками поверхностного типа, удаляемый воздух, например, охлаждается от состояния $У$ до состояния $У''$, а наружный подогревается от состояния $Н$ до состояния $Н''$

При этом от удаляемого воздуха отводится тепло

$$Q_у = G_у\ (I_у - I_{у''}). \qquad \text{(IV 36)}$$

Расход тепла, воспринимаемого наружным (приточным) воздухом, составит:

$$Q_п = G_п\ (I_{н''} - I_н) \qquad \text{(IV 37)}$$

Если пренебречь расходами тепла, теряемого или воспринимаемого элементами СУТ за счет контакта с окружающей средой и от насосов, то соблюдается равенство $Q_у = Q_п$ или

$$G_у\ (I_у - I_{у'}) = G_п\ (I_{п''} - I_н) \qquad \text{(IV 38)}$$

При использовании СУТ расход тепла воздухоподогревателем I ступени составит·

$$Q_I = G_п (I_к - I_{н''}) \qquad \text{(IV 39)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Пример IV.4. Построить на $I-d$-диаграмме (рис. IV.19) процесс кондиционирования воздуха по прямоточной схеме для холодного периода, определить расход тепла в воздухоподогревателях I и II ступеней и расход воды, испаряющейся в оросительной камере. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н = -25°C$; $\varphi_н = 80\%$; $I_н = -24{,}3$ кДж/кг; $d_н = 0{,}5$ г/кг. Расчетные параметры внутреннего воздуха: $t_в = 20°C$; $\varphi_в = 40\%$; $d_в = 5{,}8$ г/кг; $I_в = 35$ кДж/кг. Температура удаляемого воздуха $t_у = 21°$.

Расход приточного воздуха согласно расчету летнего режима $G_п = 18\,000$ кг/ч. Избытки тепла $\Sigma Q_п = 18\,000$ кДж/ч; избытки влаги $\Sigma W = 30$ кг/ч. Угловой коэффициент луча процесса $\varepsilon_{пом} = 180\,000/30 = 6000$ кДж/кг, или 6 кДж/г.

Решение. Построение на $I-d$-диаграмме начинаем с нанесения точек H и B. На линии процесса $\varepsilon_{пом}$, проведенной через точку B, находим положение точки $У$, характеризующей состояние удаляемого воздуха. Точка $У$ имеет параметры: $t_у = 21°C$; $\varphi_у = 39\%$; $I_у = 36{,}8$ кДж/кг; $d_у = 6{,}2$ г/кг.

Параметры приточного воздуха составляют: $I_п = 35 - 180\,000/18\,000 = 25$ кДж/кг; $d_п = 5{,}8 - 30 \cdot 10^3/18\,000 = 4{,}1$ г/кг.

Пересечение линии $I_п = \text{const}$ (или $d_п = \text{const}$) с линией $\varepsilon_{пом}$ определяет положение точки П, характеризующей состояние приточного воздуха: $t_п = 14{,}1°C$; $I_п = 25$ кДж/кг; $\varphi_п = 42\%$; $d_п = 4{,}1$ г/кг.

Аналитическим расчетом определяем параметры точек $У$ и $П$:

$$I_у = 35 + 1/(0{,}98 - 2{,}45/6) = 36{,}75 \text{ кДж/кг}; \quad d_у = 5{,}8 + (36{,}75 - 35)/6 =$$

$$= 6{,}09 \text{ г/кг}; \quad t_п = 20 - (0{,}98 - 2{,}45/6)\,(35 - 25) = 14{,}28\ °C;$$

$$d_п = 5{,}8 - (35 - 25)/6 = 4{,}13 \text{ г/кг}.$$

На пересечении линии $d_п = \text{const}$ с кривой $\varphi = 90\%$ находим положение точки $О$ с параметрами $t_о = 2{,}6°C$; $\varphi_о = 90\%$; $I_о = 13{,}1$ кДж/кг; $d_о = 4{,}13$ г/кг. По формуле (II.60) аналитическим расчетом определяем:

$$I_о = 4{,}13 \cdot 5{,}37 - 9{,}66 = 12{,}52 \text{ кДж/кг},$$

а по формуле (II 61)

$$t_о = (12{,}52 - 8{,}6)/1{,}88 = 2{,}09\ °C.$$

Проводим линию $I_о = \text{const}$ до пересечения с линией $d_н = \text{const}$ в точке $К$, имеющей параметры: $t_к = 12{,}5°C$; $\varphi_к = 3\%$; $I_к = 13{,}1$ кДж/кг; $d_к = 0{,}5$ г/кг. Значение $t_к$ находим по формуле (II.55):

$$t_к = 2{,}09 + 2{,}45\,(4{,}13 - 0{,}5) = 10{,}98°.$$

Расход тепла в воздухоподогревателе I ступени (без использования теплоутилизатора) составляет:

$$Q_I = 18\,000\,[13{,}1 - (-24{,}3)] = 673\,200 \text{ кДж/ч}.$$

Теплопотребление воздухоподогревателем II ступени

$$Q_{II} = 18\,000\,(25 - 13{,}1) = 214\,200 \text{ кДж/кг}.$$

При аналитическом расчете получаем:

$$Q_I = 18\,000\,[12{,}52 - (-24{,}3)] = 662\,760 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_{II} = 18\,000\,(25 - 12{,}52) = 224\,640 \text{ кДж/ч}.$$

Для уменьшения расхода тепла в процессах приготовления воздуха заданных параметров возможно применение систем кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией. Принципиальная схема такой системы показана на рис. IV.15. В этой схеме возможны два варианта смешивания наружного и рециркуляционного воздуха: до и после воздухоподогревателя I ступени.

Построение процесса на $I-d$-диаграмме при смешивании наружного и рециркуляционного воздуха до I ступени подогрева

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

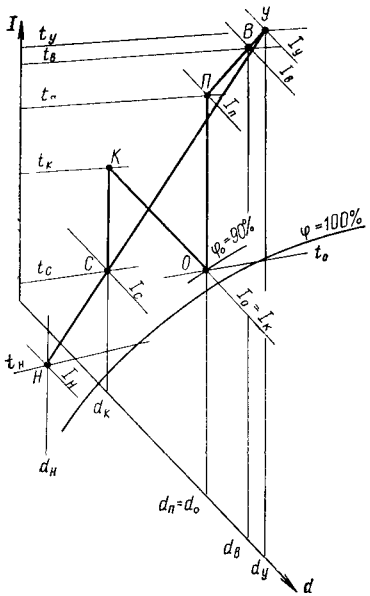


Рис. IV.20 *I — d*-диаграмма изменения состояния воздуха в СКВ с первой рециркуляцией для режима холодного периода при подмешивании рециркуляционного воздуха перед воздухоподогревателем I ступени

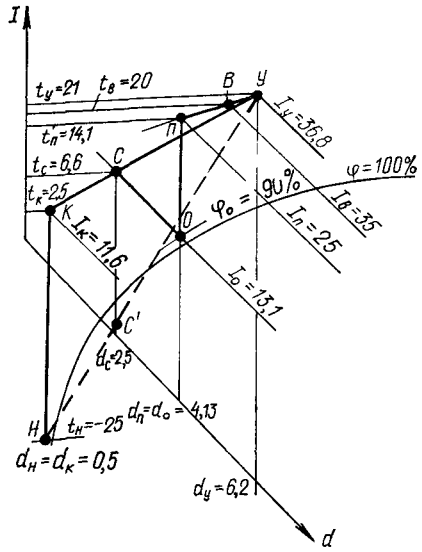


Рис. IV.21. *I — d*-диаграмма изменения состояния воздуха в СКВ с первой рециркуляцией для режима холодного периода при подмешивании рециркуляционного воздуха после воздухоподогревателя I ступени

показано на рис. IV.20. Построение начинают с нанесения точек *В* и *Н*, после чего определяют положение точек *У*, *П* и *О*. Затем соединяют точки *У* и *Н* и на этой линии (линия смеси) устанавливают положение точки смеси *С*, для чего находят $I_с$ (или $d_с$):

$$I_с = (G_н\, I_н + G_{1р}\, I_у)/G_п. \qquad (IV.40)$$

Точка смеси находится на пересечении линий *ВН* и $d_с = \text{const}$. Через точку *С* проводят линию $d_с = \text{const}$, а через точку *О* — линию $I_о = \text{const}$ до их взаимного пересечения в точке *К*, которая характеризует состояние смеси наружного и рециркуляционного воздуха после его нагревания в воздухоподогревателе I ступени. Таким образом, *НУ* является линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха; *СК* — линией изоэнтальпийного увлажнения воздуха в оросительной камере; *ОП* — линией процесса нагревания воздуха на II ступени подогрева; *ПВУ* — линией процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Расход тепла на I ступени подогрева составляет:

$$Q_1 = G_п\,(I_к - I_с). \qquad (IV.41)$$

Расход тепла на II ступени подогрева определяется по формуле (IV.34), а расход воды на подпитку (оросительной) камеры — по формуле (IV.35).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В тех случаях, когда точка смеси наружного и рециркуляционного воздуха C оказывается ниже кривой $\varphi=100\%$, что может привести к образованию тумана и выпадению влаги внутри установки кондиционирования воздуха, обычно используют схему с подмешиванием рециркуляционного воздуха после воздухоподогревателя I ступени (на рис. IV.15 показано пунктиром).

Построение процесса кондиционирования воздуха на I—d-диаграмме (рис. IV.21), как и в рассмотренных выше случаях, начинают с нанесения точек H и B и определения положения точек $У$, $П$ и $О$. После этого вычисляют значение влагосодержания в точке смеси C по формуле

$$d_c = (G_н d_н + G_{1р} d_у)/G_п. \qquad (IV.42)$$

Затем проводят линии $I_о=\text{const}$ и $d_c=\text{const}$ до их взаимного пересечения в точке C. Через точки $У$ и C проводят линию до пересечения с линией $d_н=\text{const}$ в точке K. Таким образом, HK является линией процесса нагревания воздуха на I ступени подогрева; $КУ$ — линией смеси подогретого наружного и рециркуляционного воздуха; $СО$ — линией процесса изоэнтальпийного увлажнения; $ОП$ — линией процесса нагревания воздуха на II ступени подогрева; $ПВУ$ — линией процесса изменения состояния воздуха в обслуживаемом помещении.

Расход тепла на I ступени подогрева находят по формуле:

$$Q_I = G_н (I_к - I_н). \qquad (IV.43)$$

Расход тепла на II ступени определяют по формуле (IV.34), а расход воды на подпитку оросительной камеры по формуле

$$W_и = G_п (d_о - d_c)\ 10^{-3}. \qquad (IV.44)$$

Пример IV.5. Построить на $I-d$-диаграмме процесс кондиционирования воздуха для холодного периода при схеме его обработки с первой рециркуляцией (подмешивание рециркуляционного воздуха после воздухоподогревателя I ступени). Расчетные параметры наружного воздуха: $t_н=-25°С$; $I_н=-24{,}3$ кДж/кг; $\varphi_н=80\%$; $d_н=0{,}5$ г/кг. Расчетные параметры внутреннего воздуха: $t_в=20°С$; $I_в=35$ кДж/кг; $\varphi_в=40\%$; $d_в=5{,}8$ г/кг. Общий расход приточного воздуха $G_п=18\,000$ кг/ч. Необходимый расход наружного воздуха $G_н=10\,000$ кг/ч. Расход рециркуляционного воздуха $G_{1р}=8000$ кг/ч. Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_{пом}=18\,000/30=6000$ кДж/кг. Температура удаляемого воздуха $t_у=21°С$.

Решение. Построение на $I-d$-диаграмме (рис. IV.21) начинаем с нанесения точек H и B. Далее аналогично ранее рассмотренному примеру определяем положение точек $У$, $П$ и $О$ с параметрами:

$$t_у = 21\ °С;\quad \varphi_у = 39\ \%;\quad I_у = 36{,}8\ кДж/кг;\quad d_у = 6{,}2\ г/кг;$$

$$t_п = 14{,}1\ °С;\quad \varphi_п = 42\ \%;\quad I_п = 25\ кДж/кг;\quad d_п = 4{,}13\ г/кг;$$

$$t_о = 2{,}6\ °С;\quad I_о = 13{,}1\ кДж/кг;\quad \varphi_о = 90\ \%;\quad d_о = 4{,}13\ г/кг.$$

Аналитическим расчетом получено: $I_у=36{,}75$ кДж/кг; $d_у=6{,}09$ г/кг; $d_п=4{,}13$ г/кг; $t_п=14{,}28°С$; $I_о=12{,}52$ кДж/кг; $t_о=2{,}09°С$.

По формуле (IV.42) находим влагосодержание точки смеси C:

$$d_c = \frac{10\,000 \cdot 0{,}5 + 8000 \cdot 6{,}2}{18\,000} = 2{,}5\ г/кг.$$

Точка смеси находится на пересечении линий $I_о=\text{const}$ и $d_c=\text{const}$ и имеет параметры: $t_c=6{,}6°С$; $I_c=13{,}1$ кДж/кг; $d_c=2{,}5$ г/кг; $\varphi_c=40\%$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Выполним тот же расчет аналитическим методом. Находим:

$$d_c = \frac{10\,000 \cdot 0{,}5 + 8000 \cdot 6{,}09}{18\,000} = 2{,}43 \text{ г/кг}.$$

Угловой коэффициент луча процесса смешивания

$$\varepsilon_c = \frac{36{,}75 - 12{,}52}{6{,}09 - 2{,}43} = 6{,}62 \text{ кДж/кг}.$$

Тогда $t_c = 21 - (36{,}75 - 12{,}52)\,(0{,}98 - 0{,}21/3{,}176) = 15{,}91$°С.

Через точки $У$ и $С$ проводим прямую линию до пересечения с линией $d_н = \text{const}$ в точке $К$ с параметрами: $t_к = 2{,}5$°С; $\varphi_к = 7\%$; $I_к = 1{,}6$ кДж/кг; $d_к = 0{,}5$ г/кг.

Определяем параметры точки $К$ аналитическим путем:

$$I_к = I_у - \varepsilon_c\,(d_у - d_и) = 36{,}75 - 6{,}62\,(6{,}09 - 0{,}5) = -0{,}25 \text{ кДж/кг};$$

$$t_к = t_у - (I_у - I_к)\,(0{,}98 - 2{,}45/\varepsilon_c) =$$

$$= 21 - [36{,}75 - (-0{,}25)]\,(0{,}98 - 2{,}45/6{,}62) = 1{,}57\text{ °С}.$$

Расход тепла в воздухоподогревателях I и II ступени составит:

$$Q_I = 10\,000[(1{,}6) - (-24{,}3)] = 223\,000 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_{II} = 18\,000\,(25 - 13{,}1) = 241\,200 \text{ кДж/ч}.$$

Соответственно по аналитическому методу находим:

$$Q_I = 10\,000\,[(-0{,}25) - (-24{,}3)] = 240\,500 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_{II} = 18\,000\,(25 - 12{,}52) = 224\,640 \text{ кДж/ч}.$$

Следует отметить, что при равных условиях расходы тепла на I ступени подогрева оказываются одинаковыми независимо от того, где происходит смешивание наружного и рециркуляционного воздуха: до или после воздухоподогревателя I ступени.

Рассмотрим построение процесса кондиционирования воздуха с первой и второй рециркуляциями, принципиальная схема которого показана на рис. IV.17.

На I — d-диаграмму (рис. IV.22) наносят точки $Н$ и $В$, а затем определяют положение точек $У$ и $П$. При известных расходах наружного и приточного воздуха, воздуха первой $G_{1р}$ и второй $G_{2р}$ рециркуляции, воздуха, обработанного в оросительной камере $G_{ор}$, влагосодержания рециркуляционного воздуха $d_у$ и смеси $d_{с2}$, соответствующих состоянию приточного воздуха $d_{с2} = d_п$, вычисляют влагосодержание воздуха на выходе из оросительной камеры:

$$d_о = (G_п\,d_п - G_{2р}\,d_у)/G_{ор}. \qquad \text{(IV.45)}$$

Точка $О$ находится на пересечении линии $d_о = \text{const}$ и кривой $\varphi_о = 90 \div 95\%$. Соединив точку $О$ с точкой $У$ прямой линией, на пересечении ее с линией $d_п = \text{const}$ определяют положение точки смеси $С_2$.

В зависимости от конкретных условий воздух первой рециркуляции может быть подмешан к наружному как перед воздухоподогревателем I ступени, так и после него. В зависимости от этого производится дальнейшее построение процесса (как и для системы только с первой рециркуляцией).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

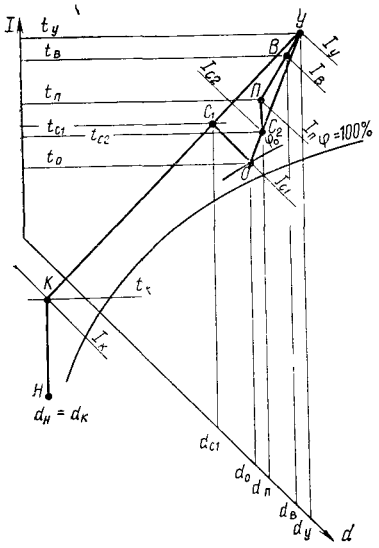


Рис. IV.22. *I — d*-диаграмма изменения состояния воздуха в СКВ с первой и второй рециркуляциями для режима холодного периода

Предположим, что смешивание наружного и рециркуляционного воздуха производится после воздухоподогревателя I ступени. Тогда влагосодержание смеси воздуха первой рециркуляции и наружного определяется по формуле

$$d_{c1} = (G_{1р}\, d_у + G_н\, d_н)/G_{ор}. \qquad (IV.46)$$

Точка смеси C_1 подогретого наружного воздуха с воздухом первой рециркуляции находится на пересечении линий d_{c1} и I_o. На пересечении продолжения линии $УC_1$ с линией $d_н$ находят положение точки K. В результате получают линии: $НК$ — процесс нагревания наружного воздуха в воздухоподогревателе I ступени; $КУ$ — процесс смешивания наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции; C_1O — процесс изоэнтальпийного увлажнения в оросительной камере; $ОУ$ — процесс смешивания воздуха, прошедшего обработку в оросительной камере, с воздухом второй рециркуляции; $C_2П$ — процесс нагрева воздуха в воздухоподогревателе II ступени; $ПВУ$ — процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Расход тепла в воздухоподогревателе I ступени находят по формуле (IV.43). Расход тепла в воздухоподогревателе II ступени

$$Q_{II} = G_п\, (I_п - I_{c2}). \qquad (IV.47)$$

Расход воды на подпитку оросительной камеры

$$W_п = G_o\, (d_o - d_{c1})\ 10^{-3}. \qquad (IV.48)$$

Рассмотренные на рис. IV.19—IV.22 процессы кондиционирования воздуха соответствуют случаям, когда в обслуживаемых помещениях наблюдаются избытки тепла и влаги. Зачастую, особенно в помещениях жилых и общественных зданий, наличие избытков тепла связано с работой систем отопления, которые чаще всего работают непрерывно. Это приводит к бесполезным затратам тепла, а также к увеличению нагрузки на СКВ. Поэтому, когда это возможно, в рабочую часть суток предусматривается отключение системы отопления, а функция обеспечения требуемых параметров микроклимата помещений полностью возлагается на СКВ. Тепловой баланс помещения в этом случае может оказаться отрицательным. Соответственно меняется направление линии процесса изменения состояния воздуха (значения $\varepsilon_{пом}$ снижаются), что приводит к необходимости увеличения параметров приточного воздуха и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

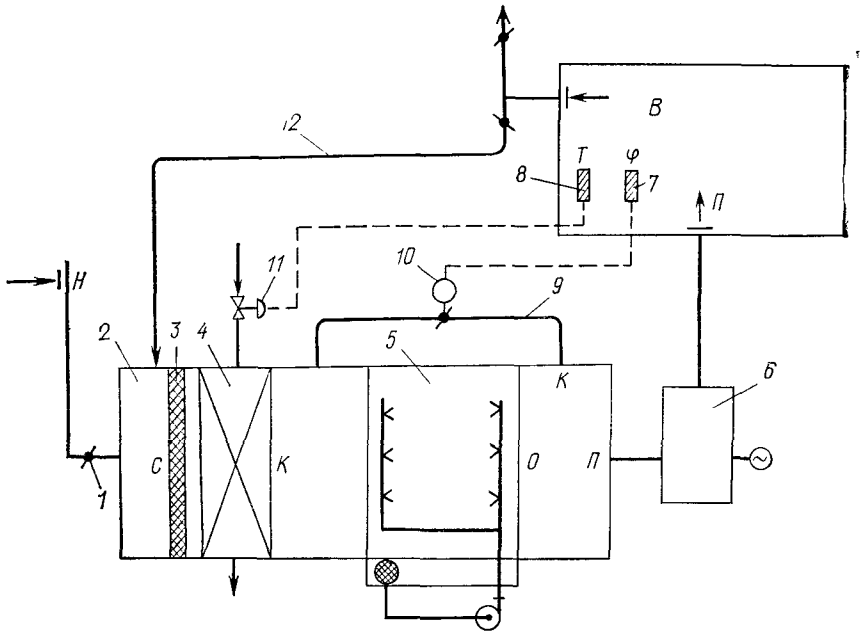


Рис. IV.23. Схема СКВ с использованием кондиционера системы двухступенчатого испарительного охлаждения для режима холодного периода

1, 10 и *11* — клапаны, *2* — смесительная камера; *3* — фильтр, *4* — теплообменник, *5* — камера орошения, *6* — вентилятор, *7* и *8* — датчики; *9* и *12* — каналы

соответственно нагрузок на воздухоподогреватель II ступени. Температуру удаляемого воздуха $t_у$ принимают равной $t_в$. Рассмотрим один из возможных примеров построения процесса кондиционирования воздуха для таких условий.

На рис. IV.23 показана принципиальная схема применения кондиционера системы двухступенчатого испарительного охлаждения в холодный период. Особенностью этой системы является то, что поверхностный теплообменник, выполняющий в теплый период функцию воздухоохладителя I ступени, имеет весьма развитую поверхность. Это связано с тем, что разность температур между обрабатываемым воздухом и холодоносителем сравнительно небольшая. В холодный период раз-

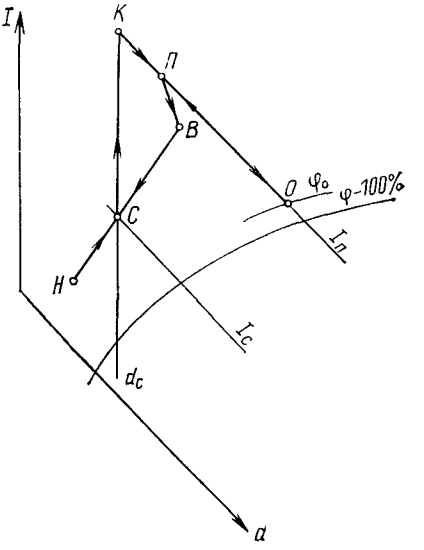


Рис. IV.24. *I — d*-диаграмма с режимом кондиционирования воздуха для холодного периода с использованием кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ность температур достигает бо́льших значений, что позволяет обеспечить его высокую теплопроизводительность. При этом оказывается целесообразным возложить на этот теплообменник не только функции I и II ступеней подогрева, но и функцию воздушного отопления.

В соответствии со схемой наружный воздух через приемный клапан *1* поступает в камеру *2*, где смешивается с рециркуляционным воздухом, подводимым по каналу *12*. Воздух нагревается в теплообменнике, и на выходе из него разделяется на два потока: один поток проходит через оросительную камеру *5*, а другой направляется в обход ее по байпасному каналу *9*. В оросительной камере производится изоэнтальпийное увлажнение воздуха, после чего увлажненный воздух вступает в смесь с воздухом, прошедшим по байпасному каналу. В обслуживаемое помещение воздух направляется по каналам с помощью вентилятора. Для регулирования температуры в помещении используется датчик *8*, воздействующий на исполнительный механизм клапана *11*, установленного на трубопроводе подачи теплоносителя. Влажность регулируется по импульсу датчика *7*, воздействующего на исполнительный механизм воздушного клапана *10*, который позволяет изменять соотношение расходов воздуха, обработанного в камере и прошедшего через байпас.

Исходными данными являются: параметры наружного $t_н$, $I_н$ и внутреннего $t_в$, $\varphi_в$ воздуха; общий расход приточного воздуха, установленный расчетом для летнего режима $G_п$; расход наружного воздуха $G_н$; баланс по полному теплу (в данном случае отрицательный) $\Sigma Q_п$; баланс по влаге ΣW; угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{пом}=\Sigma Q_п/\Sigma W$.

Построение процесса на I — d-диаграмме (рис. IV.24) начинают, как обычно, с нанесения точек H и B и вычисляют значение энтальпии приточного воздуха по формуле

$$I_п = I_в + \Sigma Q_п/G_п. \qquad (IV.49)$$

Через точку B проводят линию процесса изменения состояния воздуха $\varepsilon_{пом}$ до пересечения с линией $I_п=\text{const}$, в результате чего находят положение точки $П$. Точки H и B соединяют прямой линией, на которой находят точку смеси C, лежащую на пересечении этой линии с линией $I_с=\text{const}$, определяемой по формуле

$$I_с = (G_н I_н + G_{1р} I_в)/G_п, \qquad (IV.50)$$

где $G_{1р}$ — расход воздуха первой рециркуляции, определяемый по формуле (IV 20), кг/ч.

Через точку C проводят линию $d_с=\text{const}$, а через точку $П$ — линию $I_п=\text{const}$ до их взаимного пересечения в точке K (параметры воздуха после воздухоподогревателя).

На пересечении линии $I_п=\text{const}$ с кривой $\varphi_0=90\div95\%$ находят положение точки O, характеризующей состояние части воздуха, прошедшей изоэнтальпийное увлажнение в оросительной камере.

Расход воздуха, прошедшего через байпас, составляет:

$$G_б = G_п\,(d_о - d_п)/(d_о - d_к). \qquad (IV.51)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Расход воздуха, обрабатываемого в оросительной камере, находят по формуле (IV.8). Расход тепла на нагревание воздуха определяется по формуле

$$Q_1 = G_п (I_к - I_с). \qquad (IV.52)$$

§ 39. Кондиционирование воздуха с применением жидких абсорбентов

В § 21 и 25 были рассмотрены понятия о взаимодействии воздуха с поверхностью растворов солей. Было показано, что над поверхностью растворов упругость водяного пара ниже, чем над чистой водной поверхностью, при одинаковых температурах, и в общем случае является функцией температуры и концентрации раствора, т. е.

$$p_п = f(t, K_р).$$

Используя это свойство, в контакте с растворами можно осуществлять практически любые процессы изменения состояния воздуха (см. рис. II.10). При этом необходимо лишь выбрать температуру и концентрацию раствора, для чего удобно пользоваться I—d-диаграммой (см. рис. II.25), на которой нанесены кривые концентрации $K_р$.

Применение растворов солей позволяет в одноступенчатом аппарате получить воздух требуемых параметров (для сравнения напомним, что в СКВ, где применяется вода, в теплый период года, как правило, обработка воздуха имеет две ступени, а в холодный—три). Кроме того, представляется возможным осушать воздух без применения холодильных установок, а также использовать аппарат непосредственного контакта раствора и воздуха в качестве элемента системы утилизации вторичного тепла.

Особенность использования растворов солей в системах с аппаратами непосредственного контакта заключается в том, что в процессе обработки воздуха изменяется не только температура, но и концентрация раствора. В связи с этим УКВ должна включать в себя два структурных элемента: узел кондиционирования воздуха и узел приготовления раствора.

В теплый период при осушке приточного воздуха влага из него переходит в раствор, в результате чего концентрация раствора снижается. Для восстановления концентрации раствор регенерируют. Это может быть достигнуто выпариванием избыточной влаги или, что применяется чаще, методом десорбции (контактом подогретого раствора с воздушным потоком). В холодный период «приготовление» раствора заключается в его подогреве и добавлении воды для компенсации испарившейся.

На рис. IV.25 показана одна из возможных схем СКВ с использованием наиболее часто применяемого раствора хлористого лития. В этой системе узел кондиционирования воздуха включает в себя воздухозаборное устройство *1*, воздушный фильтр, камеру

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

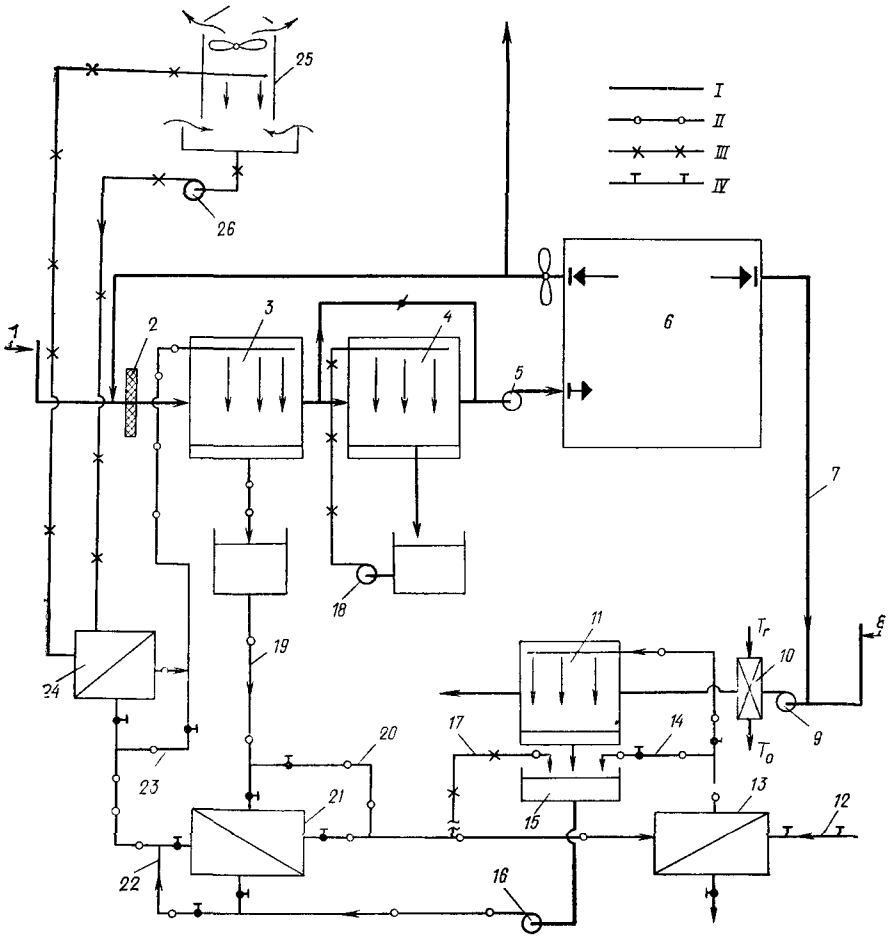


Рис. IV.25. Схема СКВ с применением раствора хлористого лития

1 и *8* — воздухозаборные устройства; *2* — воздушный фильтр; *3* — абсорбер, *4* — камера адиабатного охлаждения, *5* и *9* — вентиляторы, *6* — обслуживаемое помещение, *7* — воздуховод, *10* — воздухоподогреватель, *11* — камера регенерации раствора, *12*, *14*, *19*, *20*, *22* и *23* — трубопроводы, *13* — подогреватель раствора, *15* — бак, *16* *18* и *26* — насосы, *17* — водопровод, *21* — теплообменник-утилизатор, *24* — охладитель, *25* — градирня, *I* — воздух, *II* — раствор, *III* — вода; *IV* — теплоноситель

обработки воздуха (абсорбер), камеру адиабатного охлаждения воздуха, а также вентиляторную установку *5*.

Рассмотрим работу узла «приготовления» раствора. В теплый период года раствор, понизивший свою концентрацию в абсорбере, направляется к подогревателю. По пути к нему раствор предварительно подогревается в теплообменнике-утилизаторе за счет тепла, отводимого от нагретого регенерированного раствора. Питание подогревателя осуществляется низкопотенциальным теплоносителем от источников вторичных энергоресурсов (ВЭР) по трубопроводу *12*. При отсутствии ВЭР или нецелесообразности их

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

применения можно использовать тепло из тепловых сетей. Для регенерации раствора используют наружный воздух, который поступает через заборное устройство *8*. В ряде случаев для этой цели можно применять воздух, удаляемый из обслуживаемого помещения, если его влагосодержание ниже, чем у наружного воздуха. Регенерационный воздух перед поступлением в камеру *11* может быть подогрет в воздухоподогревателе. Регенерированный раствор из бака через теплообменник-утилизатор поступает в охладитель, где приобретает требуемую температуру, а затем направляется в абсорбер. Для охлаждения воды, питающей охладитель, используется градирня.

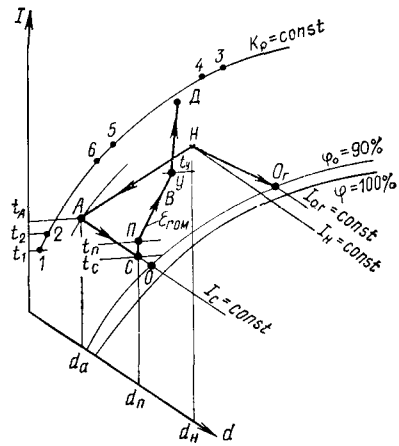


Рис. IV.26. *I — d*-диаграмма изменения состояния воздуха в СКВ с применением раствора хлористого лития для помещений с небольшими влаговыделениями для режима теплого периода

В холодный период года раствор, охладившийся и повысивший свою концентрацию в абсорбере, направляется в подогреватель. Для возмещения испарившейся влаги к раствору добавляют воду из водопровода, после чего раствор по трубопроводам *22* и *23* направляется вновь в абсорбер.

Построение на *I—d*-диаграмме процесса кондиционирования воздуха в теплый период года для помещений, где преимущественно происходят выделения явного тепла, выполняют следующим образом. Исходными данными при построении процесса являются параметры наружного и внутреннего воздуха, избытки полного тепла $\Sigma Q_{\text{п}}$ и влаги ΣW, значения температур приточного $t_{\text{п}}$ и удаляемого воздуха $t_{\text{у}}$, выбираемые в зависимости от принятой схемы организации воздухообмена и типа воздухораспределяющих устройств (см. § 6). На *I—d*-диаграмму (рис. IV.26) наносят точки *Н* и *В*. Вычисляют значение углового коэффициента линии процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon_{\text{пом}}$. Через точку *В* проводят линию процесса $\varepsilon_{\text{пом}}$ до пересечения с изотермами $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{у}}$, в результате чего соответственно определяют положение точек *П* и *У*. Расход приточного воздуха $G_{\text{п}}$ находят по формуле (IV.2) или (IV.3). Определяют температуру воздуха, которую можно получить при охлаждении раствора водой из оборотной системы охлаждения, для чего находят по формуле (IV.11) температуру воды $t^{\text{г}}_{w,\text{к}}$, а по формуле (IV.13) $t^{\text{г}}_{w,\text{н}}$. Вычисляют значение средней температуры воды в охладителе раствора:

$$t_{w,\text{ср}} = 0{,}5\,(t^{\text{г}}_{w,\text{к}} + t^{\text{г}}_{w,\text{н}}). \qquad \text{(IV.53)}$$

В соответствии с рекомендациями [1] температуру охлажденного раствора принимают $t_1 = t_{w,\text{ср}} + (5 \div 7)$, а температуру раство-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ра на выходе из абсорбера $t_2 = t_1 + \Delta t_{раст}$. Рекомендуется принимать $\Delta t_{раст} = 2°$.

Конечную температуру осушенного воздуха принимают:

$$t_a = t_2 + (1 \div 2). \qquad (IV.54)$$

Тогда, проводя линию $I_c = \text{const}$ до пересечения с линиями t_a и $\varphi_0 = 90\%$, определяют положение точек A и O и соединяют точки H и A. Таким образом, линия HA соответствует процессу осушки воздуха в абсорбере, а линия HO — процессу изоэнтальпийного охлаждения.

Расходы тепла и влаги, отведенные от воздуха в процессе осушки, составят:

$$\Delta Q = G_п (I_н - I_а); \qquad (IV.55)$$

$$\Delta W = G_п (d_н - d_а)\ 10^{-3}. \qquad (IV.56)$$

При определении концентрации раствора принимается, что парциальное давление водяного пара, Па, над поверхностью раствора для точки *2* должно быть:

$$p_{п2} = p_{п.а} + (133 \div 266). \qquad (IV.57)$$

Тогда точка *2* находится на пересечении линий $p_{п2}$ и t_2. Используя I—d-диаграмму, приведенную на рис. II.25, находят значение концентрации раствора $K_р$, соответствующее этой точке. Расход раствора определяют по формуле

$$G_{раст} = \Delta Q Z/(c_{раст}\ \Delta\ t_{раст}), \qquad (IV.58)$$

где $Z = 1{,}05$ — коэффициент учета теплоты разбавления.

На рис. IV.26 показан характер изменения параметров раствора при использовании его в УКВ. Следует отметить, что в процессе сорбции концентрация раствора изменяется незначительно (0,1—0,4%), поэтому на $I - d$-диаграмме процесс изменения состояния раствора практически может быть изображен по линии $K_р = \text{const}$. Для реконцентрации (регенерации) раствора методом воздушной десорбции предпочтительно использовать воздух, удаляемый из кондиционируемого помещения, поскольку его влагосодержание ниже, чем у наружного.

Количество удаляемого воздуха $G_у$ определяют в соответствии с указаниями (§ 6). Тогда влагосодержание воздуха, уходящего после камеры реконцентрации:

$$d_а = d_у + \Delta W \cdot 10^3/G_у. \qquad (IV.59)$$

С помощью $I - d$-диаграммы находят значение парциального давления водяного пара $p_{п.а}$, соответствующее вычисленному значению $d_а$. Конечное парциальное давление водяного пара, Па, над поверхностью раствора (после регенерации) принимают равным: $p_{п4} = p_{п.а} + 240$. Используя $I - d$-диаграмму, находят значение влагосодержания d_4, соответствующее значению $p_{п4}$, и на пересечении линий d_4 и $K_р$ — точку *4*. Затем вычисляют значение $p_{п3}$ из формулы [1]

$$N' = \frac{2\ (p_{п.д} - p_{п.у})}{(p_{п3} - p_{п.у}) + (p_{п4} - p_{п.д})}, \qquad (IV.60)$$

где N' — показатель переноса единиц массы или модифицированный массообменный Fo′:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$N' = \beta F/(G_{\text{раст}}\, a), \qquad \text{(IV.61)}$$

здесь β — коэффициент массообмена, кг/(м²·ч·Па); F — площадь поверхности тепло- и массообмена, м²; $G_{\text{раст}}$ — расход раствора, кг/ч; $a = 0{,}65 \cdot 10^{-5}$ — коэффициент, связывающий парциальное давление водяного пара с влагосодержанием воздуха, Па$^{-1}$.

Если принять значение $N' = 1$, то $p_{\text{пз}}$ будет определяться выражением

$$p_{\text{пз}} = 3\,p_{\text{п.д}} - p_{\text{п.у}} - p_{\text{п4}}. \qquad \text{(IV.62)}$$

Значение $d_{\text{пз}}$ определяют по величине $p_{\text{пз}}$ и находят положение точки *3*, характеризующей состояние раствора на входе в камеру реконцентрации, на пересечении линий $p_{\text{пз}}$ и $K_{\text{р}}$.

Проследим процесс изменения состояния раствора на *I* — *d*-диаграмме (см. рис. IV.26). Составляющими этого процесса является: *1—2* — поглощение тепла и влаги из воздуха в абсорбере; *2—6* — нагревание в теплообменнике-утилизаторе; *6—3* — нагревание в подогревателе; *3—4* — изменение состояния раствора в камере регенерации; *4—5* — охлаждение в теплообменнике-утилизаторе; *5—1* — охлаждение в охладителе.

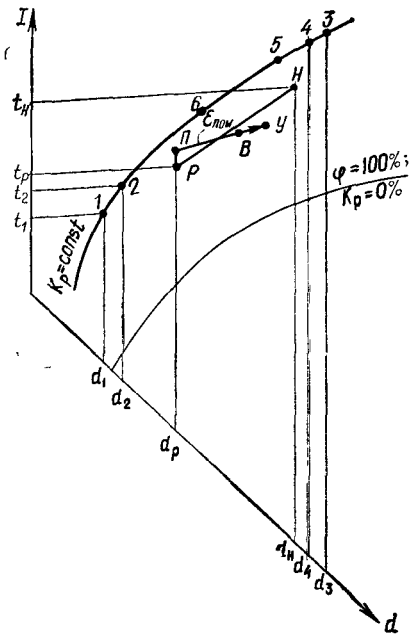


Рис. IV.27. *I* — *d*-диаграмма изменения состояния воздуха в СКВ с применением раствора хлористого лития для помещений с большими влаговыделениями для режима теплого периода

Если в обслуживаемом помещении происходит значительное выделение влаги, то изоэнтальпийного охлаждения воздуха производить не требуется. Построение процесса в этом случае будет следующим (рис. IV.27). На *I*—*d*-диаграмму наносят точки *H* и *B*, вычисляют значение $\varepsilon_{\text{пом}}$ и находят положение точек *П* и *У*. Определяют расход приточного воздуха $G_{\text{п}}$. Точку *A* в этом случае находят на пересечении линии $d_{\text{п}}$ с изотермой $t_{\text{а}} = t_{\text{п}} - (0{,}5 \div 1)$. Для определения концентрации раствора находят положение точки *2* по значению t_2, принимаемому в соответствии с формулой (IV.54), и $p_{\text{п2}}$, определяемому по формуле (IV.57). Дальнейшие расчеты и построения выполняются аналогично рассмотренному выше случаю. Для определения состояния воздуха на выходе из градирни (точка $O_{\text{г}}$, рис. IV.26) используют методику, приведенную в § 36.

§ 40. Кондиционирование воздуха с применением твердых адсорбентов

Характерной особенностью применения адсорберов является то, что в них необходимо попеременно осуществлять процессы ад-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

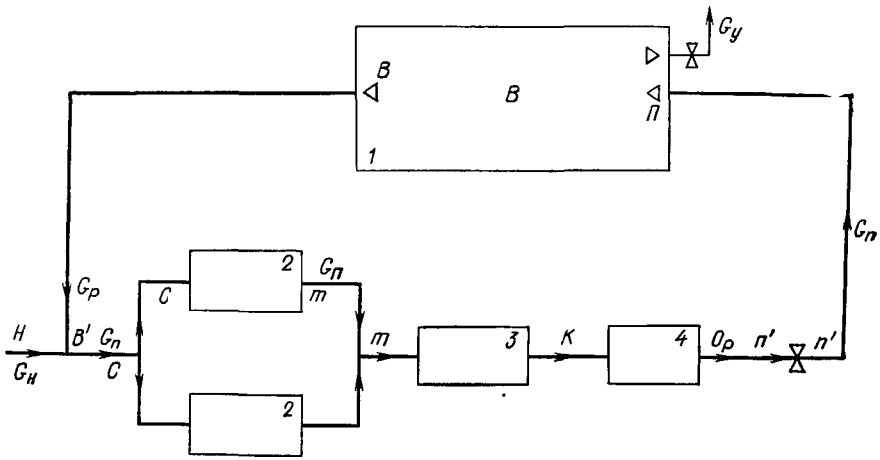


Рис. IV.28. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с применением адсорбентов

1 — кондиционируемое помещение, *2* — адсорберы, *3* — сухой поверхностный воздухоохладитель, *4* — камера орошения

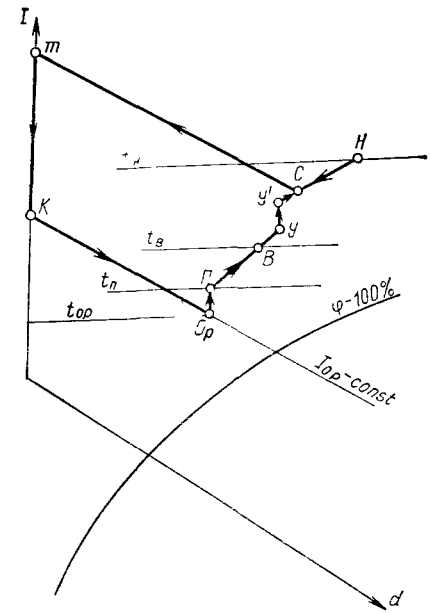


Рис. IV.29 *I — d*-диаграмма с режимом кондиционирования при применении адсорбентов для теплого периода

сорбции и активации. Поэтому для обеспечения непрерывного процесса осушения воздуха адсорберы дублируют. В то время как один аппарат адсорбирует влагу, другой подвергается активации. Продолжительность процесса активации принимается равной продолжительности процесса адсорбции. Аппараты переключаются автоматически с помощью реле времени.

Продолжительность периода адсорбции выбирают в зависимости от конкретных условий (от 10 мин до 8 ч). Выше (§ 22) было сказано, что в процессе активации вначале происходит нагревание адсорбента и испарение влаги, а затем охлаждение. Длительность нагревания и испарения влаги составляет примерно 70%, а охлаждение — 30% от общей продолжительности активации.

Схема СКВ с применением адсорбентов представлена на рис. IV.28. Наружный воздух после смешения с рециркуляционным поступает в адсорбер и осушается в нем. Затем смесь поступает для охлаждения в сухой поверхностный воздухоохладитель (через

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

который обычно пропускается вода, охлажденная в градирне). После охлаждения смесь поступает в увлажнительную камеру с регулируемым режимом, в которой адиабатически увлажняется, приобретая параметры $O_р$. В вентиляторе и воздуховодах воздух подогревается до состояния $П$ и поступает в обслуживаемое помещение. Рециркуляционный воздух изменяет свои параметры от точки $У$ до точки $У'$.

На рис. IV.29 дано построение на $I-d$-диаграмме процесса кондиционирования воздуха (летний режим) по схеме обработки воздуха с первой рециркуляцией и использованием твердых сорбентов. Исходными данными являются: параметры наружного и внутреннего воздуха, избытки тепла и влаги, минимальный расход наружного воздуха, температуры $t_п$ и $t_у$. Строят этот процесс следующим образом. Через точку B, соответствующую состоянию внутреннего воздуха, проводят луч процесса в помещении. На направлении этого луча находят положение точек $П$ и $У$. Расход приточного воздуха определяют по формуле (IV.2) или (IV.3).

Далее находят положение точек $У$ и $O_р$. Через точку $O_р$ проводят линию $I_{о\,р}=\text{const}$ до пересечения с линией $d=0$ в точке K, характеризующей состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя. Расход воздуха первой рециркуляции вычисляют по формуле (IV.20). Через точку H, соответствующую состоянию наружного воздуха, и через точку $У$ проводят прямую смеси. Положение точки смеси на этой прямой находят на ее пересечении с линией $d_с=\text{const}$, определив значение $d_с$ по формуле (IV.22). С помощью выражения (II.74) вычисляют угловой коэффициент луча процесса в адсорбере и затем через точку C проводят луч процесса адсорбции до пересечения с линией $d=0$. Точка пересечения m характеризует состояние воздуха, выходящего из адсорбера. Линия mK соответствует процессу в сухом воздухоохладителе ($\varepsilon=-\infty$).

На основании этого построения имеем:

расход сконденсировавшейся в адсорбере влаги

$$W_с = G_п\,(d_с - d_m)\;10^{-3}; \qquad \text{(IV.63)}$$

расход тепла, отведенного от воздуха в сухом поверхностном воздухоохладителе:

$$Q_{с.о} = G_п\,(I_m - I_к). \qquad \text{(IV.64)}$$

Полученные таким путем $W_с$ и $Q_{с\,о}$, а также значения температур, которые можно взять непосредственно из I—d-диаграммы, являются исходными данными для расчета адсорбера, сухого воздухоохладителя и оросительной камеры.

На рис. IV.30 приведена схема устройства адсорбера, состоящего из двух симметрично расположенных камер, внутри которых на полках *6* расположены слои адсорбента Осушаемый воздух поступает через торцовое отверстие и, пройдя слой адсорбента, отводится через канал *8*. В это время в соседней камере происходит активация. Горячий воздух поступает также через торцовое отверстие и, пройдя слой адсорбента, отводится в канал *5*.

Активирующий воздух нагревается при помощи калориферов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

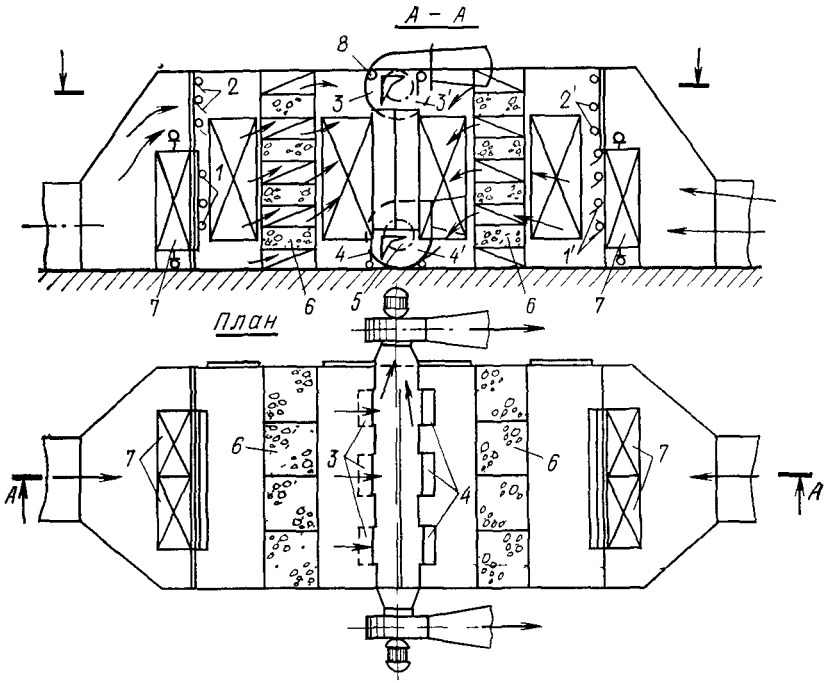


Рис. IV.30. Схема адсорбера периодического действия

7, установленных в каждой из камер. Допустим, что левая камера работает на адсорбцию, а в правой происходит процесс активации. В этом случае клапан *1* закрыт, а через клапан *2* в левую камеру поступает воздух, подлежащий осушению. Клапан *3* открыт, клапан *4* закрыт. Осушенный воздух из левой камеры поступает в канал *8* и далее направляется по своему назначению. В правой камере клапаны *2'* и *3'* закрыты, а клапаны *1'* и *4'* — открыты. Нагретый в калориферах (правой камеры) воздух проходит через слой адсорбента и затем отводится через канал *5*.

Расчет адсорбера заключается в определении необходимой площади фасадной поверхности слоя и его толщины. Для поглощения из воздуха влаги в количестве W_c, определенном по формуле (IV.63), необходимый объем адсорбента должен быть:

$$V = F\,\delta = \frac{W_c\, z}{a\,\rho_a}\,10^{-3}, \qquad \text{(IV.65)}$$

где F — площадь фасадной поверхности слоя адсорбента, м², δ — толщина слоя, м; ρ_a — плотность адсорбента, кг/м³; z — продолжительность адсорбции, ч

Значение F может быть определено из выражения

$$F = \frac{G_п}{\rho \cdot 3600\, v}, \qquad \text{(IV.66)}$$

где v — скорость воздуха, отнесенная к площади фасадной поверхности слоя адсорбента, м/с (в связи со значительным сопротивлением слоя адсорбента v принимают 0,15—0,5 м/с); ρ — плотность воздуха, кг/м³

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Из совместного решения уравнений (IV.65) и (IV.66) находим выражение для определения толщины слоя адсорбента, м:

$$\delta = \frac{(d_1 - d_2)\ \rho\ z\ v}{a\ \rho_a}\ 10^{-3} \cdot 3600. \qquad \text{(IV.67)}$$

§ 41. Процессы вентиляции и кондиционирования воздуха в смежных помещениях с различным характером выделения вредностей

В некоторых зданиях осуществляется зонирование помещений в зависимости от характера происходящих в них процессов, наличия вредных и неприятных веществ в воздухе, требований к чистоте. Рассмотрим построение процессов вентиляции и кондиционирования воздуха для смежных помещений с различным характером выделяющихся вредностей. Характерными в этом отношении являются предприятия общественного питания, принципиальная схема организации воздухообмена в которых (обеденный зал — кухня) показана на рис. IV.31. В обеденном зале предусматривается устройство кондиционирования воздуха, а в кухне — вентиляции. Исходными данными являются величины тепло-и влагоизбытков по каждому помещению для теплого и холодного периодов года, а также расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха.

Для летнего режима на $I - d$-диаграмму (рис. IV.32) наносим точки $Н_б$ и $В_з$, соответствующие расчетным параметрам Б наружного и внутреннего воздуха (для зала). Через точку $В_з$ проводим луч процесса $\varepsilon_з$ до пересечения с изотермами $t_п$ и $t_у$ и получаем точки $П_з$ и $У_з$, соответствующие параметрам приточного и удаляемого воздуха. Принимаем, что через проем между обеденным залом и кухней перетекает доля a воздуха, удаляемого из зала, с параметрами $В_з$. Из верхней зоны зала удаляется доля воздуха $1 - a$ с параметрами $У_з$. Тогда запишем:

$$Q_{п\ з} = a G_{п\ з} (I_{в\ з} - I_{п\ з}) + (1 - a)\ G_{п.з} (I_{у.з} - I_п),$$

где $Q_{п\ з}$ — избытки полного тепла в зале

Воздухообмен в зале составляет:

$$G_{п.з} = Q_{п\ з}/[(1 - a)\ (I_{у\ з} - I_{п\ з}) + a\ (I_{в\ з} - I_{п.з})];$$

$$G_{п.з} = Q_{п\ з}/\{[a I_{в.з} + (1 - a)\ I_{у.з}] - I_{п\ з}\}. \qquad \text{(IV.68)}$$

Через точку $П_з$ проводим линию $d_{п\ з} = \text{const}$. На пересечении с кривой $\varphi = 90 \div 95\%$ получаем точку $О$, а на пересечении с изотермой $t'_п = t_{п\ з} - (0{,}5 \div 1)$ — точку $П'_з$. Соединяем точки $Н$ и $О$ (линия процесса охлаждения и осушки воздуха).

При построении процессов изменения состояния воздуха учитываем следующие предпосылки:

при расчетных параметрах наружного воздуха А в помещении обеденного зала состояние воздушной среды поддерживается таким же, как и при расчетных условиях Б при сохранении расчетной величины воздухообмена;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

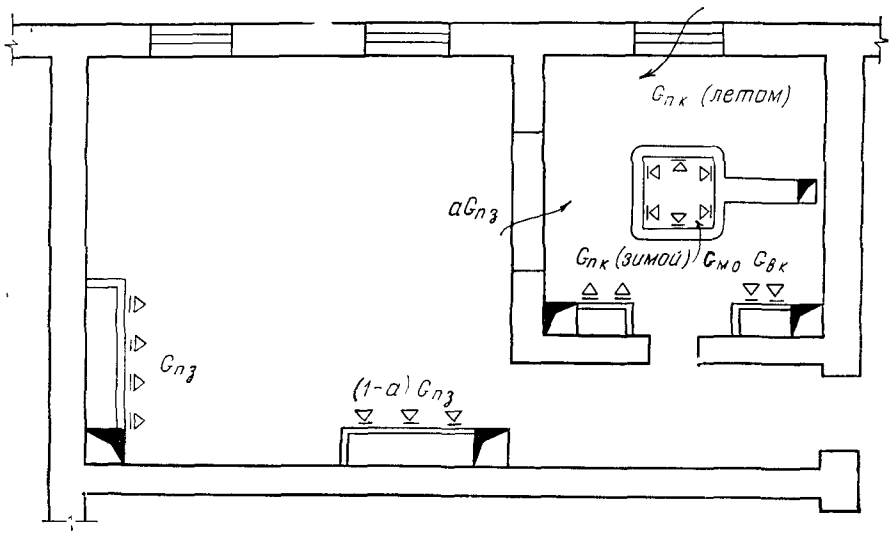


Рис. IV.31. Принципиальная схема организации воздухообмена в помещениях с различным характером выделения вредностей

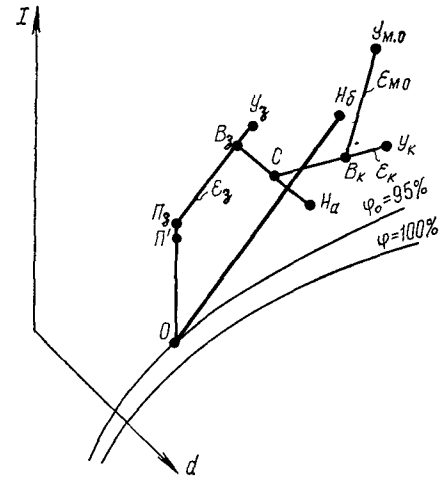


Рис. IV.32. *I — d*-диаграмма с режимами кондиционирования воздуха и вентиляции помещений с различным характером выделения вредностей для режима теплого периода

в теплый период года наружный воздух поступает в помещение кухни через оконные проемы, имея параметры $H_а$, после чего вступает в смесь с воздухом, перетекающим из зала через проем.

Соединяя точки $H_а$ и $B_з$ прямой, условно задаемся положением точки смеси C на этой линии. Эта точка соответствует условным средним параметрам приточного воздуха. Через точку C проводим луч процесса изменения состояния воздуха в кухне $\varepsilon_к$ до пересечения с изотермами $t_{в.к}$ и $t_{у.к}$, в результате чего получаем точки $B_к$ и $У_к$. Через точку $B_к$ проводим луч процесса изменения состояния воздуха в местном отсосе $\varepsilon_{м.о}=\Sigma Q_{м.о}/\Sigma W_{м.о}$ до пересечения с изотермой $t_{м.о}=42°C$ в точке $У_{м.о}$. При этом тепловыделения $\Sigma Q_{м.о}$ и влаговыделения $\Sigma W_{м.о}$ составляют примерно 60% соответствующих выделений от оборудования, размещенного под отсосом.

Расход воздуха, удаляемого через местный отсос, составит:

$$G_{м.о}=Q_{м.о}/(I_{у.м.о}-I_{в.к}). \qquad \text{(IV.69)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Расход тепла, ассимилируемого воздухом местного отсоса из помещения кухни:

$$Q_{м.о} = G_{м.о}\,(I_{в.к} - I_с). \qquad (IV.70)$$

Расход тепла, ассимилируемого воздухом, удаляемым из верхней зоны кухни:

$$Q_{общ.к} = Q_{п.} - Q_{м.о}. \qquad (IV.71)$$

Расход воздуха, удаляемого из верхней зоны кухни:

$$G_{в.к} = Q_{общ.к}/(I_{у.к} - I_с). \qquad (IV.72)$$

Общий расход воздуха, удаляемого из кухни:

$$G_к = G_{м.о} + G_{в.к}. \qquad (IV.73)$$

Проверяем правильность выбора положения точки смеси C на линии HB с помощью пропорции $HC/HB_з = aG_з/G_к$, откуда $HC = HB_з(aG_з/G_к)$. Если расхождение не превышает 10% заданного значения, построение можно считать законченным. В ином случае следует произвести перестроение.

Расход приточного воздуха для кухни составляет:

$$G_{п.к} = G_к - aG_{п.з}. \qquad (IV.74)$$

Для зимнего режима, построение начинаем с процесса кондиционирования в обедненном зале. Наносим точки $H_б$ и $B_з$ на $I-d$-диаграмму (рис. IV.33). Через точку $B_з$ проводим линию процесса в помещении $\varepsilon_з$ до пересечения с изотермой $t_{у.з}$ в точке $У_з$. Принимая расход воздуха по летнему режиму, при известном значении доли a находим энтальпию приточного воздуха для зала:

$$I_п = [aI_{в.з} + (1-a)\ I_{у.з}] - Q_{п.з}/G_з. \qquad (IV.75)$$

Точка $П$, характеризующая состояние приточного воздуха, находится на пересечении линий $\varepsilon_з$ и $I_п = \text{const}$. На пересечении линий $d_п = \text{const}$ и $\varphi = 90 \div 95\%$ находим точку $О$. Точка $К$ находится на пересечении линий $I_о = \text{const}$ и $d_н = \text{const}$. Построение процесса для обеденного зала на этом заканчивается.

На $I-d$-диаграмме (см. рис. IV.33) производим ориентировочное построение характера процесса изменения состояния воздуха в кухне: $H_а K_в$ — подогрев воздуха в воздухонагревателе; $K_в B_з$ — смешивание подогретого наружного воздуха и воздуха, поступающего из обеденного

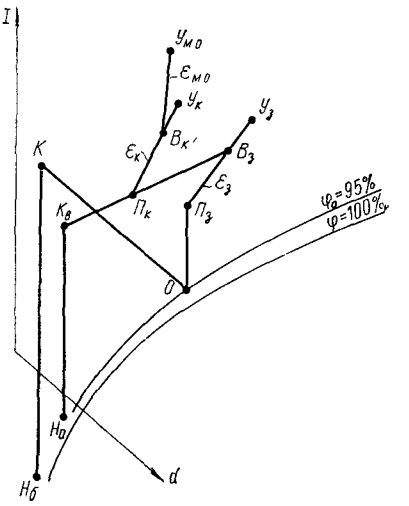


Рис. IV.33. *I — d*-диаграмма с режимами кондиционирования воздуха и вентиляции помещений с различным характером выделения вредностей для режима холодного периода

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

зала; $П_к В_к У_{м.о}$ — изменение состояния воздуха в местном отсосе. Из выражения $\varepsilon=[(I_2-I_1)/(d_2-d_1)]\,10^3$ находим:

$$\Delta d = d_2 - d_1 \approx 1{,}005\ (t_2 - t_1)\ 10^3/(\varepsilon - 2501). \qquad (IV.76)$$

В зависимости от схемы организации воздухообмена выбираем значения температур $t_{у.к}$ и $t_{п.к}$. При заданном значении $G_{м.о}$ расход воздуха для вентиляции кухни $G_к$ определяется из уравнения

$$W_к = G_{м.о}\ (d_{в.к} - d_{п.к})\ 10^{-3} + (G_к - G_{м.о})\ (d_{у.к} - d_{п.к})\ 10^{-3}. \qquad (IV.77)$$

Используя зависимость (IV.77), получаем:

$$G_к = W_к\ (\varepsilon_к - 2501)/[1{,}005\ (t_{у.к} - t_{п\ к})] + \\ + G_{м.о}\ (t_{у.к} - t_{в.к})/(t_{у.к} - t_{п.к}). \qquad (IV.78)$$

Расход приточного воздуха для кухни составляет:

$$G_{п.к} = G_к - a G_з. \qquad (IV.79)$$

Из выражения $G_{п.к} d_{н.а} + a G_з d_{в.з} = G_к d_{п.к}$ находим:

$$d_{п.к} = (G_{п.к}\ d_{н.а} + a G_з\ d_{в.з})/G_к. \qquad (IV.80)$$

На пересечении линий $t_{п.к}=\text{const}$ и $d_{п.к}=\text{const}$ находим точку $П_к$, соответствующую средним параметрам приточного воздуха для кухни. Через точки $В_з$ и $П_к$ проводим прямую до пересечения с линией $d_{н.а}=\text{const}$ в точке $К_в$. Проводим линию $\varepsilon_к$ через точку $П_к$. На пересечении этой линии с изотермами $t_{в.к}$ и $t_{у.к}$ получаем соответствующие точки $В_к$ и $У_к$. Через точку $В_к$ проводим линию $\varepsilon_{м.о}$ до пересечения с линией

$$I_{у.м.о} = I_{в.к} + \Sigma Q_{м.о}/G_{м.о}. \qquad (IV.81)$$

В результате получаем точку $У_{м.о}$, соответствующую состоянию воздуха, удаляемого из местного отсоса. На этом построение закончено. Далее следует произвести подбор и расчет оборудования.

§ 42. Исходные положения для выбора технологических схем центральных систем кондиционирования воздуха

В предыдущих параграфах рассмотрены основные технологические схемы тепловлажностной обработки воздуха. Вместе с тем неизбежно возникает необходимость выявить, какая из рассмотренных или других возможных схем должна быть применена в конкретном случае в качестве целесообразной. В настоящее время существуют методы обоснованного выбора технологических схем СКВ для любых заданных условий [34]. В основе рассмотрения принимается математическая (термодинамическая) модель для центральной СКВ, обслуживающей одно помещение. В модели ис-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

пользуются математические связи исходных условий с затратами тепла, холода, воздуха, а также воды (для процессов увлажнения). К определяющим условиям относятся: заданные параметры воздушной среды в помещении (на $I-d$-диаграмме, как описано в § 2, эти сведения представляются точкой $У$, линией $I_{у.а}$ $I_{у.в}$ или областью); характеристика наружного климата; величина и характер изменения остаточных на систему тепловых $\Sigma Q_п$ и влажностных ΣW нагрузок; минимально неизбежный расход наружного воздуха $G_{н.мин}$; характеристики отдельных элементов систем; специальные или вынужденные ограничения.

Решающая роль для выбора технологических схем с наиболее целесообразными режимами принадлежит расчетным параметрам двух групп:

величине, характеризующей тепловлажностное отношение,

$$\varepsilon_{пом} = \Sigma Q_п / \Sigma W;$$

расчетной разности эталь пий $\Delta I_м = I_у - I_м$ при минимальном и максимальном расходах наружного воздуха

$$\Delta I_{м.мин} = \Sigma Q_п / G_{н.мин}; \quad \Delta I_{м.макс} = \Sigma Q_п / G_{и.макс},$$

где $G_{н.макс}$ принимается в каком-то соотношении от $G_{н.мин}$, достигая расхода приточного воздуха в помещении.

В зависимости от значения $\varepsilon_{пом}$, $\Delta I_{м.мин}$ и $\Delta I_{м.макс}$ все возможные случаи обобщаются в четыре класса нагрузок, которые полностью определяют требования к технологическим схемам систем и режимам их работы. Графическое изображение классов нагрузок может быть представлено на $I-d$-диаграмме (рис. IV.34).

Физический смысл линии $M_{а.мин}$ $M_{в.мин}$ заключается в том, что при состоянии наружного воздуха, соответствующем любой точке на этой линии, не потребуется какая-либо его тепловлажностная обработка, если его расход равен $G_{н.мин}$ (аналогично для линии $M_{а.макс}$ $M_{в.макс}$ при максимальном расходе наружного воздуха). Если параметры наружного воздуха отличаются от этих значений, обязательно потребуются какие-то процессы тепловлажностной обработки воздуха, использование рециркуляции или переменного расхода наружного воздуха.

Например, при параметрах наружного воздуха точки H_1 для первого класса нагрузок потребуется охлаждение и осушка воздуха до состояния, характеризуемого точкой K_1, а затем нагрев до точки $M_{а.мин}$ (второй подогрев будет отсутствовать лишь при использовании для осушки воздуха сорбентов); для третьего класса нагрузок неизбежна первая рециркуляция (поскольку обеспечить состояние воздуха в точке $M_{а.мин}$ традиционными способами невозможно) и последующее охлаждение смеси наружного и рециркуляционного воздуха (точка C) до состояния, соответствующего точке K_2. При параметрах наружного воздуха точки H_2 для первого класса нагрузок потребуется нагрев воздуха до энтальпии $I_{м.а.мин}$, а затем адиабатное увлажнение до

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

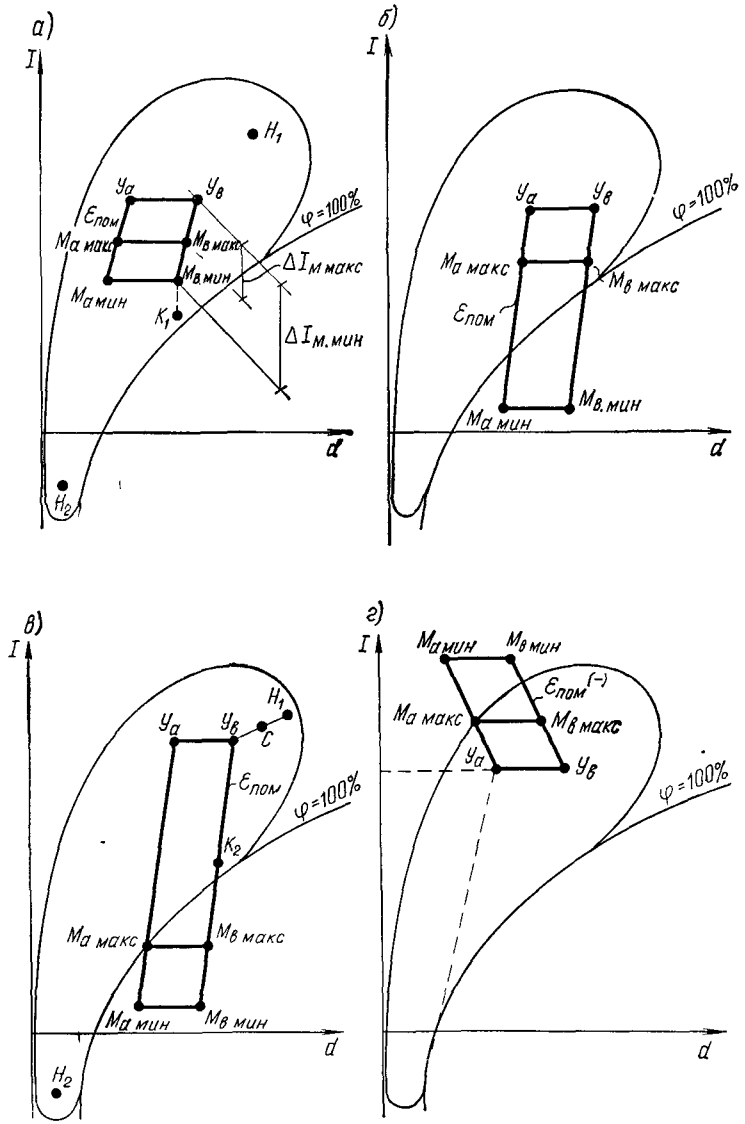


Рис. IV.34. Исходные схемы модели, определяющие классы нагрузок при параметрах воздуха в помещении, заданных линией $y_а$ $y_в$

а — I класс нагрузок линии $M_{а.мин}$ $M_{в.мин}$ и $M_{а.макс}$ $M_{в.макс}$ выше $\varphi=100\%$; *б* — II класс нагрузок линия $M_{а.мин}$ $M_{в.мин}$ ниже $\varphi=100\%$; линия $M_{а.макс}$ $M_{в.макс}$ выше $\varphi=100\%$; *в* — III класс нагрузок. линия $M_{а.мин}$ $M_{в.мин}$ ниже $\varphi=100\%$; линия $M_{а.макс}$ $M_{в.макс}$ ниже $\varphi=100\%$ или точки $M_{а.макс}$ находятся на $\varphi=100\%$; *г* — IV класс нагрузок: линии $M_{а.мин}$ $M_{в.мин}$ и $M_{а.макс}$ $M_{в.макс}$ выше касательной к $\varphi=100\%$, проведенной через точку $y_а$ или выше изотермы $t_у$ (дефицит тепла в помещении)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

состояния, характеризуемого точкой $M_{а.мин}$; для третьего класса нагрузок обязателен нагрев наружного воздуха до энтальпии $I_{м.а\text{-}мин}$ и затем смешение с последующим адиабатным увлажнением или смешение наружного и рециркуляционного воздуха, а затем нагрев и адиабатное увлажнение смеси. Из примеров видно, что технологические схемы существенно отличаются для первого и третьего классов нагрузок: для первого класса не обязательна первая рециркуляция, но кроме первого подогрева требуется второй подогрев (точнее, требуется одновременное потребление холода и теплоты); для третьего класса не требуется второй подогрев, но обязательно использование первой рециркуляции.

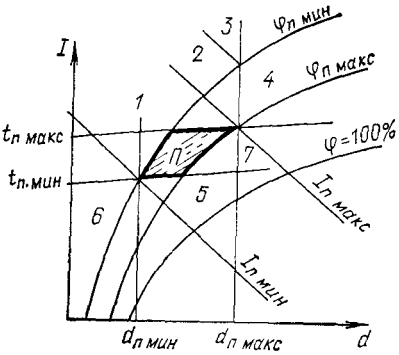


Рис. IV.35. К выбору способа обработки воздуха

Второй и четвертый классы нагрузок по решению технологических схем аналогичны первому классу, однако при одной и той же технологической схеме для каждого класса нагрузок режимы работы систем при одних и тех же параметрах наружного воздуха могут существенно различаться.

Рациональные режимы, обеспечивающие наилучшие технико-экономические показатели систем выбираются на основе термодинамической модели. Рассмотрим упрощенный способ выбора целесообразной схемы обработки воздуха для расчетного режима работы на примере прямоточной СКВ. Учитывая определяющие условия, находим на $I-d$-диаграмме (рис. IV.35) область $П$, характеризующую состояние приточного воздуха. Для упрощения рисунка расположение зоны внутренних параметров на нем не показано. Ориентируясь на рассмотренные ранее технологические схемы (в данном случае имеются в виду прямоточные) и осуществляемые в них процессы тепловлажностной обработки воздуха, на поле $I-d$-диаграммы можно выделить области их применения. Если точка $Н$ расположена в области $П$, то нагрева, охлаждения, увлажнения или осушки приточного воздуха предусматривать не требуется (режим вентиляции). При расположении точки $Н$ в зоне *1* для получения параметров $П$ достаточно применения регулируемого прямого адиабатного охлаждения. Если точка $Н$ находится в зоне *2*, целесообразно применять косвенное или комбинированное испарительное охлаждение; при нахождении в зоне *3* — сухое охлаждение с использованием искусственного холода. Для зоны *4* характерно применение охлаждения и осушки с использованием источников холода. В случае, когда точка $Н$ находится в зоне *5*, применяется только нагревание воздуха, в зоне *6* — нагревание и увлажнение, а в зоне *7* — осушка и подогрев.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава V. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ И РЕШЕНИЯ СКВ В ЗДАНИЯХ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

§ 43. Общие принципы решений

Выбор принципиальной схемы СКВ для конкретного объекта производится с учетом назначения и архитектурно-строительного решения здания и его помещений, особенностей технологического процесса и применяемого производственного оборудования, интенсивности и характера выделяемых вредностей, расположения рабочих мест, климата района постройки. Для выбора рационального решения необходимо проработать и сравнить несколько конкурирующих вариантов. По итогам сравнительного анализа и сопоставления показателей эффективности, в числе которых, как правило, решающими являются приведенные затраты, выбирают наиболее рациональный вариант. Часто на основе системного рассмотрения [34] удается найти решение, близкое к оптимальному. В настоящее время создаются программы для проведения системных рассмотрений с помощью ЭВМ.

Все многообразие зданий и сооружений с позиции выбора СКВ можно разделить на две большие группы: здания с *помещениями значительного объема и многокомнатной планировкой.* Для помещений значительного объема, кроме того, специфична равномерность или неравномерность распределения вредностей (обычно тепло- и влаговыделений) по площади и в объеме помещения, однородность или неоднородность режимов работы и требований к параметрам внутреннего воздуха по отдельным площадям или в отдельных частях объема помещения. Для зданий с многокомнатной планировкой перечисленные специфические факторы также оказывают влияние на выбор СКВ, но наличие строительных перегородок между помещениями создает большие возможности дифференцирования принимаемых решений.

В зданиях с помещениями больших размеров при равномерном распределении и изменении тепловлажностных нагрузок применяются наиболее простые однозональные центральные СКВ. С помощью этих СКВ можно контролировать температуру внутреннего воздуха только в одной точке объема помещения, что достигается автоматическим регулированием изменения температуры приточного воздуха. При неравномерном распределении по площади и при различной интенсивности изменения тепло- и влаговыделений применяют более сложные многозональные СКВ. Их отличительной особенностью является возможность одновременного обеспечения требуемых параметров внутреннего воздуха в нескольких зонах помещения. Для этих целей в каждой обслуживаемой зоне помещения предусматривают соответствующие устройства, обеспечивающие тепловую обработку приточного воздуха в соответствии с особенностями изменения контролируемого параметра внутреннего воздуха в зоне. Конкретная реализация принципов зональности СКВ может быть весьма разнообразной.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В многокомнатных зданиях иногда можно выделить и объединить (по схеме снабжения кондиционируемым воздухом) помещения с одинаковыми требованиями к параметрам внутреннего воздуха и с одинаковой интенсивностью изменения тепловлажностных нагрузок. В этих случаях также возможно применение однозональных центральных СКВ. Однако в большинстве случаев при многокомнатной планировке наблюдается различная интенсивность изменения нагрузок по времени суток и года. Это объясняется как различиями в ориентации по странам света ограждающих конструкций помещений, так и несовпадением по времени суток условий формирования внутреннего режима. Поэтому в современных многокомнатных зданиях основное применение получили многозональные СКВ [18]. Конкретная реализация принципа зонирования достигается на основе различных устройств, обеспечивающих тепловую обработку приточного воздуха в соответствии с особенностями изменения теплового режима в помещении. Наибольшее применение в многокомнатных зданиях получили местно-центральные СКВ. Отличительной особенностью является одновременное применение центральной СКВ, в которой обрабатывается количество приточного наружного воздуха, установленное санитарными нормами, и местных агрегатов-доводчиков, в которых тепловая обработка внутреннего рециркуляционного воздуха производится в соответствии с особенностями изменения теплового режима в обслуживаемом помещении.

СКВ можно устраивать для обслуживания не всех помещений здания, а только наиболее ответственных из них по назначению. Характерным примером является необходимость устройства СКВ в хранилищах исторических и культурных ценностей, в зале размещения ЭВМ, в залах заседаний и др. Часто такие решения применяются для уже существующих зданий, где для устройства СКВ возникают дополнительные ограничения из-за затруднительности прокладки воздуховодов, отсутствия достаточного места под размещение оборудования, необходимости сохранения архитектурного облика помещения и здания. Эти ограничения могут оказывать решающее влияние на выбор типа СКВ и применяемого оборудования. В связи с дефицитом площади, требуемой под размещение холодильного оборудования, определенные преимущества приобретают СКВ на базе автономных УКВ, имеющих встроенную холодильную машину.

§ 44. СКВ для помещений значительных размеров

Для текстильных фабрик, комбинатов искусственного волокна, радиоэлектронных и машиностроительных заводов и ряда других предприятий характерно наличие цехов большой площади. По технологически комфортным требованиям к параметрам внутреннего воздуха в этих цехах требуется применение СКВ. В больших по объему и площади помещениях, характерных для современных киноконцертных залов, крытых спортивных сооружений, выставоч-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

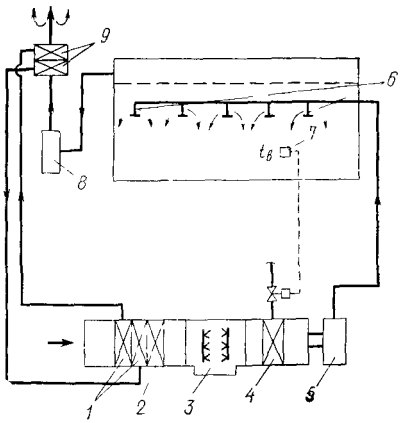


Рис. V.1. Одиозональная прямоточная центральная СКВ

1 — теплообменники для отдачи утилизируемого тепла; *2* — воздухонагреватель I подогрева; *3* — камера орошения, *4* — воздухонагреватель II подогрева, *5* — приточный вентилятор; *6* — приточные устройства, *7* — датчик контроля температуры воздуха в помещении; *8* — вытяжной вентилятор; *9* — теплообменники для извлечения утилизируемого тепла удаляемого воздуха

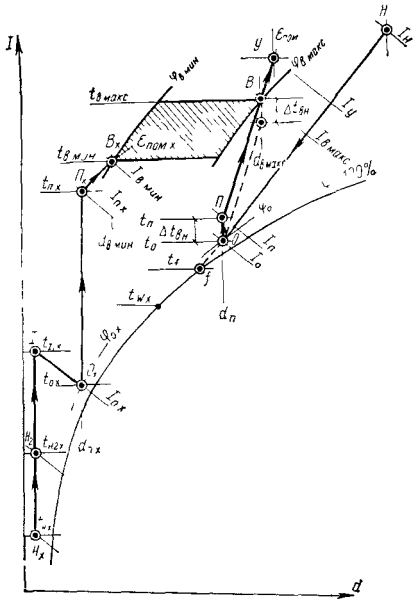


Рис. V.2. *I* **— *d*-диаграмма с режимом обработки приточного воздуха в одиозональной прямоточной СКВ в расчетных условиях теплого и холодного периодов года**

ных павильонов и лекционных аудиторий, по санитарно-гигиеническим требованиям также рационально применение СКВ.

Для помещений значительных размеров в промышленных и общественных зданиях в отечественной практике получили наибольшее распространение центральные СКВ. Прежде всего это объясняется наличием уже в 50-х годах серийного производства отечественных конструкций типовых секций, на базе которых создаются центральные установки кондиционирования воздуха. Если на СКВ возлагаются задачи круглогодового и круглосуточного поддержания требуемых внутренних параметров воздуха и не предусматриваются отдельные системы отопления в помещениях, то необходимо выбирать производительность и число УКВ таким образом, чтобы при выходе из строя одной из них производительность по воздуху оставшихся была не менее 50% расчетной, а производительность их по теплу — достаточная для поддержания нормируемой температуры воздуха в холодный период года (при расчетных параметрах Б) [40].

В больших помещениях с равномерным распределением по площади и однородным характером изменения тепло- и влагоизбытков применяются однозональные центральные СКВ (рис. V.1). Круглогодовое приготовление приточного воздуха осуществляется в центральных УКВ. Вследствие равномерности и однородности тепловых режимов поддержание температуры внутреннего возду-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ха достигается автоматическим регулированием температуры приточного воздуха, подаваемого во все помещения.

Как правило, для круглогодовой работы СКВ расчетные параметры внутреннего воздуха задаются различными для теплого и холодного периодов года. На рис. V. 2 показаны границы допустимых круглогодовых изменений температуры и влажности внутреннего воздуха (заштрихованный участок).

В расчетных условиях теплого периода (точка H) в целях экономии энергии внутренние параметры поддерживаются на верхнем допустимом уровне по температуре и влажности (точка B). Как правило, в целях сокращения требуемого количества приточного воздуха следует стремиться к достижению наибольщего рабочего перепада энтальпий, который определяется построением на $I-d$-диаграмме. От точки B на линии постоянного влагосодержания внутреннего воздуха $d_{в.макс}$ откладывают величину нагрева приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах $\Delta t_{вн}$. Через полученную вспомогательную точку проводят линию параллельно лучу процесса в помещении $\varepsilon_{пом}$ (см. рис. V.2, пунктир) до пересечения с кривой φ_o, отвечающей конечной относительной влажности приточного воздуха в применяемом теплообменном аппарате. Полученная при пересечении точка O должна быть достигнута в процессе охлаждения и осушения приточного воздуха в аппарате УКВ (процесс HO) при средней температуре охлаждающей поверхности t_f. Значение t_f должно быть проверено на выполнение условия соотношения температур холодной воды $t_{w,x}$ и охлаждающей поверхности:

$$t_f \geqslant t_{w,x} + 3. \qquad (V.1)$$

Соотношение (V.1) получено О. Я. Кокориным по результатам обобщения многочисленных исследований режимов охлаждения и осушения воздуха [17]. Если при построении найдена требуемая температура поверхности охлаждения t_f, меньшая, чем по соотношению (V.1), то это свидетельствует о невозможности осуществления выбранного процесса охлаждения и осущения воздуха. В таком случае необходимо провести новое построение, принимая более высокие параметры точки O.

На рис. V.2 показано построение, при котором достигается наибольший перепад энтальпий между удаляемым и приточным воздухом ($I_у$—$I_п$), используемый при расчете требуемого количества приточного воздуха. Рабочий перепад температур в рабочей зоне помещений ($t_{в.макс}$—$t_п$) должен быть проверен на условия обеспечения требуемой комфортности распределения приточного воздуха с помощью выбранных средств воздухораспределения. Подробные сведения о методах подбора и расчета воздухораспределителей изложены в работах [1, 5, 8].

При снижении теплоизбытков для поддержания постоянства температуры внутреннего воздуха необходимо уменьшить рабочий перепад температур. Это достигается по команде датчика (см. рис. V.1), передающего сигнал на исполнительный механизм.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

регулирующий подачу горячей воды в воздухонагреватель II подогрева. Приточный воздух будет нагреваться при постоянном влагосодержании $d_{п}$, так как в камере орошения продолжается его охлаждение и осушение до параметров точки $О$. Следовательно, использование воздухонагревателей II подогрева для поддержания постоянной температуры внутреннего воздуха в теплый период приводит к одновременному потреблению холода и тепла. При этом перерасход холода будет равен количеству тепла, расходуемому в воздухонагревателях II подогрева.

В холодный период, как правило, в целях сокращения расхода тепла на нагревание приточного воздуха целесообразно поддерживать параметры внутреннего воздуха на минимальном уровне, соответствующем точке $В_{х}$ (см. рис. V.2). Прежде чем приступить к расчету режимов обработки воздуха, следует оценить возможность сокращения расхода приточного воздуха, определенного ранее для теплого периода года.

Возможные пределы снижения расхода приточного воздуха прежде всего определяют следующими условиями: санитарно-гигиеническими требованиями по подаче расчетных минимальных количеств наружного воздуха; условиями компенсации производительности вытяжных систем и обеспечением требуемого подпора в кондиционируемом помещении; возможностями поглощения расчетных тепло- и влагоизбытков в холодный период. После установления допустимого уровня снижения воздухопроизводительности необходимо провести расчет и определить способы перестройки системы воздухораспределения, предусмотренной в помещении и рассчитанной на нормальную работу при больших количествах приточного воздуха в теплый период года. В воздухораспределительных устройствах должны быть такие приспособления, которые позволяли бы сохранить требуемую скорость движения воздуха в рабочей зоне, несмотря на сокращение количества приточного воздуха при сезонном (снижение производительности только зимой) или круглогодовом количественном регулировании. Для выполнения этих требований применяют специальные воздухораспределительные устройства [8, 15].

Режимы обработки приточного воздуха в центральной УКВ находятся построением на I—d-диаграмме (см. рис. V.2). По условиям удаления расчетных влагоизбытков при поддержании в помещении в холодный период минимального влагосодержания $d_{в.мин}$ вычисляют требуемое влагосодержание приточного воздуха $d_{п.х}$. Через точку $В_{х}$ проводят линию луча процесса $\varepsilon_{пом.х}$. В месте пересечения линий $\varepsilon_{пом.х}$ и $d_{п.х}$ находят точку $П_{х}$, отвечающую требуемым параметрам приточного воздуха. На рис. V.2 приведено построение при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков.

Наружный воздух в холодный период имеет расчетные параметры (точка $Н_{х}$) с более низкой температурой и влагосодержанием, чем требуемые параметры приточного воздуха (точка $П_{х}$), поэтому приточный воздух в УКВ необходимо нагреть и увлажнить. В це-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лях экономии тепла на нагрев приточного воздуха в СКВ (см. рис. V.1) предусматривается извлечение тепла из удаляемого воздуха в теплообменниках, располагаемых, как правило, на стороне нагнетания вытяжного вентилятора. Извлекаемое тепло передается на нагревание незамерзающей жидкости (специального водного раствора, часто называемого антифризом), которая насосом по соединительным трубопроводам подается в теплоотдающие теплообменники, где наружный воздух нагревается при постоянном влагосодержании до температуры $t_{н2.х}$ (точка H_2).

Увлажнение наружного воздуха до требуемого влагосодержания в схеме УКВ (см. рис.V.1) осуществляется в камере орошения. В холодный период камера орошения работает при полной рециркуляции воды из поддона, что обеспечивает протекание адиабатного процесса увлажнения при постоянной энтальпии воздуха. В соответствии с достигаемой конечной относительной влажностью воздуха в режиме адиабатного увлажнения $\varphi_{о.х}$ на линии постоянного влагосодержания приточного воздуха $d_{п.х}$ находится точка $O_х$ с энтальпией $I_{о.х}$. Достижение наружным воздухом этой энтальпии обеспечивается его нагревом в воздухонагревателях I подогрева (см. рис. V.1) до параметров точки I (см. рис. V.2). Эффективность работы камеры орошения в режиме адиабатного увлажнения должна обеспечивать изменение температур приточного воздуха от $t_{I,х}$ до $t_{о.х}$.

Увлажненный приточный воздух с параметрами точки $O_х$ нагревается при постоянном влагосодержании $d_{п.х}$ до параметров притока (точка $П_х$) в воздухонагревателях II подогрева (см. рис. V.1). При снижении температуры внутреннего воздуха от контролируемого уровня $t_{в.мин}$ датчик воздействует на исполнительный механизм, и увеличивается поступление горячей воды в воздухонагреватели II подогрева.

В промышленных и общественных зданиях имеются помещения значительных размеров, в которых выделяются различные вредности (тепло, влага, пары и газы). Интенсивность выделений неодинаково изменяется по площади и по времени. По условиям назначения этих помещений их нельзя разделить перегородками или изолировать по воздуху отдельные участки. Поэтому такие помещения приходится разбивать на условные зоны, в каждой из которых характер формирования теплового режима примерно одинаков и возможно поддержание одинаковой температуры путем управления температурой приточного воздуха в эту зону. При выборе рационального типа СКВ для таких зданий могут рассматриваться три группы возможных принципиальных решений.

Первая группа — применение однозональных СКВ. В каждой зоне помещения предусматривают самостоятельную однозональную СКВ. Приготовление приточного воздуха в каждой СКВ осуществляется по условиям изменения режима в зоне обслуживания.

Вторая группа — применение многозональных СКВ. Для об-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

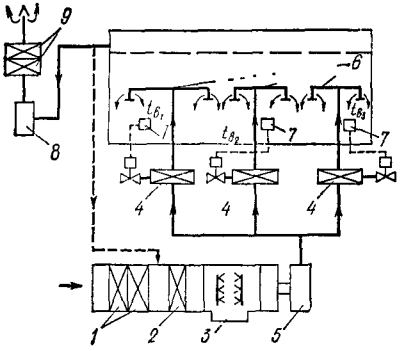


Рис. V.3. Многозональная прямоточная центральная СКВ
(обозначения см рис. V.1)

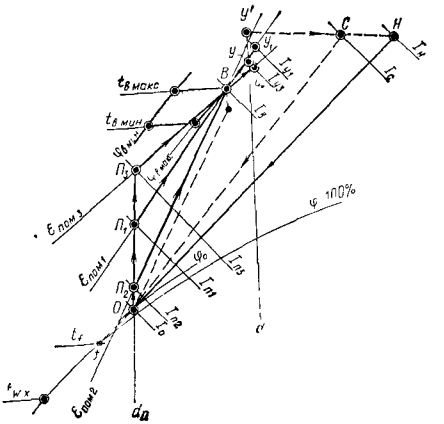


Рис. V.4. Выкопировка из $I-d$-диаграммы режимов обработки приточного воздуха в многозональной центральной СКВ в расчетных условиях теплого периода года

служивания всего помещения применяют одну центральную прямоточную или рециркуляционную СКВ. Изменение параметров приточного воздуха осуществляется по контролю внутренних параметров воздуха в каждой зоне.

Третья группа — применение местно-центральных СКВ. Для нескольких зон или для помещения применяют одну центральную прямоточную СКВ, приготовляющую требуемое по санитарно-гигиеническим условиям количество приточного наружного воздуха. В каждой зоне обслуживания осуществляют местную рециркуляцию внутреннего воздуха через местные агрегаты-доводчики, в которых проводится тепловая обработка приточного воздуха в соответствии с условиями изменения теплового режима в зоне.

Для *первой группы* решений возможен выбор СКВ, создаваемых на базе центральных или местных УКВ. Этот выбор прежде всего зависит от требуемой производительности УКВ для каждой зоны и располагаемого серийного оборудования (особенности обработки воздуха в центральных однозональных СКВ рассмотрены выше в гл. IV и данной главе при описании схемы, показанной на рис. V.1)

Для *второй группы* решений возможен выбор нескольких схем центральных СКВ, различающихся между собой главным образом по методу обеспечения расчетной температуры внутреннего воздуха в каждой зоне. Рассмотрим характерные схемы для этой группы.

На рис. V.3 представлена принципиальная схема одноканальной многозональной СКВ, в которой воздухонагреватели II подогрева размещены в приточных воздуховодах в каждой зоне и являются зональными воздухонагревателями. В этой СКВ поддержание постоянства температуры внутреннего воздуха достигается регулированием нагрева приточного воздуха в зональных воздухонагре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вателях II подогрева по команде датчиков контроля температуры воздуха, располагаемых в обслуживаемых зонах. На рис. V.3 показан пример для трех зон обслуживания. В реальных СКВ число зон может достигать нескольких десятков.

Анализ режимов работы СКВ, как правило, следует начинать с теплого периода года, когда обычно требуются наибольшие расчетные количества приточного воздуха.

В теплый период года приточный воздух охлаждают и осушают в камере орошения до влагосодержания $d_п$, одинакового для всех обслуживаемых зон помещения (рис. V.4), поэтому параметры приточного воздуха для каждой зоны можно принимать только при этом одинаковом влагосодержании. Через точку B проводят линии лучей процессов приточного воздуха, вычисленные для каждой зоны. При построении на рис. V.4 принят наиболее сложный случай, когда каждая зона характеризуется своим соотношением тепло- и влагоизбытков. Для зоны с наибольшим числовым значением луча процесса методом построения на $I-d$-диаграмме находят максимально достижимый рабочий перепад, который определяется пересечением линии луча процесса с кривой относительной влажности, достижимой в применяемом методе охлаждения и осушения воздуха. В СКВ по схеме, приведенной на рис. V.3, используется камера орошения, в которую подают холодную воду с температурой $t_{w,x}$. С учетом нагрева в вентиляторе и воздуховодах находят требуемые параметры охлажденного и осушенного воздуха (точка O) с влагосодержанием $d_п$, которое будет одинаковым для всех обслуживаемых СКВ зон. Рабочий перепад энтальпий для зон B_1 и B_3 уже не может быть выбран, он определяется пересечением линий $\varepsilon_{пом\,1}$ и $\varepsilon_{пом\,3}$ с линией постоянного влагосодержания $d_п$. По построению, приведенному на рис. V.4, рабочий перепад энтальпий для зоны B_1 будет $I_{у1}-I_{п1}$, а для зоны $B_3 - I_{у3} - I_{п3}$. Используя найденные рабочие перепады, вычисляют требуемое количество приточного воздуха для каждой зоны. Общий расход приточного воздуха, обрабатываемого в центральной УКВ, равен сумме вычисленных расходов для зон.

Если вычисленный расход приточного воздуха будет больше расхода наружного приточного воздуха, определенного по санитарно-гигиеническим требованиям, то необходимо оценить технико-экономическую целесообразность получения нужного количества приточного воздуха путем применения центральной рециркуляции (вариант применения центральной рециркуляции показан на рис. V.3 и V.4 пунктирными линиями).

При использовании рециркуляции в центральную УКВ поступает смесь забираемого из всех зон внутреннего воздуха со средними параметрами точки $У'$ (см. рис. V.4). В смесительной камере УКВ рециркуляционный (точка $У'$) воздух смешивается с наружным (точка H) воздухом и полученная смесь с параметрами точки C поступает на охлаждение и осушение (процесс CO) в камеру орошения. Если параметры охлажденного и осушенного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воздуха (точка $О$) отвечают условиям обеспечения наибольшего рабочего перепада энтальпий для зоны с наибольшим численным значением показателя луча процесса ассимиляции тепловлагоизбытков, то в этой зоне параметры приточного воздуха достигаются без помощи зонального воздухонагревателя. Для построения на рис. V.4 это условие отвечает параметрам приточного воздуха точки $П_2$. Процесс $ОП_2$ соответствует нагреву воздуха в вентиляторе и воздуховодах. В зонах с меньшими значениями лучей процессов требуемые параметры приточного воздуха достигаются его нагревом в зональных воздухонагревателях. Наибольший нагрев приточного воздуха в расчетных условиях теплого периода будет характерен для зоны с самым малым значением луча процесса. Для построения, показанного на рис. V.4, это отвечает параметрам точки $П_3$, где требуемое повышение энтальпии в зональных воздухонагревателях составляет $I_{п3} - I_{п2}$.

Проведенное построение показывает, что в многозональной СКВ (см. рис. V.3) применение только центральной УКВ для придания приточному воздуху требуемого влагосодержания приводит к энергетическим потерям. Первоначально весь приточный воздух охлаждается и осушается до параметров точки $О$. Понижение его энтальпии составляет $I_н - I_о$ для прямоточной схемы и $I_с - I_о$ для схемы с рециркуляцией. На эти процессы затрачивается холод, обычно вырабатываемый холодильными машинами. В тех зонах, где построением выявлена невозможность использования максимально достижимого рабочего перепада приточного воздуха, приходится прибегать к его нагреву в зональных воздухонагревателях. На эти процессы затрачивается тепло, обычно вырабатываемое в котельных или на ТЭЦ.

В холодный период года прежде всего необходимо оценить возможность снижения расходов приточного воздуха по зонам, вычисленных для расчетных условий теплого периода. Условия, при которых допускается уменьшение количества приточного воздуха в холодный период, оговорены при рассмотрении схемы СКВ, показанной на рис. V.1. Расчет требуемых параметров приточного воздуха следует начинать с зоны помещения, в которой наблюдаются наименьшие влагоизбытки и где можно поддерживать минимальное значение относительной влажности внутреннего воздуха $\varphi_{в\ мин}$.

Третья группа решений предполагает применение местно-центральных СКВ, в которых принципиально возможно понижение энергетических потерь, характерных для рассмотренных выше центральных СКВ (рис. V.1 и V.3). Принципиальная схема местно-центральных СКВ для обслуживания большого помещения показана на рис. V.5. В центральной УКВ обрабатывается только количество наружного воздуха, определенное по санитарно-гигиеническим требованиям. Для приведения параметров приточного воздуха в соответствие с особенностями формирования тепловлажностного режима в каждой зоне установлены агрегаты-доводчики, через которые осуществляется местная рециркуляция внутреннего

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

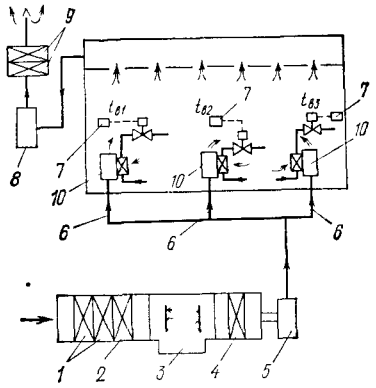


Рис. V.5. Местно-центральная СКВ
1—9 — см рис V 1, *10* — местный агрегат-доводчик для тепловой обработки внутреннего рециркуляционного воздуха

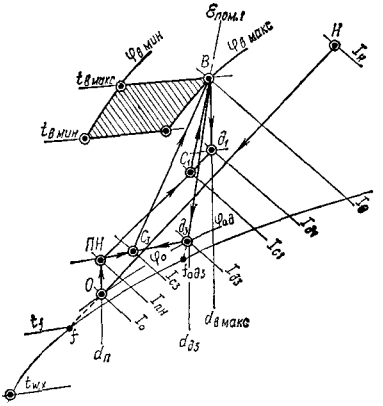


Рис. V.6. Выкопировка из *I — d*-диаграммы режимов обработки воздуха в центральной УКВ и местных агрегатах-доводчиках в теплый период года в многозональной местно-центральной СКВ

воздуха. В агрегатах-доводчиках используют аппараты, обеспечивающие требуемый режим обработки рециркуляционного воздуха. В зону помещения поступает смесь обработанного наружного и рециркуляционного воздуха. Регулированием степени тепловой обработки рециркуляционного воздуха обеспечивается получение приточного воздуха требуемых параметров.

На схеме рис. V.5 показаны агрегаты-доводчики с поверхностными теплообменниками, в которые подается вода требуемой температуры. Контроль за температурой внутреннего воздуха по зонам осуществляется датчиками, воздействующими на исполнительный механизм, изменяющий температуру или расход воды через теплообменник. При анализе построения, приведенного на рис. V.4, было показано, что при разнохарактерном соотношении тепло- и влагоизбытков по зонам помещения в многозональной центральной СКВ практически невозможно приготовить приточный воздух без энергетических потерь, обусловливаемых его обработкой до одинакового влагосодержания и последующим использованием зональных воздухонагревателей. В отличие от этого в схеме СКВ, показанной на рис. V.5, принципиально возможно приготовление приточного воздуха для каждой зоны с различной температурой и влажностью.

В теплый период построения на *I—d*-диаграмме начинают с определения достижимых параметров охлажденного и осушенного наружного воздуха, используя который в количествах не более установленных санитарно-гигиеническими требованиями, можно удалить влагоизбытки в большинстве обслуживаемых зон. Для построения на рис. V.6 принято, что достижимые после камеры орошения параметры охлажденного и осушенного наружного воздуха в точке *О* обеспечивают полное удаление влагоизбытков в двух зонах. В тех зонах, где наблюдаются большие влагоизбытки, толь-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ко частично удаляемые приточным наружным воздухом, необходимо вычислить оставшиеся влагоизбытки по формуле

$$\Delta W_{\text{вл.изб}} = W_{\text{вл изб}} - G_{\text{н}} (d_{\text{в макс}} - d_{\text{п}}), \qquad \text{(V 2)}$$

где $G_{\text{н}}$ — расход наружного воздуха, подаваемого в зону, установленный санитарными нормами

Вычисленные по формуле (V.2) оставшиеся влагоизбытки подлежат удалению обработанным в агрегате-доводчике рециркуляционным воздухом. Требуемое влагосодержание обработанного рециркуляционного воздуха вычисляется по формуле

$$d_{\text{д}} = d_{\text{п}} - \Delta W_{\text{вл изб}}/G_{\text{в}}, \qquad \text{(V 3)}$$

где $G_{\text{в}}$ — расход рецнркуляционного воздуха, проходящего обработку в агрегате доводчике

Для построения на рис. V.6 требуемое влагосодержание осушенного и охлажденного рециркуляционного воздуха вычислено по формуле (V 3) и для третьей зоны составляет $d_{\text{дз}}$. В месте пересечения линии влагосодержания $d_{\text{дз}}$ с кривой относительной влажности $\varphi_{\text{о д}}$, достижимой в теплообменном аппарате агрегата-доводчика, находятся параметры охлажденного и осушенного воздуха (точка ∂_3). Смешением обработанного наружного воздуха (точка $ПН$), количество которого установлено санитарной нормой, и обработанного рециркуляционного воздуха (точка ∂_3) обеспечивается получение приточного воздуха с требуемой энтальпией $I_{\text{сз}}$ (точка $С_3$). В первой зоне все влагоизбытки удаляются наружным воздухом (по санитарной норме) с параметрами точки $ПН$. Поэтому в агрегате-доводчике этой зоны рециркуляционный воздух охлаждается при постоянном влагосодержании $d_{\text{в}}$.

Из построения на рис. V 6 получено, что в теплообменных агрегатах-доводчиках необходимо осуществлять качественно различные режимы охлаждения рециркуляционного воздуха, для чего требуется обеспечивать различную температуру охладительной поверхности. Это может достигаться регулируемой подачей в теплообменники холодной воды различной температуры. Требуемая охладительная способность тепломассообменного аппарата в агрегате-доводчике определяется из уравнения теплового баланса в соответствующей зоне помещения и вычисляется по формуле

$$Q_{\text{д х}} = Q_{\text{изб}} - Q_{\text{п н х}} = Q_{\text{изб}} - G_{\text{н}} (I_{\text{в}} - I_{\text{п н}}) \qquad \text{(V.4)}$$

Требуемую энтальпию охлажденного рециркуляционного воздуха находят по уравнению

$$I_{\text{д}} = I_{\text{в}} - Q_{\text{д х}}/G_{\text{в}}. \qquad \text{(V 5)}$$

Расход затрачиваемого холода на охлаждение всего приточного воздуха для зоны определяется по выражению

$$Q_{\text{х}} = G_{\text{н}} (I_{\text{н}} - I_{\text{о}}) + G_{\text{в}} (I_{\text{в}} - I_{\text{д}}) \qquad \text{(V 6)}$$

При снижении теплоизбытков в зоне датчик контроля температуры внутреннего воздуха подает команду на снижение холодопроизводительности теплообменника агрегата-доводчика в этой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

зоне. При этом повышается энтальпия $I_д$ и, как видно из уравнения (V.6), снижается количество затрачиваемого холода. Следовательно, при регулировании параметров приточного воздуха изменением охладительной способности агрегата-доводчика не происходит бесполезных затрат холода. Это позволяет осуществить экономичные режимы работы местно-центральных СКВ, что невозможно в центральных многозональных СКВ с зональными воздухонагревателями (см., например, рис. V.3).

В холодный период прежде всего следует оценить возможности снижения расхода приточного воздуха, что может достигаться сокращением расхода обрабатываемого в агрегатах-доводчиках рециркуляционного воздуха. Расчет влагосодержания приточного наружного воздуха нужно начинать с зоны с наименьшими влагоизбытками при условии поддержания относительной влажности внутреннего воздуха на минимальном уровне $\varphi_{в\,мин}$.

§ 45. СКВ для многокомнатных зданий

В промышленных зданиях выбор СКВ прежде всего диктуется особенностями технологии производства, характером выделяемых вредностей и их интенсивностью, требованиями к точности поддержания температуры и влажности внутреннего воздуха. В отечественной практике для промышленных зданий с большим числом помещений, в которых имеются местные отсосы, наибольшее распространение получили многозональные прямоточные СКВ с зональными воздухонагревателями, принципиальная схема которых аналогична показанной на рис. V.3. Как отмечалось выше при рассмотрении рис. V.3, в центральной УКВ приготовляется проточный воздух с постоянным влагосодержанием для всех обслуживаемых помещений. Поэтому контроль за одновременным поддержанием постоянства температуры и относительной влажности внутреннего воздуха в таких схемах возможен только для помещений с одинаковой интенсивностью изменения влагоизбытков. В этой СКВ также наблюдаются непроизводительные затраты энергии на выработку тепла и холода.

Для снижения непроизводительных энергетических затрат разрабатываются новые схемы СКВ. В качестве характерного примера на рис. V.7 представлена принципиальная схема многозональной двухканальной СКВ с обработкой воздуха в двух УКВ, в каждой из которых наружный воздух обрабатывается по прямоточной схеме. Принципиальным отличием СКВ, показанной на рис. V.7, является наличие на приточных воздуховодах в каждом помещении последовательно установленных двухканальных смесителей *ДС* и воздухонагревателей *ВН*. Двухканальный смеситель управляется датчиком контроля влажности, а воздухонагреватель — датчиком контроля температуры внутреннего воздуха. Это позволяет обеспечить автоматическое поддержание требуемого уровня температуры и влажности воздуха в помещениях.

В теплый период года в первой УКВ (индекс 1 в скобках

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

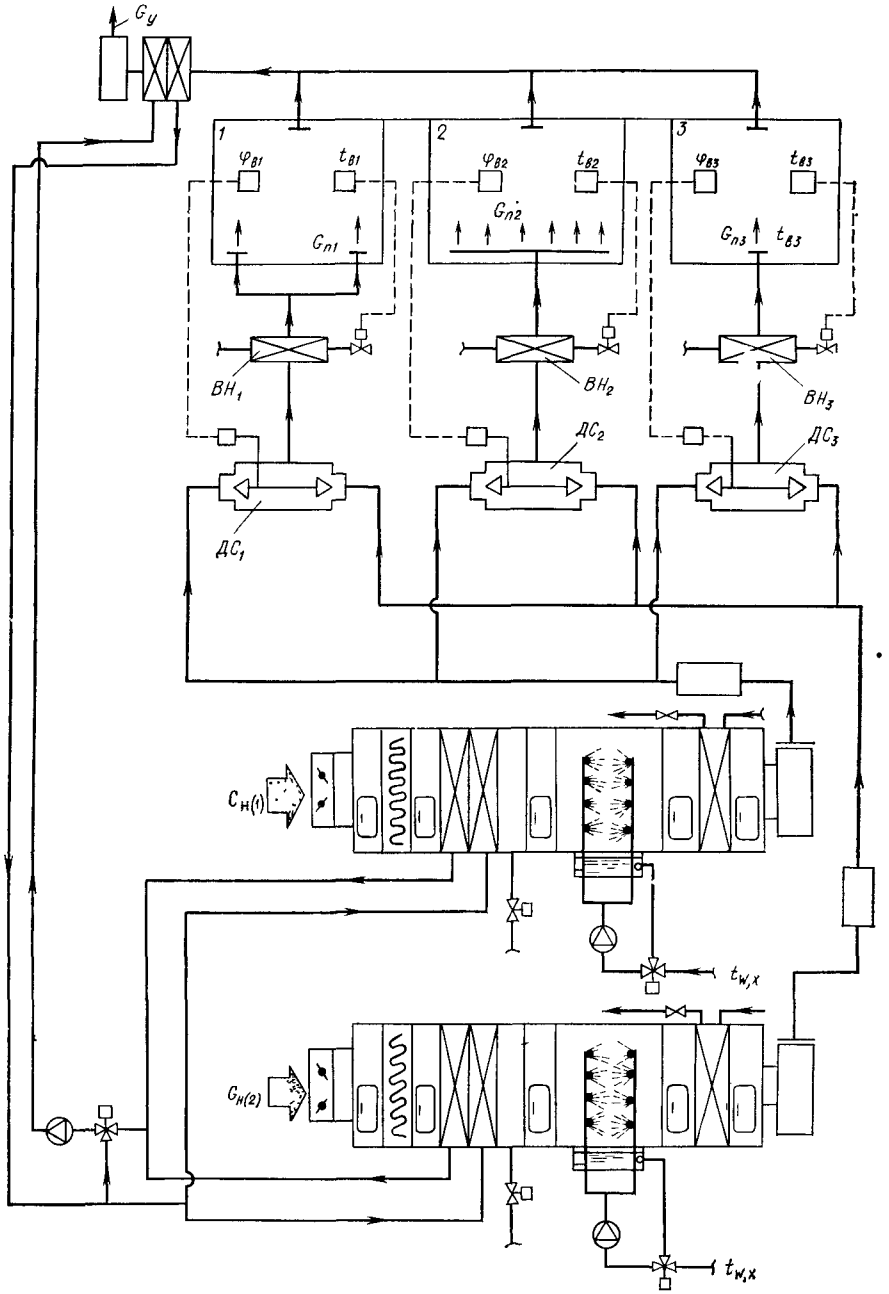


Рис V.7 Многозональная СКВ с двумя параллельными центральными УКВ и последовательно установленными двухканальными смесителями *ДС* и воздухонагревателями *ВН* в каждой зоне

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

у соответствующих обозначений на рис. V.7 и V.8) воздух охлаждается и осушается до параметров точки $О_{(1)}$ с влагосодержанием $d_{п(1)}$, необходимым для удаления влагоизбытков в том помещении, где они наибольшие (на рис. V.8 помещение $В_3$). Во второй УКВ наружный воздух охлаждается и осушается до параметров точки $О_{(2)}$ с более высоким влагосодержанием $d_{п(2)}$. Значение $d_{п(2)}$ выбирается по условиям возможности получения требуемых влагосодержаний приточного воздуха в остальных помещениях путем смешения воздуха с влагосодержаниями, соответствующими точками $О_{(1)}$ и $О_{(2)}$. В вентиляторах УКВ и воздуховодах охлажденный воздух нагревается (соответственно процессы $О_{(1)}П_{(1)}$ и $О_{(2)}П_{(2)}$). С параметрами точки $П_{(1)}$ и точки $П_{(2)}$ воздух поступает к смесителям у каждого помещения. В соответствии с контролируемым уровнем влажности внутреннего воздуха датчиком $\varphi_в$ (см. рис. V.7) передается сигнал на исполнительный механизм, регулирующий смешение воздуха различного влагосодержания. В помещениях с наибольшими влагоизбытками в смеситель поступает воздух только с низким влагосодержанием $d_{п(1)}$, равным влагосодержанию приточного воздуха $d_п$. Для помещений с преобладающими теплоизбытками в смесителе образуется смесь (точка $С_2$) воздуха с наименьшим $d_{п(1)}$ и с высоким $d_{п(2)}$ влагосодержанием воздуха после двух УКВ.

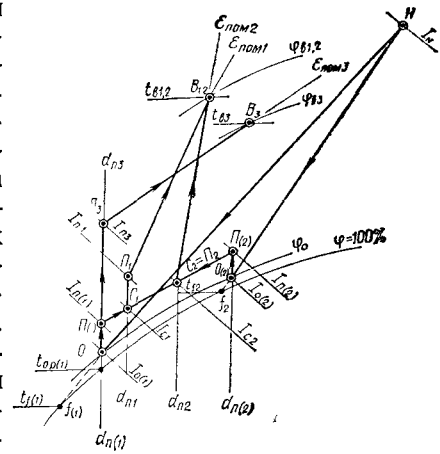


Рис. V.8. Выкопировка из $I-d$-диаграммы режимов обработки воздуха в теплый период в многозональной СКВ с двумя параллельными УКВ и зональными *ДС* и *ВК*

Температура смеси приточного воздуха в каждое помещение регулируется по степени нагрева в воздухонагревателе *ВН*. Для помещения с наибольшими теплоизбытками в расчетных условиях, как правило, подогрев воздуха в зональном воздухонагревателе не требуется. На рис. V.8 это помещение *2*, где параметры приточного воздуха (точка $П_2$) равны параметрам воздуха после смесителя (точка $С_2$). Для помещений с большими влагоизбытками приточный воздух приходится подогревать в воздухонагревателях (точки $П_3$ и $П_1$). Это приводит к непроизводительным потерям тепла и холода. Потребление холода на обработку наружного воздуха в двух УКВ вычисляется по формуле

$$Q_х = G_{н\,(1)}\,(I_н - I_{о\,(1)}) + G_{н\,(2)}\,(I_н - I_{о\,(2)}).$$

Непроизводительные потери холода равны нагреву приточного воздуха в воздухонагревателях перед подачей в помещения:

$$Q_{х\ пот} = G_{п1}\,(I_{п1} - I_{с1}) + G_{п3}\,(I_{п3} - I_{о1}).$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Используя многозональную центральную СКВ по схеме, приведенной на рис. V.7, можно поддерживать в помещениях различную температуру и влажность воздуха (на рис. V.8 это показано на примере помещений *1* и *3*). Наиболее полно преимущества таких СКВ реализуются для случаев, когда требуется одновременное точное поддержание температуры и влажности воздуха в нескольких помещениях.

В холодный период года наружный воздух также проходит параллельную обработку в двух УКВ. Требуемое влагосодержание воздуха перед смесителями, как и для теплого периода, находится по условиям удаления изменяющихся по помещениям влаговыделений.

В административных зданиях, гостиницах, конструкторских бюро, заводоуправлениях применение СКВ связано с необходимостью создания комфортных параметров внутреннего воздуха. Такие здания обычно имеют многокомнатную планировку и в них рационально применение местно-центральных СКВ. На рис. V.9 представлена принципиальная схема местно-центральной СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками (ЭКД). В центральной УКВ по прямоточной схеме обрабатывается наружный воздух для всех обслуживаемых помещений. В помещениях по периметру здания под окнами установлены ЭКД. В поверхностные теплообменники ЭКД по трубопроводам может подаваться холодная и горячая вода от центральных источников.

В ЭКД подводится обработанный наружный воздух $G_н$, выходящий через сопла. Из помещения эжектируется рециркуляционный воздух $G_в$, который, проходя теплообменник ЭКД, подвергается тепловой обработке в соответствии с условиями поддержания требуемого уровня температуры. От центральной УКВ по схеме, показанной на рис. V.9, в помещение может подаваться наружный воздух одинакового влагосодержания. Наиболее рациональным является решение, когда удаление влагоизбытков в большинстве помещений осуществляется только наружным приточным воздухом. С учетом этого производится вычисление требуемого влагосодержания приточного наружного воздуха $d_{п\,н}$ на примере данных характерного помещения.

При вычислении требуемого влагосодержания $d_{п\,н}$ предполагается, что расход приточного наружного воздуха в каждом помещении соответствует санитарно-гигиеническим нормам и обеспечивает необходимый подпор. На практике могут встречаться случаи, когда в отдельных помещениях наблюдаются повышенные влаговыделения. Для таких помещений необходимо увеличить расход приточного наружного воздуха.

Расчет начинается с теплого периода. На $I-d$-диаграмме (рис. V.10) на линии $d_{I\,п}$ находится точка O, отвечающая достижимым параметрам охлажденного и осушенного наружного воздуха в центральной УКВ. В вентиляторе и приточных воздуховодах приточный воздух нагревается на 1,5—2° (линия $ОПН$). В сопла ЭКД приточный наружный воздух $G_н$ поступает с параметрами

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

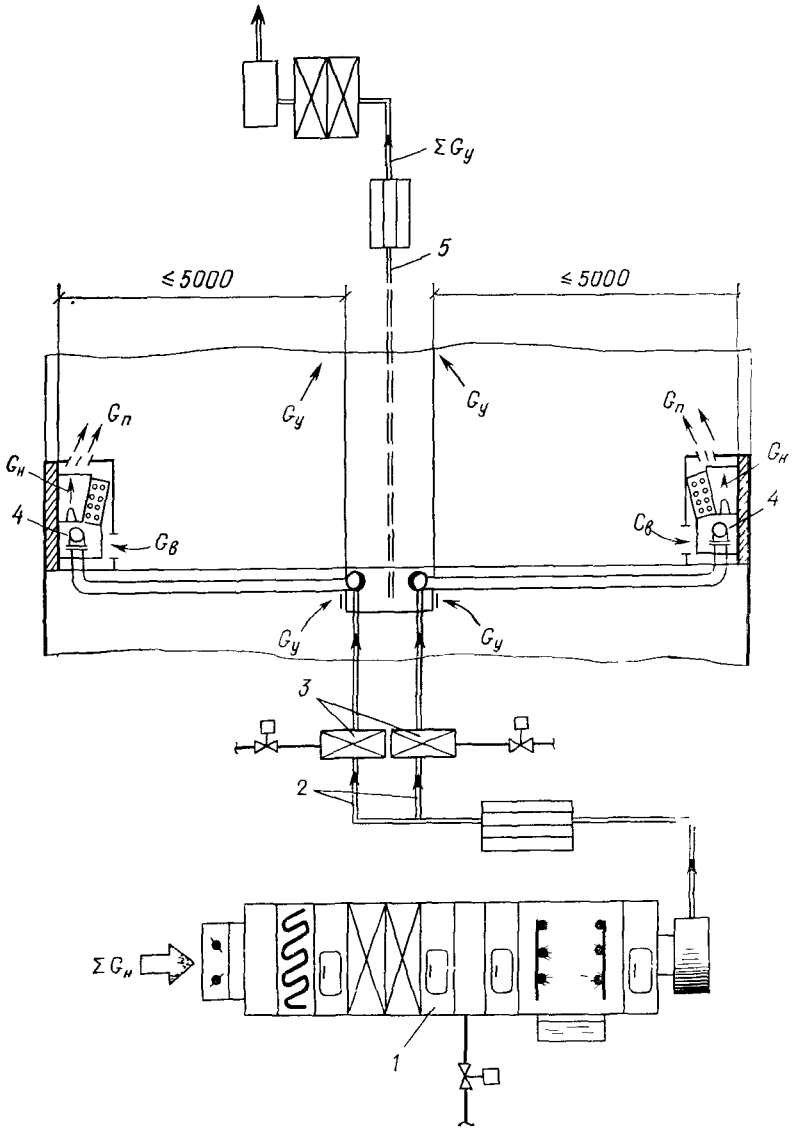


Рис. V.9. Местно-центральная СКВ с ЭКД

1 — центральная УКВ, *2* — зональные приточные воздуховоды, *3* — пофасадные воздухонагреватели, *4* — эжекционные кондиционеры-доводчики, *5* — вытяжные воздуховоды, на которых установлены теплообменники для извлечения тепла из удаляемого воздуха

точки *ПН*. Охладительная способность приточного наружного воздуха по удалению теплоизбытков в характерном помещении вычисляется по уравнению

$$Q_{\text{п н х}} = G_{\text{н}} (I_{\text{у}} - I_{\text{п н}}) \qquad \text{(V.7)}$$

Необходимая холодопроизводительность поверхностного теплообменника ЭКД определяется по формуле (V.4).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

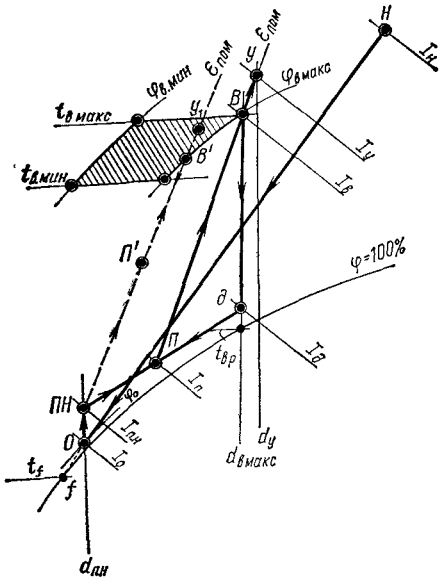


Рис. V.10. Выкопировка из $I-d$-диаграммы режимов обработки воздуха в центральной УКВ с ЭКД в теплый период

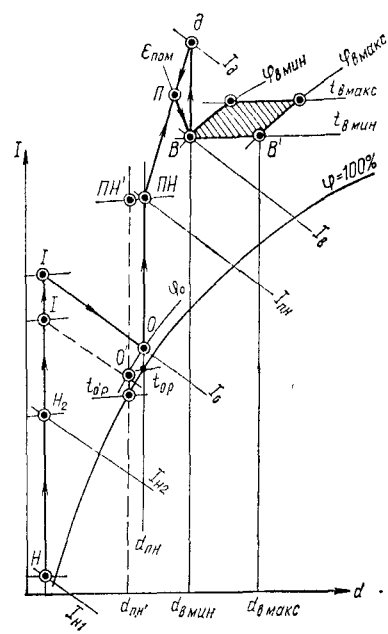


Рис. V.11. $I-d$-диаграмма с режимами обработки воздуха в центральной УКВ с ЭКД в холодный период

В поверхностном теплообменнике ЭКД эжектируемый из помещения рециркуляционный воздух должен охлаждаться без изменения влагосодержания. По экспериментальным данным установлено [17], что для выполнения этого условия в трубки теплообменника должна поступать холодная вода с начальной температурой

$$t_{w1} \geqslant t_{в.р} - 2,$$

$t_{в.р}$ — температура точки росы воздуха помещения, °С.

Расход эжектируемого через ЭКД рециркуляционного воздуха зависит от конструкции доводчика, диаметра сопел и расхода через них приточного наружного воздуха, что оценивается коэффициентом эжекции, вычисляемым по выражению

$$K_{эж} = G_в/G_н. \qquad (V.8)$$

В обычных конструкциях ЭКД коэффициент эжекции изменяется от 3,5 до 2. Требуемая энтальпия охлажденного рециркуляционного воздуха после теплообменника ЭКД с учетом выражения (V.8) определяется по формуле

$$I_д = I_в - Q_{д.х}/(K_{эж}\, G_н).$$

На $I-d$-диаграмме в месте пересечения линий постоянного влагосодержания внутреннего воздуха и вычисленной энтальпии $I_д$ найдем точку $д$, отвечающую параметрам охлажденного воздуха после теплообменника ЭКД. Если при построении точка $д$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

оказывается ниже кривой полного насыщения, то это свидетельствует о необходимости увеличения расхода эжектируемого воздуха через теплообменник, для чего следует увеличить коэффициент эжекции. При неизменном расходе наружного воздуха через ЭКД увеличение $K_{эж}$ может достигаться применением сопел с меньшим диаметром отверстий (увеличением скорости выхода наружного воздуха из сопел). В помещении поддерживается температура в пределах допустимых колебаний (см. заштрихованный многоугольник на рис. V.10). Датчик контроля внутренней температуры воздействует на автоматический клапан, находящийся на трубопроводе подачи холодной воды в теплообменник. При понижении внутренней температуры до нижнего уровня подача холодной воды в теплообменник ЭКД прекратится. Удаление тепло- и влагоизбытков полностью будет определяться охладительной способностью приточного наружного воздуха, вычисляемой по формуле (V.7). На рис. V.10 условия удаления тепло- и влагоизбытков только холодом приточного наружного воздуха показаны пунктирной линией. Параметры приточного воздуха после ЭКД определяются смесью наружного воздуха (точка *ПН*) и внутреннего воздуха (точка *В'*). На выходе из ЭКД приточный воздух имеет параметры точки *П'*.

В холодный период требуемое расчетное влагосодержание приточного наружного воздуха находят для помещения, где наблюдаются наименьшие влагоизбытки. Затем производится проверка на сохранение максимальной допустимой влажности внутреннего воздуха для помещений с наибольшими влагоизбытками. Если вычисленное значение $d_в$ больше максимально допустимого $d_{в.макс}$, то необходимо уменьшить влагосодержание приточного наружного воздуха $d_{п.н}$. При регулируемой влажности приточного воздуха в схему регулирования СКВ вводится контроль предельных значений влажности внутреннего воздуха. Путем изменения температуры точки росы $t_{о.р}$ наружного приточного воздуха достигается изменение $d_{п.н}$. На рис. V.11 условия приготовления измененного влагосодержания приточного воздуха $d_{п.н}'$ показаны на $I-d$-диаграмме пунктирной линией.

В холодный период в периметральных помещениях здания наблюдается дефицит тепла, и приточный воздух после ЭКД должен его компенсировать, для чего к теплообменникам ЭКД подается горячая вода.

Приточный наружный воздух целесообразно подавать к соплам ЭКД с более низкой энтальпией и температурой по сравнению с внутренним воздухом. Это позволяет обеспечить удаление теплоизбытков, которые могут появиться при изменениях тепловых режимов в помещениях. В расчетных условиях требуемая тепловая производительность теплообменника ЭКД должна включать теплопотери в помещении $Q_{пот}$ и компенсацию холода приточного наружного воздуха, что вычисляется по формуле

$$Q_{т.д} = Q_{пот} + G_н (I_в - I_{п.н}). \qquad (V.9)$$

Требуемая энтальпия рециркуляционного воздуха, нагретого в теплообменнике ЭКД, вычисляется по формуле

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$I_д = I_в + Q_{т\ д}/(K_{эж}\ G_н).$$

Из ЭКД в помещение поступает смесь (точка *П*) подогретого рециркуляционного (точка *д*) и обработанного наружного воздуха (точка *ПН*). При снижении теплопотерь возрастает внутренняя температура. Датчик контроля температуры воздействует на клапан, и подача горячей воды в теплообменник ЭКД уменьшается При появлении в помещении теплоизбытков в теплообменник ЭКД прекращается подача горячей воды. Удаление теплоизбытков обеспечивается приточным наружным воздухом. Уменьшая нагрев наружного воздуха в пофасадных воздухонагревателях, можно увеличить охладительную способность приточного воздуха от ЭКД При дальнейшем повышении внутренней температуры и приближении ее к верхнему пределу охладительной способности наружного воздуха становится недостаточно. Необходимо ее увеличить путем охлаждения рециркуляционного воздуха, для чего к теплообменнику ЭКД начинает подаваться холодная вода, как это делается в теплое время года.

В помещениях многокомнатных зданий в качестве местных кондиционеров-доводчиков могут использоваться местные неавтономные вентиляторные кондиционеры-доводчики (ВКД). Приточный наружный воздух можно подводить по воздуховодам в ВКД или подавать в помещения через самостоятельные приточные устройства от центральной УКВ. Последовательность расчета режимов работы таких СКВ сходна с рассмотренными выше режимами (см. рис. V.10 и V.11).

В двух-четырехэтажных многокомнатных зданиях, где влияние ветра на воздушный режим здания невелико, применяются СКВ с непосредственным забором наружного воздуха в местные кондиционеры. По периметру здания под окнами в наружной стене предусматриваются щелевые каналы, соединенные с заборным патрубком наружного воздуха в местном кондиционере (рис. V.12). При работающем вентиляторе в местный кондиционер поступает наружный и внутренний воздух. Как правило, в таких местных СКВ допускаются значительные сезонные изменения влажности внутреннего воздуха (от 30 до 60%).

В теплый период в помещении преобладают тепловлагоизбытки и в местном кондиционере нужно охлаждать и осушать смесь наружного и рециркуляционного воздуха. Через точку *В* (рис. V.13), отвечающую максимально допустимым параметрам внутреннего воздуха, проводится линия луча процесса в помещении. В месте пересечения луча процесса $\varepsilon_{пом}$ с кривой $\varphi_о$, достижимой в процессе охлаждения и осушения воздуха в поверхностном теплообменнике местного кондиционера, находится точка *П* Нагрев в вентиляторе местного кондиционера приточного воздуха очень мал и им можно пренебречь. В помещение будет поступать воздух в количестве $G_п$ с параметрами точки *П*. Требуемая производительность местного кондиционера по приточному воздуху для

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

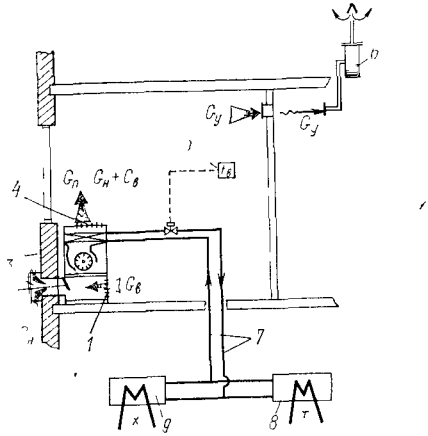


Рис. V.12. Местная СКВ на базе вентиляторных кондиционеров-доводчиков (ВКД)
1 — ВКД, *2* — клапан регулирования забора наружного воздуха; *3* — отверстия в стене, *4* — приточная решетка, *5* — датчик контроля температуры внутреннего воздуха, *6* — вытяжной вентилятор, *7* — трубопроводы циркуляции горячей и холодной воды *8* — центральный теплообменник нагрева воды, *9* — то же, охлаждения воды

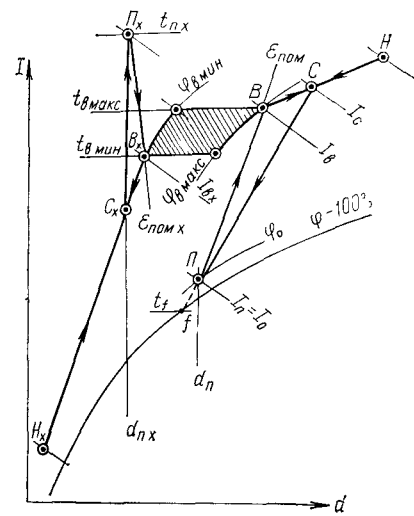


Рис. V.13. *I* — *d*-диаграмма с режимами круглогодовой обработки воздуха в вентиляторном кондиционере-доводчике

удаления расчетных теплоизбытков вычисляется по рабочему перепаду энтальпий $(I_в - I_п)$.

По известному соотношению количеств смешиваемого наружного и рециркуляционного воздуха находится точка *С*. В теплообменнике местного кондиционера смесь воздуха с энтальпией $I_с$ охлаждается и осушается до параметров точки *П*. Количество затрачиваемого холода на обработку воздуха в местном кондиционере вычисляется по перепаду энтальпий $(I_с - I_о)$.

При понижении теплоизбытков в обслуживаемом помещении по команде датчика контроля температуры (см. рис. V.12) регулируется степень охлаждения смеси наружного и рециркуляционного воздуха в поверхностном теплообменнике. В зависимости от конструктивного исполнения УКВ применяют различные способы регулирования, выбор которых определяется допустимым уровнем колебания внутренних параметров. В местных неавтономных УКВ с поверхностными теплообменниками, по трубкам которых проходит холодная вода, снизить холодопроизводительность можно либо уменьшением расхода холодной воды, либо пропуском части смеси воздуха без охлаждения по обводному воздушному каналу у теплообменника (метод байпасирования воздуха). При приближении внутренней температуры к нижнему контролируемому пределу охлаждение приточного воздуха в теплообменнике УКВ прекращается (например, прекращается подача холодной воды в теплообменник неавтономной УКВ или весь приточный воздух проходит по обводному каналу). Любой из этих методов регулирования холодопроизводительности местных УКВ не ведет к

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

энергетическим потерям на выработку дополнительного холода и тепла, как, например, это наблюдается в многозональных СКВ с зональными подогревателями.

В холодный период, как правило, в помещение нужно подавать приточный воздух с более высокой энтальпией. На рис. V.13 в левой части $I—d$-диаграммы построен режим нагрева в местной УКВ смеси холодного наружного (точка $H_х$) и внутреннего воздуха (точка $B_х$). Температура и влагосодержание нагретого приточного воздуха (точка $П_х$) после УКВ отвечает условиям компенсации теплопотерь и удаления влагоизбытков Требуемая энтальпия приточного воздуха в этом режиме вычисляется по формуле

$$I_{п\ х} = I_{в\ х} + Q_{пот}/G_{п\ х}.$$

Расход приточного воздуха от местной УКВ для холодного периода $G_{п\ х}$ может быть меньше, чем для теплого периода года. Снижение производительности УКВ по воздуху достигается уменьшением оборотов электродвигателя вентилятора

§ 46. СКВ для отдельных помещений здания

В большинстве существующих административных, социально-бытовых и жилых зданий имеются системы отопления, обеспечивающие поддержание температуры внутреннего воздуха в холодный период года. Однако в теплый период года в некоторых климатических районах страны наблюдается перегрев помещений, что создает дискомфортное состояние воздушной среды для труда и отдыха людей. Для устранения перегрева в отдельных комнатах наиболее просто устанавливать в самих помещениях местные УКВ, имеющие встроенную холодильную машину (автономные кондиционеры) или использующие для охлаждения воздуха принципы испарения воды (кондиционеры испарительного охлаждения).

Широкое применение для обслуживания отдельных помещений жилых и административных зданий получили оконные автономные кондиционеры. Это прежде всего объясняется простотой их установки в рабочем помещении, для чего требуется только соорудить отверстие в раме окна, равное по высоте и ширине кожуху агрегата. Кожух закрепляется в отверстии таким образом, что наружу выступает машинное отделение кондиционера, включающее герметичный холодильный компрессор и воздушный конденсатор В помещение на глубину не более 200 мм из окна выступает воздухообрабатывающее отделение *II* (рис. V.14). Тем самым кондиционер оконного типа практически не занимает полезной площади помещения и требуется только подключить его к сети однофазного тока.

К недостаткам кондиционеров оконного типа следует отнести ухудшение внешнего вида зданий при наличии значительного числа выступающих из окон машинных отделений. Для устранения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

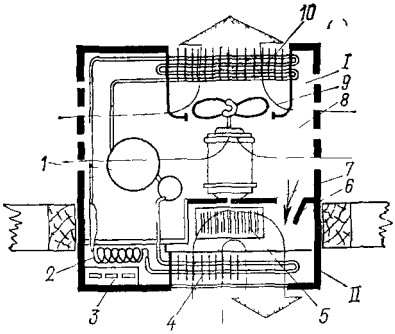


Рис. V.14. Автономный кондиционер оконного типа

I — машинное отделение *II* — воздухообрабатывающее отделение, *1* — герметичный компрессор, *2* — капиллярная трубка *3* — пульт управления, *4* — воздухоохладитель испаритель, *5* — колесо центробежного вентилятора, *6* — регулируемая заслонка для поступления наружного воздуха, *7* — перегородка, *8* — электродвигатель с двухконсольным валом, *9* — колесо осевого вентилятора *10* — конденсатор воздушного охлаждения

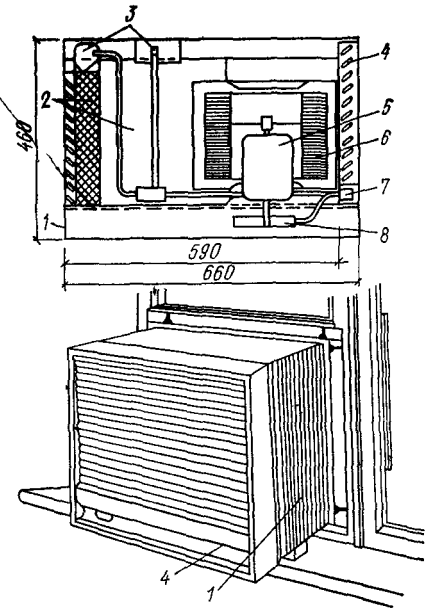


Рис V 15 Кондиционер испарительного охлаждения

1 — кожух *2* — кассеты с гигроскопичным материалом *3* — оросительные устройства, *4* — передняя декоративная панель, *5* — двигатель с двумя концами вала, *6* — рабочее колесо вентилятора *7* — устройство для отключения орошения *8* — насос

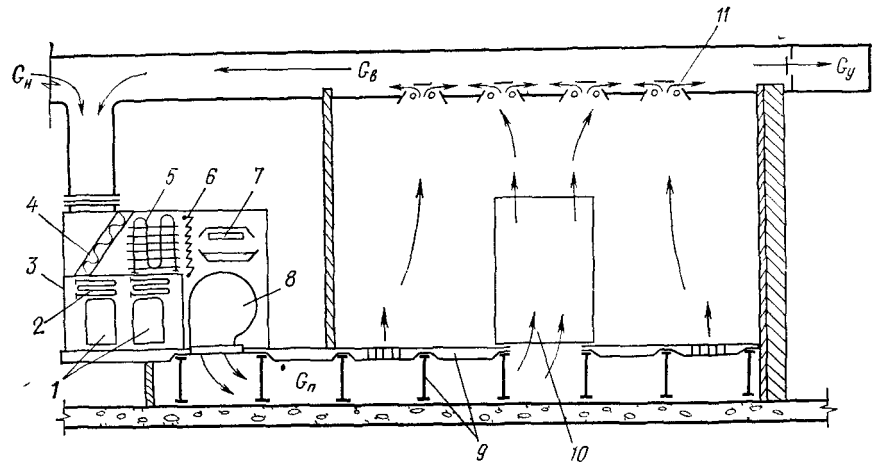


Рис. V.16. СКВ для обслуживания помещения с ЭВМ

1 — герметичный компрессор *2* — конденсатор водяного охлаждения холодильного агента *3* — автономная УКВ, конструктивно предназначенная для обслуживания помещений с ЭВМ *4* — воздушный фильтр *5* — воздухоохладитель испаритель холодильного агента, *6* — электрический воздухонагреватель, *7* — терморадиационный пароувлажнитель, *8* — вентилятор *9* — технический пол, *10* — ЭВМ, *11* — вытяжные щели светильников

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

этого недостатка созданы автономные кондиционеры по раздельной схеме, состоящие из машинного и воздухообрабатывающего блоков. Машинный блок может размещаться на чердаке, в лоджии, лестничной клетке и в других вспомогательных помещениях, не загромождая фасад здания. Воздухообрабатывающий блок размещается в самом помещении и соединяется с машинным блоком двумя медными трубками. Расстояние между блоками может достигать 15 м по длине и 8 м по высоте.

Как правило, современные конструкции автономных кондиционеров предназначены как для охлаждения, так и для нагрева приточного воздуха. Часто для нагрева воздуха тепло вырабатывается от холодильной машины в режиме теплового насоса.

В условиях жаркого и сухого климата охлаждение приточного воздуха в теплый период года весьма эффективно и экономично осуществлять методами испарительного охлаждения. Принципиальная схема местного кондиционера испарительного охлаждения показана на рис. V.15. Агрегат устанавливается в окне или в проеме стены таким образом, что наружу выступают кассеты, заполненные гигроскопичным материалом (например, осиновыми стружками). Поддон аппарата залит водопроводной водой. При включенном электродвигателе одновременно вращается рабочее колесо вентилятора и турбины насоса. Корпус насоса погружен в воду поддона. При вращении турбины насос забирает воду из поддона и подает ее на орошение гигроскопичного материала, который быстро принимает состояние полного насыщения влагой. При вращении рабочего колеса вентилятора всасывается наружный воздух, проходящий через влажный материал кассет. Наружный воздух с высокой температурой и малой влажностью вступает в непосредственный контакт с влажным материалом в кассете и расходует тепло на испарение воды. Одновременно с охлаждением в орошаемом слое достигается и хорошая очистка наружного воздуха от пыли. Охлажденный и очищенный воздух после нагнетательного отверстия вентилятора через декоративную панель агрегата поступает в помещение.

За последние годы расширяется применение ЭВМ в различных отраслях народного хозяйства. Отдельные помещения, где размещаются ЭВМ, необходимо оборудовать СКВ, которые должны обеспечить создание и поддержание требуемой температуры и влажности внутреннего воздуха, очистку его от пыли и вредных газов. Наиболее просто СКВ для таких помещений создаются на базе специальных автономных кондиционеров, располагаемых в самом помещении или в непосредственной близости от него. Приточный воздух в стойки ЭВМ и в помещение, как правило, подается через подпольное пространство, образованное металлическими плитами, закрепляемыми на рамах. На рис. V.16 показан пример устройства СКВ для помещения с ЭВМ на базе автономного кондиционера, который включает в себя аппараты для круглогодовой обработки смеси наружного $G_н$ и рециркуляционного $G_в$ воздуха. Избыток воздуха удаляется самостоятельной систе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мой вытяжки. Более подробные сведения об СКВ для обслуживания помещений с ЭВМ можно найти в специальной литературе [18 и др.].

Глава VI. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ УКВ. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА

§ 47. Центральные установки кондиционирования воздуха

Приготовление приточного воздуха в центральных системах кондиционирования воздуха выполняется в УКВ, расположенных на удалении от обслуживаемого помещения и связанных с ним воздуховодами часто значительной протяженности (до 800 м). Нужная температура, влажность и чистота приточного воздуха обеспечиваются его обработкой в аппаратах, включаемых в УКВ в виде отдельных секций или блоков. Перемещение воздуха в УКВ и присоединительных воздуховодах осуществляется вентиляторным агрегатом. Основные секции и блоки монтируются на всасывающей стороне приточного вентилятора. В СКВ с рециркуляцией в установки кондиционирования воздуха могут включаться дополнительные рециркуляционные вентиляторные агрегаты.

На рис. VI.1 показана схема сборки УКВ, состоящей из блоков, в которые входят приточный и рециркуляционный вентиляторные агрегаты, поверхностные воздухоохладители и воздухонагреватели, увлажнительный аппарат, фильтр и регулировочные воздушные клапаны. Включение в отдельные блоки различных по технологическому назначению аппаратов позволяет сократить трудоемкость сборки УКВ.

Широкое применение нашли и центральные УКВ из типовых секций, каждая из которых выполняет определенные технологические функции. Между собой секции соединяются с помощью промежуточных камер, имеющих герметичные дверцы для обслуживания основных секций. Сборка УКВ из отдельных секций требует больших трудозатрат при их монтаже на стройках. Центральные УКВ, изготовляемые Харьковским машиностроительным заводом «Кондиционер» на номинальную производительность по воздуху от 10 до 250 тыс. м³/ч [19], получили условное обозначение КТЦ2, т.е.: К — кондиционер, Т — типовой, Ц — центральный, 2 — вторая модернизация конструкции. Для центральных УКВ на номинальную производительность от 31,5 до 250 тыс. м³/ч в целях унификации конструктивных элементов выбраны два базовых поперечных сечения — для КТЦ2-31,5 (элемент 1; рис. VI.2, *а*) и для КТЦ2-40 (элемент 2; рис. VI.2, *б*). Следующие после дефиса цифры обозначают номинальную производительность по воздуху в тыс. м³/ч. Размеры поперечного сечения секций соответствуют воздушной нагрузке 10 тыс. м³/ч на 1 м² площади этого сечения (скорость движения воздуха в поперечном сечении

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

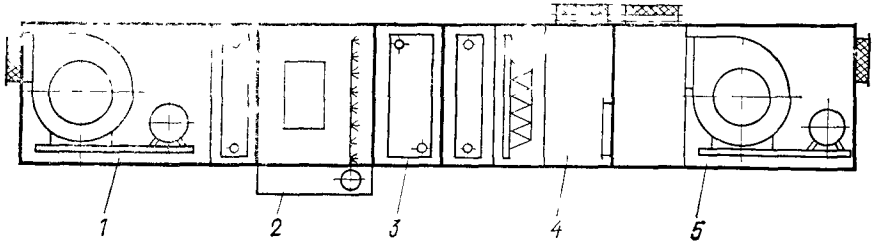


Рис. VI.1. Принципиальная схема сборки УКВ из типовых блоков

1 — приточный вентилятор с электродвигателем и воздухонагреватель II подогрева; *2* — увлажнительный аппарат; *3* — поверхностный воздухоохладитель, *4* — воздухоиагреватель I подогрева, фильтр, многостворчатые клапаны регулирования поступления наружного и рециркуляционного воздуха; *5* — рециркуляционный вентилятор с электродвигателем, многостворчатые клапаны регулирования поступления и выброса внутреннего воздуха

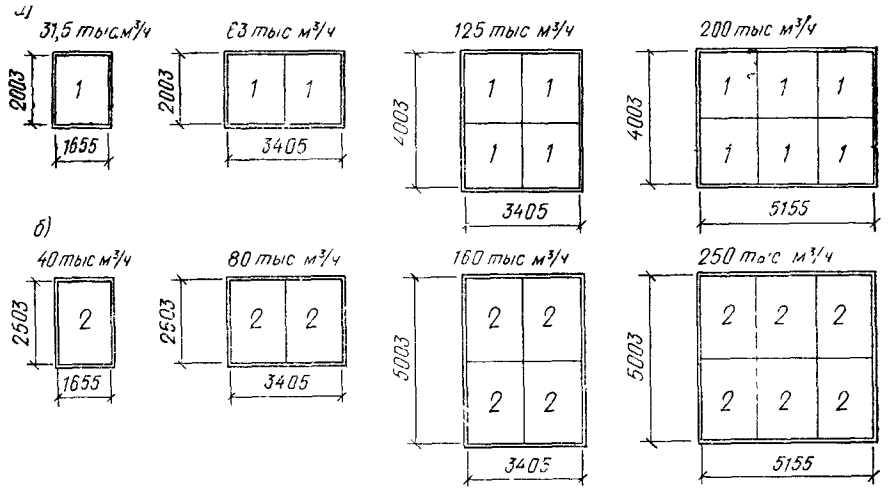


Рис. VI.2. Схемы создания ряда унифицированных конструкций секций кондиционеров КТЦ

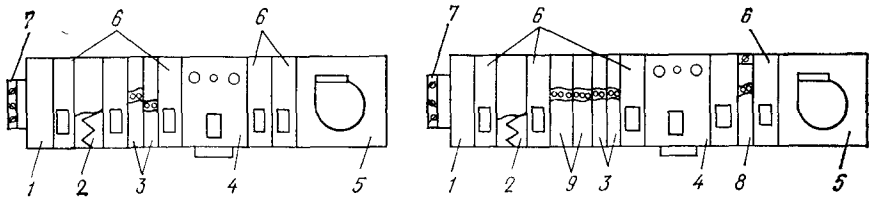


Рис. VI.3. Базовая схема 1 (Сх. 1) и ее модификация (Сх. 1.8)

1 — приемный блок; *2* — воздушный фильтр; *3* — первый подогрев, *4* — камера орошения, *5* — блок вентилятора; *6* — камеры воздушные; *7* — клапаны воздушные; *8* — воздухоиагреватель II подогрева; *9* — теплоотдающие теплообменники системы утилизации

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

2,6 м/с). Базовые секции КТЦ2-31,5 и КТЦ2-40 имеют одинаковый размер по ширине 1655 мм, а по высоте — соответственно 2003 и 2503 мм. На рис. VI.2 показаны схемы центральных УКВ типа КТЦ2, созданных на основе базовых элементов [19]. Секции центральных кондиционеров меньшей производительности КТЦ2-10 и КТЦ2-20 не вошли в единую унификацию. Их секции имеют одинаковую высоту 1300 мм и ширину — соответственно 776 и 1536 мм.

Центральные УКВ типа КТЦ2 рекомендуется применять по семи базовым схемам компоновки [19]. На рис. VI.3 представлена базовая схема 1 (сокращенное обозначение Сх.1), которая обеспечивает круглогодовую прямоточную обработку в УКВ приточного воздуха. В составе УКВ отсутствует воздухонагреватель II подогрева. Поэтому УКВ по Сх.1 можно применять в многозональных СКВ с зональными воздухонагревателями (см. рис. V.3).

Добавляя в базовую схему отдельные секции создают ее модификации. Показанная на рис. VI.3 модификация соответствует схеме однозональной СКВ, в которой предусматривается экономия тепла за счет использования тепла удаляемого воздуха. (Принципиальная схема однозональной прямоточной СКВ рассмотрена в гл. V и показана на рис. V.1.) Подробные сведения о базовых схемах центральных УКВ типа КТЦ2 можно найти в литературе [19, 37].

§ 48. Контактные аппараты для обработки воздуха в УКВ

Общим признаком контактных аппаратов является тепловлажностная обработка воздуха в условиях непосредственного контакта с поверхностью воды или водного раствора.

Контактные аппараты в виде камер орошения остаются до настоящего времени основным видом оборудования для политропической и адиабатной обработки воздуха. В камерах орошения вследствие разбрызгивания воды в виде мелких капель создается большая площадь поверхности контакта между воздухом и водой. Так, распыление 1 кг воды на капли диаметром 1 мм создает площадь поверхности 6 м^2.

Широкое распространение получили двухрядные камеры орошения с горизонтальным движением воздушного потока (рис. VI.4). Поддон, две боковые стенки и потолок образуют корпус камеры. В поддоне с помощью поплавкового клапана обеспечивается поддержание постоянного уровня воды, поступающей из питьевого водопровода. Избыток воды сливается через воронку переливного устройства. Всасывающий трубопровод соединяется с фланцем водяного фильтра, а нагнетательный трубопровод — с фланцами распределительных коллекторов. На горизонтальных распределительных коллекторах закреплены вертикальные стояки с форсунками. Места расположения форсунок на стояках выбираются таким образом, чтобы обеспечить перекрытие факелами распыла воды все поперечное сечение оросительного пространства. На

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

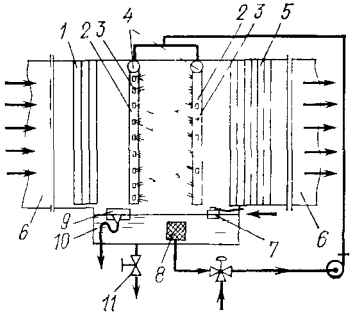


Рис. VI 4. Двухрядная горизонтальная камера орошения

1 — входные направляющие пластины, *2* — трубчатые вертикальные стояки с отверстиями, *3* — форсунки, *4* — горизонтальные водораспределительные коллекторы, *5* — пластины каплеуловителей, *6* — присоединительная камера, *7* — поплавковый клапан подпитки от водопровода *8* — водяной фильтр, *9* — переливное устройство, *10* — поддон *11* — патрубок присоединения к сливу

входе в камеру предусмотрены направляющие пластины, обеспечивающие выравнивание потока воздуха по сечению корпуса. На выходе из камеры установлены изогнутые пластины, многократно (до 6 раз) изменяющие направление потока воздуха. В результате этого капли воды, взвешенные в воздушном потоке, удерживаются на поверхности пластин и стекают в поддон камеры. Такие устройства называют сепараторами или каплеуловителями.

Испытания показали, что при неподвижном положении изогнутых пластин сепараторов удается удерживать взвешенные капли воды при скоростях движения воздуха в поперечном сечении оросительного пространства не более 3 м/с. Поэтому значения скоростей движения воздуха 2,6—2,8 м/с определяют максимальную пропускную способность (производительность) камеры орошения по воздуху. Для увеличения производительности оросительных камер разработаны конструкции вращающихся сепараторов, при применении которых скорость движения воздуха в поперечном сечении может быть увеличина до 7 м/с при надежном улавливании капель из воздушного потока. Габариты таких аппаратов значительно меньше аналогичных по производительности камер орошения с неподвижными сепараторами.

Результаты испытаний показали, что наиболее рациональным является двухрядное расположение форсунок в горизонтальных камерах орошения: в первом ряду отверстия распыла в форсунках направлены по потоку воздуха, а во втором ряду — против потока.

Эффективность процессов тепло- и массообмена в оросительном пространстве в значительной мере зависит от размеров капель Наиболее ответственными являются процессы охлаждения и осушения воздуха. Как было показано выше, протекание процессов осушения воздуха возможно только при условиях, если температура на поверхности капель будет ниже температуры точки росы воздуха. В работах Е. В. Стефанова [38] показано, что в факеле форсунок всегда содержатся капли малого размера Эти капли быстро нагреваются и достигают температуры воздуха по мокрому термометру, что приводит к их испарению и значительному снижению результирующего осушения воздуха. В связи с этим для осуществления процессов охлаждения и осушения применяются форсунки, в факеле распыла которых преобладают

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI.1. **Производительность широкофакельных форсунок ШФ 9/5**

$P_ф$, кПа	$g_ф$, кг/ч	$P_ф$, кПа	$g_ф$ кг/ч
20	132	80	350
25	170	90	370
30	205	100	395
35	220	110	410
40	235	120	420
45	250	130	430
50	260	140	440
55	270	150	450
60	280	170	480
65	290	200	510
70	305	220	530
75	315	250	570

капли крупного диаметра (1—2 мм).

В последних конструкциях камер орошения ОКФ (оросительная камера форсуночная) используются широкофакельные форсунки типа ШФ 9/5 (рис. VI.5) с диаметром выходного отверстия 9 мм, что при рабочих давлениях воды 150—250 кПа обеспечивает преобладание в факеле капель крупного размера. Значительный угол раскрытия водяного факела (до 140°) сохраняет устойчивость факела при давлении воды перед форсунками от 40 кПа и выше. Производительность одиночной форсунки зависит от давления (табл. VI.1).

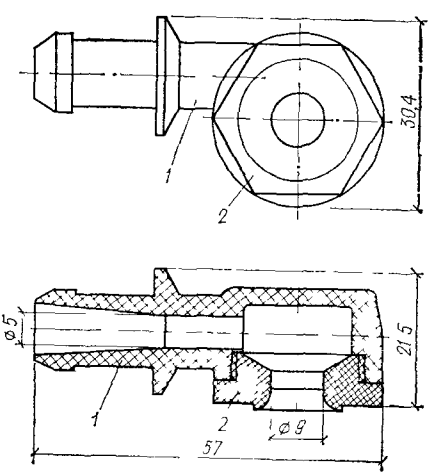


Рис. VI.5. Широкофакельная форсунка ШФ 9/5

1 — пластмассовый корпус форсунки с входным каналом диаметром 5 мм *2* — пластмассовая пробка с выходным отверстием диаметром 9 мм

Камеры орошения ОКФ имеют одинаковую длину 2425 мм, а высота и ширина их оросительного пространства зависит от номинальной производительности по воздуху (табл. VI.2). Для присоединения трубопроводов, забирающих воду из бака и подводящих ее к форсункам, в камере смонтированы контрфланцы с прокладкой и комплектом крепежа. В баке камеры установлен сетчатый фильтр для очистки рециркуляционной воды (фильтры периодически промываются водой из шланга). Постоянный уровень воды в баке обеспечивается подпиткой водопроводной водой через шаровой клапан, а излишки воды удаляются через переливное устройство. Опорожняют бак от воды (при чистке) через линию слива, имеющую ручной вентиль.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI 2. **Конструктивные показатели ОКФ кондиционеров КТЦ2**

Номинальная производительность по воздуху, тыс. м³/ч	Конструктивные показатели оросительного пространства			
	высота, мм	ширина, мм	число форсунок, шт.	масса, кг
10	1300	776*	54	504
20	1300	1536*	90	770
31,5	2003	1655	135	1530
40	2503	1655	180	1730
63	3405	2003	297	2700
80	3405	2503	396	3000
125	2405	4003	594	4000

* Длина камер орошения 1800 мм.

Аэродинамическое сопротивление ОКФ при номинальной производительности по воздуху составляет 160 Па. Скорость движения воздуха в любой точке поперечного сечения не должна превышать 3 м/с, а поток воздуха должен быть равномерным по сечению оросительного пространства.

Таким образом, типовые ОКФ имеют определенные размеры, оснащены стандартным оборудованием (форсунками, сепараторами, поддонами и др.) и используются в довольно регламентированных режимах. Для проверки этих камер проведены дополнительные производственные испытания в широком диапазоне условий их возможной работы. Поэтому для выбора стандартных камер орошения и установления режимов их работы можно пользоваться данными производственных испытаний, не прибегая к сложным расчетам тепломассообменных процессов, о чем подробно говорилось в гл. III. Существует большое разнообразие методов представления результатов производственных испытаний камер орошения [1, 10, 17, 26, 28]. Наибольшей простотой и достаточной надежностью обладает метод [17], в котором предложено результаты производственных испытаний представлять для двух основных условий использования камер орошения.

При использовании ОКФ в теплый период года наиболее ответственным является режим охлаждения при одновременном осушении воздуха. Эффективность этих режимов оценивается энтальпийным показателем процесса θ_I, соответствующим относительному перепаду энтальпий тепломассообменивающихся сред (воздух — вода):

$$\theta_I = (I_1 - I_2)/(I_1 - I_{w1}), \qquad (VI.1)$$

где I_1 и I_2 — начальная и конечная энтальпии воздуха, I_{w1} — энтальпия насыщенного воздуха, соответствующая температуре воды, поступающей в оросительную камеру

Значения θ_I в большей мере определяются интенсивностью орошения воздуха водой. Применительно к камерам орошения эти условия оцениваются коэффициентом орошения B (см. гл.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI 3 **Значения показателей θ_I для камеры орошения ОКФ с широкофакельными форсунками ШФ 9/5**

B	θ_I	B	θ_I
1	0,41	1,9	0,66
1,1	0,43	2	0,67
1,2	0,46	2,1	0,687
1,3	0,49	2,2	0,7
1,4	0,54	2,3	0,7
1,5	0,565	2,4	0,705
1,6	0,58	2,5	0,71
1,7	0,61	2,6	0,72
1,8	0,63	2,7	0,73

III). Численные значения θ_I в зависимости от B для камер орошения ОКФ даны в табл. VI.3. Наличия только показателя θ_I недостаточно для нахождения параметров воздуха, прошедшего обработку в камере орошения. Необходимо знать и второй параметр, в качестве которого предложено [17] находить конечную относительную влажность воздуха φ_2 в зависимости от относительной влажности воздуха на входе в камеру φ_1 и давления воды перед форсунками. Графическая форма зависимости для φ_2 в камерах орошения ОКФ приведена на рис. VI.6.

Для холодного и переходного периодов года основным является режим адиабатного увлажнения воздуха. Эффективность этого режима оценивается по относительному перепаду температур обменивающихся сред:

$$E_a = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_{м1}), \qquad \text{(VI.2)}$$

где t_1 и t_2 — температура воздуха в начале и конце процесса; $t_{м1}$ — температура мокрого термометра воздуха начального состояния

В гл. II показано, что адиабатное увлажнение можно рассматривать протекающим при постоянной энтальпии, равной начальному состоянию воздуха до камеры орошения. Поэтому для нахождения конечного состояния воздуха достаточно располагать зависимостью E_a от B (табл. VI.4). При построении режима адиабатного увлажнения конечные параметры воздуха на I—d-диаграмме определяются точкой пересечения линий изотермы конечной температуры t_2, вычисленной из выражения (VI.2), и энтальпии $I_1 = I_2$.

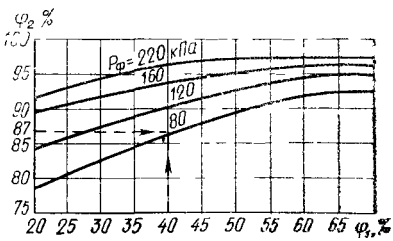


Рис. VI 6. Графическая зависимость конечной относительной влажности воздуха в режимах его охлаждения и осушения в ОКФ от начальной относительной влажности воздуха φ_1 и давления воды $P_ф$ перед форсунками

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI 4 **Значения показателя E_a для камеры орошения ОКФ с широкофакельными форсунками ШФ 9/5**

B	E_a	B	E_a	B	E_a
0,6	0,36	1,3	0,87	2	0,955
0,7	0,44	1,4	0,9	2,1	0,96
0,8	0,58	1,5	0,92	2,2	0,965
0,9	0,66	1,6	0,94	2,3	0,97
1	0,71	1,7	0,94	2,4	0,97
1,1	0,74	1,8	0,945	2,5	0,97
1,2	0,8	1,9	0,95		

Общий расход воды через форсунки в камере орошения вычисляется по формуле

$$G_w = \Phi g_\Phi, \qquad (VI.3)$$

где Φ — число форсунок в камере, определяемое по табл. VI.2; g_Φ — производительность одиночной форсунки, зависящая от давления воды (см. табл. VI 1).

В расчетах также используется упрощенное уравнение теплового баланса в виде

$$G\,(I_1 - I_2) = G_w\, c_w\, (t_{w2} - t_{w1}), \qquad (VI.4)$$

или

$$I_1 - I_2 = B\, c_w\, (t_{w2} - t_{w1}). \qquad (VI.5)$$

Рассмотрим последовательность проведения расчетов режимов обработки воздуха в камерах орошения типа ОКФ.

Пример VI.1. Смесь наружного и рециркуляционного воздуха с расходом 36 000 кг/ч (30 000 м³/ч) имеет перед камерой орошения (рис VI 7) $I_1 = 65$ кДж/кг и $\varphi_1 = 40\%$. Смесь нужно охладить и осушить до $I_2 = 42{,}3$ кДж/кг и $\varphi_2 = 87\%$ Определить тип камеры орошения, требуемые давление и расход воды через форсунки, а также начальную температуру холодной воды

Решение. По табл VI 2 находим, что заданный расход воздуха может быть обработан в камере ОКФ коидиционеров КТЦ2-31,5 с числом форсунок 135 шт По рис. VI 6 заданная конечная относительная влажиость 87% в режиме охлаждения и осушения воздуха при его иачальной относительной влажности 40% может быть обеспечена при давлении воды перед форсунками не более 90 кПа (построение пунктиром). По табл. VI 1 находим, что при давлении 90 кПа расход воды через форсунку равен 370 кг/ч

По формуле (VI 3) определяем общий расход воды через форсуики: $G_w = 135 \cdot 370 = 49\,950$ кг/ч Вычисляем коэффициент орошеиия: $B = 49\,950/36\,000 = 1{,}38$ По табл VI 3 находим достижимое значение показателя $\theta_I = 0{,}53$.

Из выражения (VI 1) определяем энтальпию насыщенного воздуха при начальной температуре воды:

$$I_{w1} = I_1 - (I_1 - I_2)/\theta_I = 0{,}65 - (65 - 42{,}3)/0{,}53 = 22{,}17 \text{ кДж/кг}.$$

На $I-d$-диаграмме в месте пересечения энтальпии 22,17 кДж/кг с линией полного насыщения находим значение требуемой температуры холодной воды перед форсунками $t_{w1} = 6{,}8$°С.

Из уравнения теплового баланса (VI 5) иайдем конечиую температуру воды

$$t_{w2} = t_{w1} + \frac{I_1 - I_2}{B\, c_w} = 6{,}8 + \frac{65 - 42{,}3}{1{,}38 \cdot 4{,}19} = 10{,}7 \text{ °С}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В холодный период года камера орошения работает в режиме адиабатного увлажнения воздуха Требуемые конечные параметры воздуха после адиабатного увлажнения известны и необходимо установить давление воды перед форсунками камеры, которая подобрана по условиям летнего режима использования.

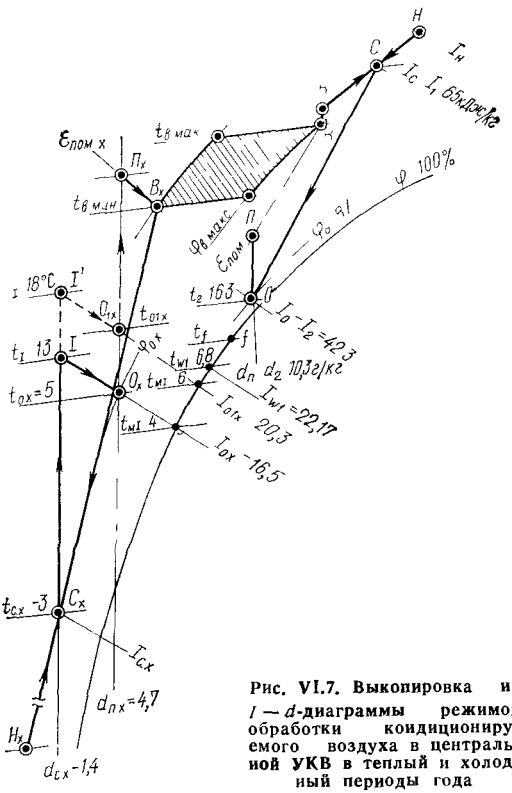


Рис. VI.7. Выкопировка из $I-d$-диаграммы режимов обработки кондиционируемого воздуха в центральной УКВ в теплый и холодный периоды года

Пример VI.2 Производительность и тип камеры те же, что и в примере VI 1 В воздухонагревателе I ступени смесь наружного и рециркуляционного воздуха нагревается до $t_1 = 13°C$ при энтальпии $I_{o\,x} = 16{,}5$ кДж/кг с температурой по мокрому термометру $t_{м1} = 4°C$ Требуемое влагосодержание приточного воздуха $d_{п\,x} = 4{,}7$ г/кг

Решение На $I-d$-диаграмме (см рис VI 7) в месте пересечения линий влагосодержания 4,7 г/кг и энтальпии 16,5 кДж/кг находим температуру воздуха после камеры орошения $t_{o\,x} = 5°C$

По формуле (VI 2) вычисляем требуемый показатель эффективности режима адиабатного увлажнения $E_a = (13—5)/(13—4) = 0{,}89$.

По табл VI 4 находим, что достижение показателя $E_a = 0{,}89$ требует коэффициента орошения $B = 1{,}38$, и вычисляем расход орошаемой воды $G_ш = 1{,}38 \cdot 36\,000 = 49\,680$ кг/ч Производительность форсунки определяем из формулы (VI 3) $\cdot\ g_ф = 49\,680/135 = 368$ кг/ч По табл VI 1 находим, что производительность форсунки 368 кг/ч обеспечивается при давлении воды 90 кПа

§ 49. Контактные аппараты с орошаемой насадкой и пенного типа

В тепломассообменном аппарате с орошаемой насадкой контактная поверхность потока воздуха с водой создается орошением водой (или раствором) развитой поверхности материала насадки. Развитие поверхности контакта прежде всего определяется смоченной площадью материала насадки. По назначению орошаемые насадки разделяются на два типа: общего назначения и адиабатного увлажнения По способам формирования материала в слое выделяются три типа насадок: свободная укладка материала, укладка по заданной геометрической форме, использование связанного материала с постоянной формой каналов.

Как было показано в гл. II, режимы адиабатного увлажнения протекают при постоянной температуре влажной поверхности, рав-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ной температуре мокрого термометра увлажняемого воздуха. В таких режимах выгодно использовать в насадке тонкие гигроскопичные материалы, поверхность которых быстро становится влажной, даже при неполном смачивании ее орошающей водой. В качестве такого материала используется, например, тонкая осиновая стружка, заполняющая кассету глубиной 80 мм (способ свободной укладки материала). При малой глубине кассет создаются компактные конструкции аппаратов адиабатного увлажнения (см., например, рис. V.15).

Свободная укладка материала, как правило, применяется в орошаемых насадках высотой до 0,4 м. При большей высоте наблюдается проседание смоченного материала в слое и ухудшение эффективности адиабатного увлажнения из-за образования пустот. Для устранения этого недостатка разработаны увлажнительные аппараты с орошаемой насадкой из гигроскопичного материала, уложенного и связанного в пакет при постоянной форме каналов, например, из склеенных листов гофрированного тонкого картона, предварительно пропитанного для предотвращения гниения спецнальными растворами. Благодаря применению гигроскопичного материала в орошаемых слоях удается получить высокую эффективность процессов адиабатного увлажнения ($E_a=0{,}8$) при малых коэффициентах орошения $B=0{,}1\div0{,}2$. Вода на орошение материала насадки подается через перфорированные лотки. Требуемое в сети давление при работе насоса определяется главным образом высотой подъема воды к оросительным устройствам. Вследствие малых расходов и требуемых давлений воды достигается значнтельное сокращение расхода электроэнергии на привод электродвигателей насосов, используемых для рециркуляции орошающей воды, по сравнению с камерами орошения ОКФ.

Как было показано выше, в режимах охлаждения и осушения воздуха необходимо поддерживать температуру на поверхности воды ниже температуры точки росы. Для этого требуются высокие коэффициенты орошения $B=1{,}5\div2{,}5$, которые достигаются в аппаратах с орошаемой насадкой общего назначения. В аппаратах общего назначения кроме политропических режимов можно осуществлять и режимы адиабатного увлажнения воздуха. Однако для достижения показателя $E_a=0{,}8$ расходы орошающей воды соответствуют коэффициенту $B=1\div1{,}2$, что выше, чем в аппаратах с орошаемой насадкой для адиабатного увлажнения. Для осуществления процессов охлаждения и осушения воздуха первоначально применяли аппараты с орошаемой насадкой, которая создавалась свободной укладкой в сетчатую кассету керамических колец диаметром 25 мм и высотой 10 мм. Под руководством А. А. Гоголина [7] проведены испытания насадок из керамических колец при орошенни их холодной водой и соляным раствором. Испытания показали значнтельное аэродинамическое сопротивление таких орошаемых насадок и необходимость обеспечения в фасадном сечении малых скоростей воздуха (0,5—1 м/с), что предопределяет значительные габарнты аппаратов.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

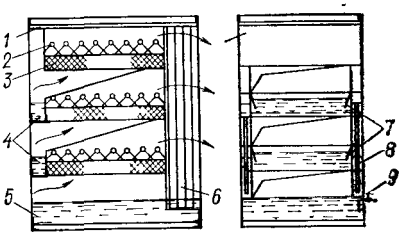


Рис. VI 8 Контактный аппарат с многоярусным расположением орошаемой насадки

1 — корпус, *2* — распределительные перфорированные трубы, *3* — орошаемая насадка, *4* — промежуточные водосборники, *5* — поддон, *6* — каплеуловители, *7* — гидравлические затворы, *8* — водосборные трубы, *9* — штуцер для удаления отработанной воды

В последние годы исследованы контактные аппараты с орошаемой насадкой, образуемой из пластмассовых сеток и листов. Е. В. Стефановым изучались орошаемые насадки, составляемые из 32 капроновых сеток с размером ячеек 2×2 мм. Наилучшие условия для режимов одновременного охлаждения и осушения воздуха создаются при полном покрытии поверхности материала насадки пленкой орошающей воды. Эти условия достигаются при определенных соотношениях скоростей воздуха по сечению каналов насадки и интенсивностей орошения водой. Так, например, для насадки из капроновых сеток экспериментально установлено, что при коэффициенте орошения $B=1{,}5$ в фасадном сечении насадки скорость воздуха должна быть не более 1,5 м/с [17]. В целях развития площади фасадного сечения прибегают к многоярусному расположению орошаемой насадки по высоте контактного аппарата (рис. VI 8) Для распределения воды используются простейшие устройства в форме труб с отверстиями (перфорацией). Требуемое давление орошающей воды не превышает 2—5 кПа. При обеспечении $B=1{,}5\div 2$ требуется меньше энергии на подачу орошающей воды по сравнению с применением форсунок в камерах орошения.

Исследованы [17] также и орошаемые насадки с постоянной формой каналов. Эти насадки представляют собой пропитанные эпоксидной смолой блоки растянутой крафт-бумаги или гофрированные пластмассовые пластины. Для насадок с постоянной формой каналов распределение орошающей воды по всей площади верхнего сечения насадки достигается применением механических форсунок грубого распыла с большим диаметром выходного отверстия (12—18 мм), равномерно распыляющих крупные капли при малых давлениях (до 5 кПа) На базе насадок с постоянной формой каналов создаются контактные аппараты с многоярусным расположением орошаемых насадок аналогично конструктивной схеме, приведенной на рис. VI.8.

Проводятся исследования по интенсификации процессов тепло и массообмена, что позволяет создавать более эффективные и компактные аппараты. Одним из путей интенсификации является использование водовоздушной эмульсии в качестве развитой поверхности контакта между воздухом и водой. По способу создания водовоздушной эмульсии выделяются три конструктивных решения.

В пенных аппаратах полочного типа водовоздушная эмульсия создается при прохождении воздушного потока через отверстия в горизонтальной решетке, на которую сверху подается вода. Пло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

щадь сечения отверстий в решетке принимается 8—10% площади поперечного сечения аппарата. Скорость движения воздуха в отверстиях решетки может быть 10—20 м/с. При этих условиях над решеткой образуется слой водовоздушной пены высотой до 300 мм.

В циклонно-пенных аппаратах в вертикальную камеру подается предварительно закрученный в улиткообразном канале воздушный поток. Сверху в камеру подается вода, подхватываемая вращающимся воздушным потоком, и создается пенный слой высотой до 600 мм.

В ударно-пенных аппаратах в поддоне содержится вода, под углом к поверхности которой со скоростью 15—20 м/с подводится воздушный поток. При этом происходит преобразование кинетической энергии воздушного потока в давление, под воздействием которого часть воды поднимается и образует в вертикальной части аппарата пенный слой высотой до 300 мм.

Создание водовоздушной эмульсии (пенного слоя) требует затрат энергии воздушного потока, поэтому аэродинамическое сопротивление таких аппаратов достигает 1—1,2 кПа, что значительно больше, чем в камерах орошения ОКФ и аппаратах с орошаемой насадкой. Это требует повышенных расходов энергии на перемещение воздуха через пенные аппараты и является большим недостатком. Для удержания взвешенных в воздухе капель воды в выходном сечении пенных аппаратов устанавливают каплеуловители. Обычные конструкции каплеуловителей используют при скоростях движения воздуха в их сечении не более 3 м/с.

Эффективное протекание процессов тепло- и массообмена в пенном слое небольшой высоты позволяет конструировать аппараты пенного типа меньших габаритов по сравнению с другими контактными аппаратами аналогичной производительности по воздуху. Это определяет преимущественную область их применения в случаях, когда имеются значительные ограничения к размерам требуемых площадей и объема для размещения аппаратов (например, на кораблях). В создание пенных аппаратов большой вклад внесен Е. В. Стефановым и С. А. Богатых.

Методика расчета процессов тепло- и массообмена в орошаемых насадках и пенных слоях базируется на общих закономерностях, изложенных в гл. III. Для подбора стандартных конструкций аппаратов и выбора режимов их работы используются результаты производственных испытаний, на основе которых получены конкретные зависимости для относительных перепадов энтальпий и температур. Кроме этого, к паспорту аппаратов могут прикладываться расчетные номограммы, связывающие показатели теплотехнической эффективности с режимами использования аппаратов.

В заключение необходимо отметить недостатки, свойственные методу обработки воздуха при непосредственном контакте с водой. Общими недостатками аппаратов контактного типа являются усложненность схем их снабжения холодной водой, наличие дополнительных баков для сбора воды после поддонов (подробней см. гл. IX), а также возможная загрязненность воды в поддонах

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

пылью и микроорганизмами, попадающими в нее из воздуха. Накопление в поддонах контактных аппаратов грязи и отложений может привести к ухудшению санитарно-гигиенических качеств обрабатываемого воздуха. Для исключения этого необходимо постоянно следить за чистотой поддонов и периодически промывать их (например, еженедельно). Выполнение этих требований связано с повышенными затратами ручного труда и сбросом больших количеств водопроводной воды в канализацию. Эти недостатки устраняются в закрытых схемах циркуляции воды с использованием в УКВ поверхностных теплообменников вместо контактных аппаратов. Однако это ведет к повышению расхода металла на сооружение СКВ. Повышение гигиенических качеств воздуха в процессах его увлажнения достигается использованием аппаратов с практически полным испарением воды, а также применением паровых увлажнителей.

§ 50. Устройство поверхностных теплообменников и методы их расчета

Общим конструктивным признаком поверхностных теплообменников является наличие непроницаемой для газа и жидкости разделительной стенки между кондиционируемым воздухом и теплоили холодоносителем. Следовательно, по режиму тепломассообмена они работают по схеме ТП-модели (см. гл. III).

Для осуществления режимов нагревания, охлаждения и осушения воздуха в центральных УКВ используются теплообменники, по трубкам которых проходит вода. С целью интенсификации теплообмена с наружной стороны, где проходит воздух, трубки оребряются. Наибольшее распространение получили методы оребрения путем насадки на трубки пластин и накаткой ребер из материала трубки. Высота ребер зависит от диаметра трубок и назначения теплообменников. Отношение площади поверхности оребренных трубок к площади поверхности гладкой трубки (коэффициент оребрения) в современных конструкциях теплообменников достигает 20—24.

В конструкциях центральных УКВ в поверхностных теплообменниках используются биметаллические накатные трубки. При их изготовлении на стальную трубку насаживают толстостенную алюминиевую трубу и на станке выдавливают ребра из наружной стенки алюминиевой трубки.

В кондиционерах КТЦ2 используются унифицированные по всему ряду базовые теплообменники, конструктивная схема которых показана на рис. VI.9, а технические показатели приведены в табл. VI.5. Теплоотдающая поверхность, образуемая оребренными трубками одинаковой длины 1655 мм, состоит из трех базовых теплообменников: одометрового, имеющего 23 трубки по высоте; полутораметрового — 35 трубок по высоте; двухметрового — 47 трубок по высоте. Концы трубок вварены в трубные решетки, к которым привариваются крышки и перегородки, обеспечивающие многохо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

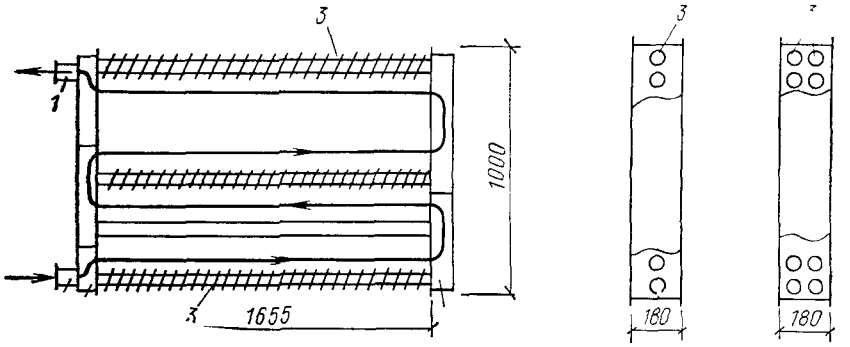


Рис. VI.9. Однометровый базовый теплообменник для кондиционеров КТЦ2
1 — фланцы для присоединения трубопроводов, *2* — трубные решетки с перегородками, *3* — оребренные трубы

Таблица VI 5 Конструктивные показатели базовых теплообменников кондиционеров КТЦ2

Теплообменник	Число рядов	Площадь, м²		Гидравлическое сопротивление кПа при скорости воды ω, м/с	
		наружной поверхности	сечения для прохода воды	0.2	0 7
Однометровый	1	27,3	0,00146	1	9
	2	54,3	0,00293	1,4	19
Полутораметровый	1	41,8	0,00146	1,1	11
	2	82,8	0,00293	1,5	20
Двухметровый	1	55,8	0,00146	1,3	13
	2	111,4	0,00293	1,7	22

довое (последовательное) прохождение воды по трубкам. В однометровом теплообменнике имеется четыре хода для воды, в полутораметровом — шесть ходов; в двухметровом — восемь.

По ходу воздуха в базовых теплообменниках может быть один или два ряда, для которых сохраняется одинаковый размер по глубине 180 мм. Из базовых теплообменников собирают поверхностные воздухонагреватели и воздухоохладители на соответствующую номинальную производительность кондиционеров КТЦ2. В табл. VI.6 представлены конструктивные показатели воздухонагревателей, регулируемых по воде Все фасадное сечение теплообменников заполнено оребренными трубками, а требуемая номинальная производительность достигается соответствующей сборкой базовых теплообменников.

При использовании обводного воздушного канала применяются воздухонагреватели, у которых только часть фасадного сечения заполнена оребренными трубками, а в верхней части расположен многостворчатый воздушный клапан. Привод створок воздушного клапана осуществляется от пневматических или электрических исполнительных механизмов.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI 6. **Конструктивные показатели воздухонагревателей с регулированием по воде для кондиционеров КТЦ2**

Кондиционер	Число базовых теплообменников			Число рядов	Площадь, м²		Масса, кг	Размеры, мм	
	одно-метровых	полуто-раметровых	двух-метровых		наружной поверхности	живого сечения для прохода воздуха		*A*	*H*
КТЦ2-31,5	—	—	1	1	55,8	1,44	288	1703	2083
				2	111,4		463		
КТЦ2-40	1	1	—	1	69,6	1,83	351	1703	2583
				2	137,3		569		
КТЦ2-63	—	—	2	1	113	2,88	575	3453	2083
				2	224,2		921		
КТЦ2-80	2	2	—	1	141,4	3,66	700	3453	2583
				2	276,7		1136		
КТЦ2-125	—	—	4	1	226,4	5,76	1126	3453	4649
				2	448,7		1823		
КТЦ2-160	—	4	2	1	282,9	7,24	1381	3453	5643
				2	558,6		2266		

При применении теплообменников необходимо выбрать рациональную схему обвязки их трубопроводами. Обвязка трубопроводов может обеспечивать последовательное, параллельное и последовательно-параллельное прохождение воды по теплообменникам. Выбор схемы обвязки трубопроводами теплообменников определяет живое сечение труб для прохода воды и ее скорость. В целях достижения больших значений коэффициентов теплоотдачи при умеренных гидравлических сопротивлениях необходимо принимать скорость течения воды по трубам теплообменников для условий начала развитого турбулентного режима течения [17, 25]. Для воздухонагревателей с конструктивными показателями, приведенными в табл. VI.5, при температуре горячей воды 70—90°С этому режиму отвечают скорости движения воды в трубках 0,15—0,3 м/с. Дальнейшее повышение скорости течения воды не приводит к существенному увеличению коэффициента теплопередачи, но значительно возрастают гидравлические потери. При скоростях течения горячей воды ниже 0,15 м/с в области переходного режима течения отмечается заметное снижение коэффициентов теплопередачи. В теплотехнических расчетах используются опытные зависимости для определения коэффициентов теплопередачи, Вт/(м²·°С):

для однорядных теплообменников

$$K = 16{,}86\ (v\,\rho)^{0{,}49}\ w^{0{,}13}; \qquad \text{(VI 6)}$$

для двухрядных теплообменников

$$K = 15{,}6\ (v\,\rho)^{0{,}49}\ w^{0{,}13}. \qquad \text{(VI.7)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Массовая скорость движения воздуха $v\rho$, кг/(м^2·с), определяется по формуле

$$v\,\rho = G/(3600 f_в), \qquad \text{(VI.8)}$$

где G — расход воздуха через сечение теплообменников, кг/ч; $f_в$ — площадь сечения для прохода воздуха, м^2.

Скорость течения воды w, м/с, вычисляется по зависимости

$$w = G_w/(3600 \cdot 1000 f_w), \qquad \text{(VI.9)}$$

где G_w — расход воды через теплообменники, кг/ч, f_w — площадь сечения для прохода воды, м^2.

Размеры площади сечений для прохода воды через один ход теплообменников кондиционеров КТЦ2 приведены в табл. VI.5. Размер площади суммарного сечения для прохода воды в секции, собранной из нескольких теплообменников, определяется схемой обвязки трубопроводами. Использование формул (VI.6) и (VI.7) ограничивается диапазоном значений скоростей воды 0,15—0,3 м/с.

Нагревание воздуха в воздухонагревателе оценивается температурным показателем

$$\theta_t = (t_2 - t_1)/(t_{w1} - t_1). \qquad \text{(VI.10)}$$

Поскольку нагревание воздуха происходит при постоянном влагосодержании, справедливо следующее уравнение теплового баланса:

$$G c_в (t_2 - t_1) = G_w c_w (t_{w1} - t_{w2}). \qquad \text{(VI.11)}$$

Как было рассмотрено в гл. III, показатель относительного перепада температур может быть вычислен для ТП-модели по аналитической зависимости или найден по графику, построенному для определенной схемы взаимного движения воздуха и воды. На рис. VI.10 представлен график для нахождения показателя θ_t при противоточной схеме движения воздуха и воды в зависимости от теплоемкостей потоков и модифицированного критерия $Fo'_в$, вычисленного по формуле

$$Fo'_в = K F/(c_в G), \qquad \text{(VI.12)}$$

где K — опытное значение коэффициента теплопередачи конкретной конструкции воздухонагревателя, Вт/(м^2·°С); F — площадь наружной поверхности воздухонагревателя, м^2; G — массовый расход воздуха через воздухонагреватель, кг/с; $c_в$ = = 1,012 — удельная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·°С).

Как правило, после анализа на $I-d$-диаграмме режимов работы СКВ известными для расчета воздухонагревателей являются расход воздуха, а также начальные и конечные параметры нагреваемого воздуха. Горячая вода от центрального источника и ее начальная температура определяются соответствующим температурным графиком регулирования работы сети теплоснабжения в холодное время года. В теплое время года зональные воздухонагреватели питаются горячей водой, подаваемой по графику горячего водоснабжения с начальной температурой не выше 70°С. Методику расчета воздухонагревателей рассмотрим на конкретных примерах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

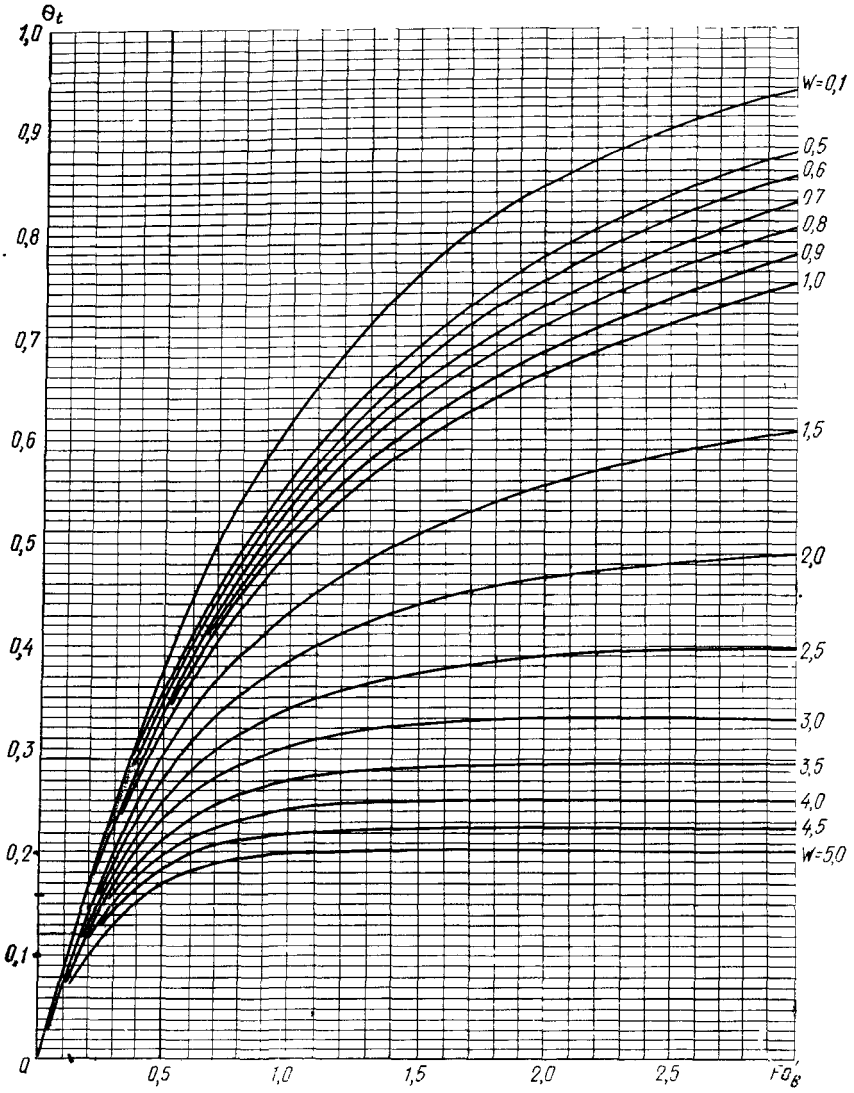


Рис. VI.10. Графическая зависимость θ_t от критерия $Fo'_в$ в противоточном теплообменнике

Пример VI.3. В холодный период года смесь наружного и рециркуляционного воздуха с расходом 36 000 кг/ч, температурой $t_{c\,x} = -3$°С и влагосодержанием $d_c = 1{,}4$ г/кг нагревается в воздухонагревателе I ступени до энтальпии режима адиабатного увлажнения $I_{01x} = 20{,}3$ кДж/кг. В воздухонагреватель от теплосети поступает горячая вода с температурой 115°С. Требуется определить конструкцию воздухонагревателя и режим его работы.

Решение. Построением на $I - d$-диаграмме в месте пересечения линий I_{01x} и d_c находим требуемую температуру воздуха после воздухонагревателя I ступени $t'_1 = 18$°С (рис. VI 7). Определяем требуемое колнчество тепла на нагревание воздуха:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Q_1 = 36\,000 \cdot 1\ (18 + 3) = 756\,000\ \text{кДж/ч}.$$

Температура обратной воды после воздухонагревателя по условиям работы теплосети не может быть выше 70°С. Исходя из допустимого перепада температур по горячей воде находим ее расход:

$$G_w = \frac{Q_1}{c_w\ (t_{w1} - t_{w2})} = \frac{756\,000}{4,19\ (115 - 70)} = 4032\ \text{кг/ч}.$$

Вычисляем средний арифметический температурный напор в воздухонагревателе:

$$\Delta t = (115 + 70)/2 - (-3 + 18)/2 = 85^\circ.$$

Учитывая малую степень нагревания воздуха и большой температурный напор, первоначально оцениваем возможность применения для кондиционера КТЦ2-31,5 наименьшего воздухонагревателя с регулированием по воде. По табл VI.6 находим, что однорядный воздухонагреватель имеет площадь наружной поверхности 55,8 м², площадь живого сечения для прохода воздуха 1,44 м² и состоит из одного двухметрового базового теплообменника. По табл. VI 5 площадь сечения для прохода воды в однорядном базовом теплообменнике составляет 0,00146 м².

По формуле (VI 8) вычисляем массовую скорость движения воздуха в живом сечении воздухонагревателя:

$$v\rho = 36\,000/(3600 \cdot 1,44) = 6,94\ \text{кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

По формуле (VI 9) находим скорость течения воды в трубках

$$w = 4032/(3600 \cdot 1000 \cdot 0,00146) = 0,76\ \text{м/с}.$$

Полученное значение скорости воды больше верхнего предела рекомендуемого оптимального значения 0,3 м/с для режимов нагревания. Из табл VI.7 видно, что увеличение скорости течения горячей воды более 0,3 м/с не приводит к увеличению коэффициента теплопередачи. При массовой скорости движения воздуха $v\rho = 6,94$ кг/(м²·С) и верхнем значении скорости воды $w = 0,3$ м/с для режимов нагревания по табл. VI 7 находим значение коэффициента теплопередачи в однорядном теплообменнике $K = 37,1$ Вт/(м²·°С).

Определяем требуемую площадь поверхности воздухонагревателя:

$$F = (0,278\,Q_1)/(\Delta t\,K) = 0,278 \cdot 756\,000/(85 \cdot 37,1) = 66,6\ \text{м}^2,$$

что больше располагаемой площади поверхности 55,8 м² в однорядном теплообменнике

Принимаем двухрядный теплообменник со следующими конструктивными показателями (табл. VI.6) наружная поверхность 111,4 м², площадь живого сечения для прохода воздуха 1,44 м²; площадь живого сечения для прохода воды по табл VI 5 равна 0,00293 м² Скорость течения воды $w = 4032/(3600 \cdot 1000 \cdot 0,00293) = 0,382$ м/с, что близко к оптимальному значению 0,3 м/с. Массовая скорость движения воздуха такая же, как и в однорядном теплообменнике. По табл VI 7 при $v\rho = 6,94$ кг/(м²·с) и $w = 0,3$ м/с для двухрядного воздухонагревателя находим: $K = 34,3$ Вт/(м²·°С) Вычисляем требуемую площадь поверхности воздухонагревателя $F = 0,278 \cdot 756\,000/(85 \cdot 34,3) = 72,78$ м², что меньше располагаемой площади поверхности 111,4 м².

Вычисляем располагаемый запас:

$$\frac{111,4 - 72,08}{72,08}\ 100 = 54,5\ \%.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI 7. **Теплотехнические характеристики воздухонагревателей кондиционеров КТЦ2**

Число рядов	Скорость движения воды, м/с	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м²·°С), при массовой скорости движения воздуха $v\rho$, кг/(м² с)								
		4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	0,15	26	29,08	31,68	34,2	36,5	38,6	40,7	42,6	44,5
	0,2	26,97	30	32,88	35,5	37,8	40,1	42,2	44,2	46,2
	0,25	27,76	31,07	33,85	36,5	39	41,3	43,5	45,6	47,5
	0,3	28,43	31,71	34,67	37,4	40	42,3	44,5	46,7	48,7
2	0,15	24,031	26,8	29,3	31,6	33,7	35,7	37,6	39,5	41,1
	0,2	24,948	27,8	30,4	32,8	35	37,1	39	40,9	42,7
	0,25	25,682	28,6	31,3	33,8	36	38,2	40,2	42,1	44
	0,3	26,298	29,34	32	34,6	36,9	39,12	41,2	43,2	45

Таблица VI.8. **Технические характеристики блоков тепломассообмена типа БТМ2 для кондиционеров КТЦ2**

Кондиционер	Число форсунок	Насос и электродвигатель системы орошения		Размеры, мм (см. рис. VI.11)			Масса, кг
		тип насоса	мощность электродвигателя, кВт	H	B	L	
КТЦ2-10	24	К20/30	4	1000	1018	1950	732
КТЦ2-20	40	К45/30	7,5	1000	1845	2135	1044
КТЦ2-31,5	55	К45/55	15	2003	1740	2440	1633
КТЦ2-40	75	К45/55	15	2503	1740	2440	2020
КТЦ2-63	121	К90/35	15	2003	3489	2440	2996
КТЦ2-80	165	К90/35	15	2503	3489	2440	3572
КТЦ2-125	242	К160/30	30	4003	3489	2575	5171
КТЦ2-160	330	К160/30	30	5003	3489	2575	6214
КТЦ2-200	352	К290/30	40	4003	5203	2910	7846
КТЦ2-250	480	К290/30	40	5003	5203	2910	9258

Электронная библиотека http://igv.khstu.ru/

Запас в площади поверхности велик Обычно допускается запас до 15%, следовательно, необходимо его уменьшить Снижение запаса в площади поверхности воздухонагревателя может быть достигнуто следующими способами увеличением степени нагревания воздуха в воздухонагревателе, снижением начальной температуры горячей воды, уменьшением расхода горячей воды через теплообменник

Приинмаем условие, что для нашего случая построением на $I-d$ диаграмме (см рис VI 7) уже установлен верхний предел нагревания воздуха в воздухонагревателе I ступени до $I_o=20{,}3$ Дж/кг ($t_1'=18°C$) и дальнейшее увеличение нагревання нецелесообразно Снижение начальной температуры горячей воды невозможно, так как вода поступает из теплосети с центральным регулированием ее температуры

Оценим возможность снижения расхода горячей воды до нижней границы оптимальных значении скорости движения воды 0 15 м/с По табл VI 7 находим, что при $w=0{,}15$ м/с и $v\rho=6{,}94$ кг/(м^2 с) коэффициент теплопередачи $K=31{,}2$ Вт/(м$^2\cdot$°С)

По формуле (VI 12) вычисляем достнгаемый показатель

$$Fo_в' = 31{,}2\ 111{,}4/(10\ 1012) = 0{,}343.$$

По формуле (VI 10) определяем температурныи показатель

$$\theta_t = (18+3)/(115+3) = 0{,}177.$$

Построением на рис VI 10 в месте пересечения координат $\theta_t=0{,}177$ и $Fo_в=0{,}343$ находим требуемое значение показателя $W=2{,}6$ Из преобразованного выражения для показателя W вычисляем требуемый расход горячей воды

$$G_w = G\,c_в/(W\,c_w) = 36\,000\ 1/(2{,}6\ 4{,}19) = 3304\ \text{кг/ч}$$

Скорость воды в трубках составит

$$w = 3304/(3600\ 1000\ 0{,}00293) = 0{,}3\ \text{м/с},$$

что соответствует оптимальной области и блнзко к прннятому значению, дальнейших уточнений не проводим

Из преобразованного уравнения теплового баланса (VI 11) находим конечную температуру горячей воды

$$t_{w2} = 115 - 756\,000/(3304\ 4{,}19) = 60\ °C.$$

Полученное значенне конечной температуры воды вполне допустимо и выше 25°С, являющихся ннжним пределом по условиям предохранения от замерзания воды в трубках теплообменников I подогрева Аэродинамическое сопротнвление двухрядного воздухонагревателя при $v\rho=6{,}94$ кг/(м^2 с) находнм по справочнику [19] $\Delta P_н=84$ Па

Для осуществления в центральных УКВ режимов охлаждения при постоянном влагосодержании, а также охлаждения с осушением воздуха используются поверхностные теплообменники, по трубкам которых проходит холодная вода Конструкция воздухоохладителей аналогична рассмотренным выше воздухонагревателям В кондиционерах типа КТЦ2 в качестве воздухоохладителей применяются блоки тепломассообмена БТМ2, конструктивная схема которых показана на рис. VI 11, а основные технические характеристики приведены в табл. VI 8 Поверхностные воздухоохладители в типовой схеме БТМ состоят из одного двухрядного теплообменника (см табл. VI 5). Размеры воздухоохладителей аналогичны размерам двухрядных воздухонагревателей с регулированием по воде (см табл VI.6). Для уменьшения числа поверхностных теплообменников в составе УКВ рекомендуется первый по ходу воздуха двухрядный воздухоохладитель использовать в хо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

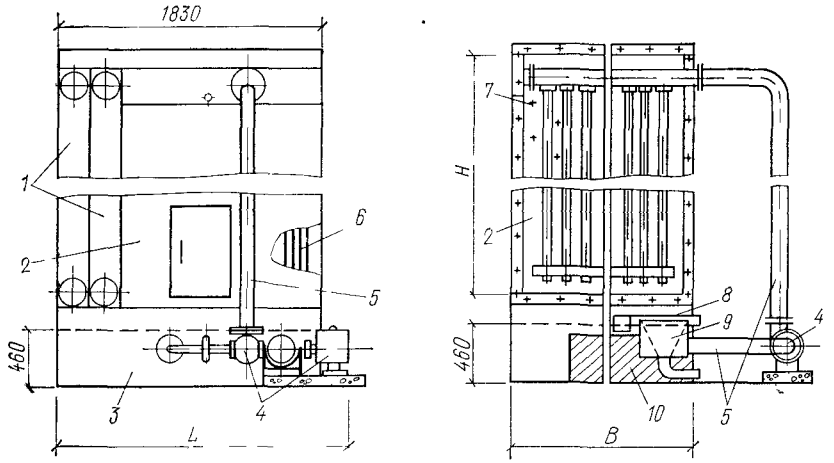


Рис. VI 11. Конструктивная схема блока тепломассообмена БТМ-2 для кондиционеров КТЦ2
1 — двухрядный воздухоохладитель из базовых теплообменников, *2* — оросительная камера, *3* — бак с водой, *4* — насос с электродвигателем, *5* — трубопроводы системы орошения, *6* — пластинчатый каплеуловитель, *7* — оросительные форсунки, *8* — шаровой клапан постоянной подпитки от водопровода, *9* — переливв, *10* — фильтр для очистки рециркуляционной воды

лодное время года в качестве воздухонагревателя I подогрева с подачей в него горячей воды. По специальному заказу завод-изготовитель может выполнить поставку БТМ2 до четырех двухрядных воздухоохладителей (восемь рядов).

Для адиабатного увлажнения служит система орошения, состоящая из одного ряда форсунок, направленных против потока воздуха. Стояк с форсунками смонтирован в оросительной камере, оборудованной шаровым клапаном, присоединенным к водопроводу. Избытки воды удаляются через переливное устройство. Для очистки рециркуляционной воды в баке установлены сетчатые фильтры. В комплект поставки БТМ входят насос с электродвигателем и соединительные трубопроводы. В режиме адиабатного увлажнения в БТМ2 достигается показатель $E_a = 0{,}9$.

Схема обвязки трубопроводами поверхностных воздухоохладителей выбирается с учетом достижения режима развитого турбулентного течения холодной воды по трубкам. В работе [17] показано, что в режимах охлаждения воздуха развитое турбулентное течение в трубках воздухоохладителей при температуре воды 6—8°С наблюдается при скоростях воды 0,6—0,8 м/с.

Охлаждение воздуха при постоянном влагосодержании возможно в том случае, если температура наружной поверхности воздухоохладителя будет равна или больше температуры точки росы воздуха. Расчет и выбор режимов работы воздухоохладителей проводится с помощью показателей θ_t, W, $Fo_в'$. Рассмотрим последовательность расчета для прямой задачи в режиме охлаждения воздуха без изменения влагосодержания. Прямые задачи наиболее характерны для случаев проектирования УКВ.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

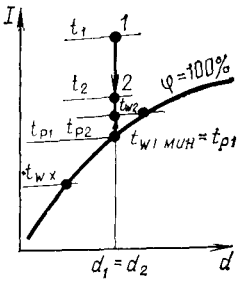


Рис VI 12 $I-d$ **диаграмма к расчету режимов охлаждения воздуха без изменения влагосодержания в поверхностном воздухоохладителе**

Пример VI 4. Масса охлаждаемого воздуха G, кг/ч, начальные параметры воздуха t_1, d_1, требуемая конечная температура воздуха t_2, температура воды от источника холода $t_{w\,x}$ Следует определить конструктивные показатели воздухоохладителей, расход проходящей по трубкам теплообменника холодной воды G_w, расход воды от источника холоdоснабжения $G_{w\,x}$, начальную температуру холодной воды t_{w1}, подаваемой в воздухоохладитель, температуру воды после воздухоохладителя t_{w2}

Решение Построением на $I-d$-диаграмме определяем условия осуществления заданного режима охлаждения воздуха без изменения влагосодержания На $I-d$ диаграмме находятся точки *1* и *2* (рис VI 12), отвечающие соответственно начальному и конечному состоянию воздуха при постоянном влагосодержании $d_1=d_2$ В месте пересечения линии постоянного влагосодержания с кривой $\varphi=100\%$ находим значение постоянной температуры точки росы $t_{p1}=t_{p2}$ Охлаждение воздуха в воздухоохладителе без изменения влагосодержания достигается при условии $t_{w1}=t_{p1}$ Если от источника холода может подаваться холодная вода с температурой $t_{w\,x}<t_{p1}$, то рационально выбрать минимальную начальную температуру воды $t_{w1}=t_{p1}$

Перепад температур холодной воды в воздухоохладителе в режимах охлаждения кондиционируемого воздуха, как правило, ограничивают $\Delta t_w=2-6°$ Одновременно в целях получения достаточно оптимальных условий теплообмена величины соотношений теплоемкостей потоков ограничиваем числовыми значениями $W=0{,}1\div0{,}6$ В соответствии с конкретными условиями выбираем W Из преобразованного выражения для W находим расход холодной воды через воздухоохладитель

$$G_w = G\,c_в/(W\,c_w)\ \text{кг/ч}.$$

В соответствии с заданными t_1 и t_2, а также определенным значением t_{w1}, вычисляем показатель перепадов температур

$$\theta_t = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_{w1}).$$

По графической зависимости (см рис VI 10) при известных θ_t и W находим необходимое значение критерия $Fo'_в$

В соответствии с заданной массой охлаждаемого воздуха выбираем тип и конструктивные показатели воздухоохладителей Первоначально расчет проводим из условия применения минимально возможного числа рядов

Для режимов охлаждения воздуха при $t_{w1}=6-8$ С рекомендуется использование таких схем обвязки по воде базовых теплообменников, чтобы обеспечивались скорости течения воды в трубках 0,6—0,8 м/с

Таблица VI 9 **Теплотехнические характеристики воздухоохладителей кондиционеров КТЦ2**

Скорость течения воды, м/с	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м² °С), при массовой скорости движения воздуха $v\rho$, кг/(м² с)						
	4	5	6	7	8	9	10
0,6	20,5	23,6	26,4	29	31,5	33,9	36,2
0,7	20,9	24,032	26,9	29,5	32,2	34,6	36,9
0,8	21,3	24,4	27,4	30,1	32,7	35,2	37,6
0,9	21,6	24,8	27,8	30,5	33,6	35,7	38,1
1	21,9	25,1	28,1	30,9	33,6	36,1	38,6
1,1	22,1	25,4	28,5	31,3	34	36,6	39
1,2	22,4	25,7	28,8	31,7	34,4	36,9	39,5

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При найденных значениях $v\rho$ и w находим коэффициент теплопередачи K, Вт/(м²·°С) (табл. VI.9).

Из преобразованного выражения для $Fo'_в$ вычисляем требуемую площадь поверхности воздухоохладителей:

$$F = Fo'_в \, G c_в / K.$$

Рекомендуется принимать запас поверхности воздухоохладителей до +10%. При наличии запаса больше 10% или недостачи площади поверхности необходимо изменить режим работы воздухоохладителя, приняв новое значение W, и повторить расчет.

В воздухоохладителе при охлаждении воздуха без изменения влагосодержания в условиях стационарного режима работы сохраняется следующее уравнение теплового баланса:

$$G c_в \, (t_1 - t_2) = G_w c_w \, (t_{w2} - t_{w1}).$$

Из преобразованного уравнения теплового баланса вычисляем конечную температуру воды после воздухоохладителя:

$$t_{w2} = t_{w1} + G c_в \, (t_1 - t_2)/(G_w c_w).$$

Определяем расход воды от источника холода:

$$G_{w\,x} = \frac{G c_в \, (t_1 - t_2)}{c_w \, (t_{w2} - t_{w\,x})}.$$

Наиболее ответственными для круглогодичной работы УКВ являются режимы одновременного охлаждения и осушения воздуха. Разработан метод [17] расчета этих режимов в воздухоохладителях с использованием показателей θ_f, W, $Fo'_в$, K, а также графического построения на $I - d$-диаграмме условно «сухого» режима охлаждения, эквивалентного по затратам холода заданному режиму одновременного охлаждения и осушения воздуха. На рис. VI.13 представлено построение на $I - d$-диаграмме процессов охлаждения воздуха в поверхностном теплообменнике, питаемом холодной водой. Процессы имеют следующие общие условия:

1) прямые линии, соединяющие точки начального и конечного состояния воздуха, пересекают кривую насыщения $\varphi = 100\%$ в одной точке f, имеющей температуру t_f, равную средней температуре наружной поверхности воздухоохладителя;

2) при одинаковой конструкции воздухоохладителя, при одном и том же расходе воздуха и воды, при равном значении начальной энтальпии воздуха I_1 и начальной температуры холодной воды t_{w1} тепловой баланс между охлаждаемым воздухом и нагреваемой водой определяется по уравнению

$$G \, (I_1 - I_2) = G c_в \, (t'_1 - t'_2) = G_w c_w \, (t_{w2} - t_{w1}), \qquad \text{(VI.13)}$$

где t'_1 и t'_2 — начальная и конечная температуры воздуха в режиме охлаждения при постоянном влагосодержании d_f, равном влагосодержанию воздуха при средней температуре наружной поверхности воздухоохладителя t_f.

Полученное построением значение t_f должно быть больше значения температуры источника холода t_{wx} не менее чем на 2—6°. При построении на рис. VI.13 режиму «сухого» охлаждения соответствует процесс между точками $1' - 2'$. Режимы охлаждения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

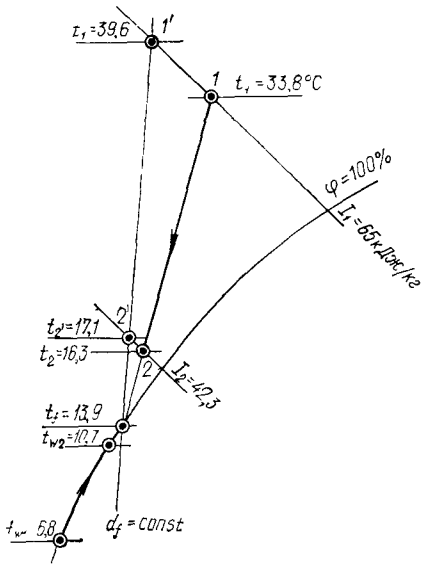


Рис. VI.13. $I-d$-диаграмма к расчету режима охлаждения и осушения воздуха в воздухоохладителях

с различной интенсивностью влаговыпадения оцениваются безразмерным показателем

$$\xi = \frac{I_1 - I_2}{c_в\,(t_1 - t_2)}. \qquad \text{(VI.14)}$$

В соответствии с изложенным реальный режим охлаждения и осушения воздуха построением на $I-d$-диаграмме заменяется на условно «сухой» режим охлаждения, в котором сохраняется одинаковый расход холода согласно уравнению теплового баланса (VI.13). В расчетном «сухом» режиме охлаждения используется методика, аналогичная рассмотренной выше при расчете процессов охлаждения без изменения влагосодержания воздуха. Изменения температуры оцениваются показателем перепада температур, который для условно «сухого» режима вычисляется по формуле

$$\theta_t = (t_1' - t_2')/(t_1' - t_{w1}). \qquad \text{(VI.15)}$$

Начальная температура холодной воды t_{w1}, подаваемой в трубки воздухоохладителя, должна выбираться с учетом следующих ограничений: при использовании минимально возможной температуры холодной воды $t_{w1\,мин}=t_{w.x}$ требуемая площадь поверхности воздухоохладителя будет наименьшей; для $t_{w1макс}=t_f-2$ — требуемая площадь поверхности будет наибольшей; численные значения показателя W рекомендуется принимать от 0,1 до 0,4.

При известных величинах θ_t и W по графику или по таблицам для определенной схемы движения воздуха и воды находится требуемое значение показателя $Fo_в'$, соответствующее выражению (VI.12). Для противоточной схемы движения воздуха и воды графическая зависимость представлена на рис. VI.10.

Требуемая площадь поверхности воздухоохладителя для обоих режимов охлаждения воздуха, представленных на рис. VI.13, одинакова и вычисляется по преобразованному выражению (VI.12):

$$F = Fo_в' G c_в / K, \qquad \text{(VI.16)}$$

где K — опытное значение коэффициента теплопередачи в режимах охлаждения без изменения влагосодержания воздуха.

По многочисленным результатам испытаний воздухоохладителей установлено [17], что в режимах охлаждения без изменения влагосодержания воздуха опытные формулы для вычисления коэффициентов теплопередачи имеют следующий вид:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$K = a\,(v\,\rho)^n\,w^m, \qquad (VI.17)$$

где a, n, m — постоянные показатели для конкретной конструкции поверхностного теплообменника.

Массовая скорость движения воздуха в живом сечении воздухоохладителя вычисляется по выражению (VI.8), а скорость течения воды в трубках — по выражению (VI.9).

Коэффициенты теплопередачи для воздухоохладителей кондиционеров КТЦ2 в режимах охлаждения без конденсации влаги представлены в табл. VI.9.

По результатам испытаний поверхностных теплообменников в режимах охлаждения и осушения установлена необходимость дополнительного учета различной интенсивности влаговыпадения [1, 17]. Это требует проведения больших и длительных экспериментов для установления сложных зависимостей для K' в режимах охлаждения и осушения воздуха. В расчетах по методу условно «сухого» режима охлаждения используются опытные формулы для K в форме зависимости (VI.17), которые имеются в литературе [1, 11, 17, 33].

Пример VI.5. Параметры охлаждаемого воздуха аналогичны примеру VI.1. В воздухоохладитель подается холодная вода $t_{w1}=6{,}8$°С с расходом 49 950 кг/ч. Определить требуемое число воздухоохладителей в составе БТМ2 и схему обвязки по воде.

Решение. На $I-d$-диаграмме проводим построение условно «сухого» режима охлаждения воздуха (см. рис. VI.13). Точки *1* и *2* соединяем прямой линией и продолжаем ее до пересечения с $\varphi=100\%$ в точке $\dot{f}$, следовательно, $t_f=13{,}9$°С. Начальная температура холодной воды на 7,1° ниже t_f, что отвечает нормальным условиям работы воздухоохладителей. Из точки $\dot{f}$ проводим линию постоянного влагосодержания и в местах пересечения с линиями $I_1=65$ кДж/кг и $I_2=42{,}3$ кДж/кг находим соответственно $t_1'=39{,}6$°С и $t_2'=17{,}1$°С. Построение проверяем по уравнению теплового баланса (VI.13):

$$36\,000\,(65-42{,}3) \approx 36\,000\cdot 1\,(39{,}6-17{,}1) = 817\,200 \text{ кДж/кг}.$$

По формуле (VI.15) вычисляем температурный показатель в условно «сухом» режиме охлаждения:

$$\theta_t = (39{,}6-17{,}1)/(39{,}6-6{,}8) = 0{,}686.$$

Вычисляем показатель соотношения теплоемкостей потоков:

$$W = 36\,000\cdot 1/(49\,950\cdot 4{,}19) = 0{,}172,$$

что соответствует рекомендуемому пределу изменения $W=0{,}1\div 0{,}4$.

По рис. VI.10 при $\theta_t=0{,}686$ и $W=0{,}172$ находим требуемое значение $\mathrm{Fo}_в'=1{,}33$.

Для заданной воздухопроизводительности используем кондиционер КТЦ2-31,5. По табл. VI.6 находим конструктивные показатели двухрядных теплообменников, используемых в качестве воздухоохладителей в БТМ: площадь наружной поверхности 111,4 м², площадь живого сечения для прохода воздуха 1,44 м². Площадь живого сечения для прохода воды по табл. VI.5 составляет 0,00293 м².

Вычисляем массовую скорость движения воздуха:

$$v\,\rho = 36\,000/(3600\cdot 1{,}44) = 6{,}94 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}.$$

Первоначально принимаем, что холодная вода поступает параллельно в два двухрядных теплообменника и скорость течения воды в трубках составляет:

$$w = 49\,950/(3600\cdot 1000\cdot 2\cdot 0{,}00293) = 2{,}38 \text{ м/с},$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

т. е скорость течения воды больше рекомендуемого в режимах охлаждения и осушения воздуха верхнего предела 1,2 м/с

По табл VI 9 при $v\rho = 6{,}94$ кг/(м²·с) и при максимальном табличном значении скорости течения воды $w = 1{,}2$ м/с находим $K = 31{,}3$ Вт/(м² °С) По формуле (VI 6) находим требуемую площадь поверхности воздухоохладителя

$$F = 1{,}33\ 10\ 1012/31{,}3 = 430\ \text{м}^2$$

Определяем необходимое число двухрядных теплообменников $430/111{,}4 = 3{,}86$ шт Округляем до 4, и действительная поверхность воздухоохладителей составит

$$F_д = 4\ 111{,}4 = 444{,}8\ \text{м}^2$$

Определяем запас площади поверхности

$$\frac{444{,}8 - 425{,}6}{425{,}6}\ 100 = 4{,}5\%,$$

что допустимо

К установке принимаем четыре двухрядных воздухоохладителя Выбираем схему обвязки трубопроводов с параллельной подачей холодной воды в четыре двухрядных теплообменника, тогда скорость течения воды в трубках составит

$$w = 49\,950/(3600\ 1000\ 4 \cdot 0\ 00293) = 1{,}19\ \text{м/с},$$

что близко к принятому значению $w = 1{,}2$ м/с, поэтому уточнений не проводится

При $v\rho = 6{,}94$ кг/(м²·с) и восьми рядах теплообменника по ходу воздуха аэродинамическое сопротивление воздухоохладителей в режимах охлаждения без конденсации влаги из воздуха составит 280 Па В нашем примере в воздухоохладителе происходит процесс одновременного охлаждения и осушения воздуха Выпадающая при осушении воздуха влага накапливается на наружной оребренной поверхности и сужает площадь живого сечения воздухоохладителя для прохода воздуха, что приводит к увеличению аэродинамического сопротивления в 1,4 раза по сравнению с режимом сухого охлаждения [19] Для нашего примера аэродинамическое сопротивление составит $280 \cdot 1{,}4 = 392$ Па В БТМ воздух теряет энергию при прохождении каплеуловителей, аэродинамическое сопротивление которых составляет 50 Па Общее аэродинамическое сопротивление БТМ2 из четырех двухрядных воздухоохладителей в режиме охлаждения и осушения воздуха будет

$$\Delta P_{БТМ} = 392 + 50 = 442\ \text{Па}$$

По табл VI 8 находим, что БТМ для кондиционера КТЦ2-31,5 имеет массу 1633 кг, три дополнительных двухрядных воздухоохладителя (см табл VI 6) 463 3 = 1389 кг Общая масса составит 3022 кг Из условий примера расчета подобранный БТМ заменил камеру орошения ОКФ, которая для кондиционера КТЦ2 31,5 имеет массу 1530 кг (см табл VI 2) Сравнение показывает, что применение блоков БТМ взамен камер орошения ОКФ ведет к значительному перерасходу металла Аэродинамическое сопротивление камеры орошения 160 Па, а аэродинамическое сопротивление подобранного БТМ составляет 442 Па

Из проведенного сравнения видно, что применение воздухоохладителей в БТМ взамен камер орошения ОКФ в кондиционерах КТЦ2 ведет к значительному перерасходу металла и энергии на перемещение воздуха

§ 51. Устройства для очистки, регулирования и перемещения воздушного потока

Для очистки воздуха от пыли в УКВ включаются *фильтры,* конструктивное решение которых определяется характером пыли и требуемой чистотой воздуха. Подробные сведения о методах очистки воздуха и о конструкциях фильтров изложены в работах [5, 19, 31, 37]

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. VI 14. Воздушный фильтр ФР-3

1 — корпус *2* — полотно объемного фильтрующего материала *3* — катушка с приводом от электродвигателя *4* — неподвижная решетка

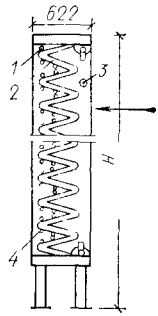
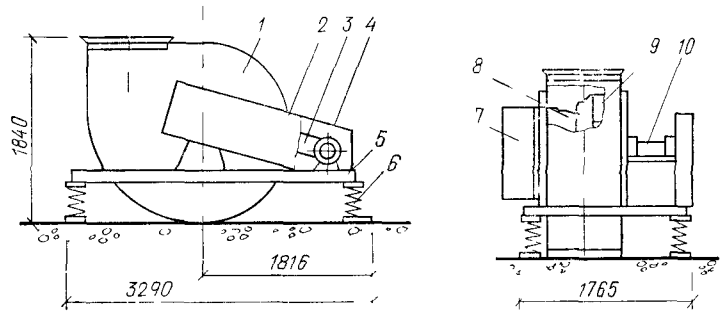


Рис VI 15 Вентиляторный агрегат Ц4-76 № 12

1 — кожух *2* — ограждение *3* — клиноременная передача *4* — электродвигатель *5* — рама, *6* — виброизоляторы, *7* — регулировочный направляющий аппарат *8* — входной патрубок, *9* — рабочее колесо *10* — корпус подшипников



В качестве примера на рис VI 14 показана конструктивная схема фильтров ФР-3, входящих в состав УКВ типа КТЦ2 [19]. На боковых стенах корпуса фильтра закреплены прутки, образующие неподвижную решетку, на которой уложено чистое полотно из объемного фильтрующего материала. Полотна укладывают вручную глубокими складками, что позволяет в 4 раза развить площадь поверхности для прохода воздуха через фильтрующий материал по сравнению с площадью поперечного сечения базовых секций. Один конец полотна заправляют в катушку, приводимую во вращение электроприводом (электродвигатель мощностью 0,25 кВт с редуктором). При работающем вентиляторе УКВ через фильтрующий материал проходит воздух, и частицы пыли, содержащиеся в воздухе, задерживаются волокнами материала. Аэродинамическое сопротивление чистого фильтрующего материала 60 Па.

Эффективность очистки воздуха от пыли 80%. Пылеемкость фильтрующего материала не ниже 400 г/м² площади живого сечения. По мере накопления пыли в материале аэродинамическое сопротивление возрастает. О степени запыления фильтрующего материала судят по показаниям вакуумметра, установленного на передней стенке корпуса фильтра. После достижения в фильтре верхней границы аэродинамического сопротивления 200 Па вентилятор УКВ останавливается и включается электропривод перемотки, который обеспечивает наматывание запыленного материала в рулон на катушку В специальном устройстве запыленный материал освобождается от пыли (регенерируется) и снова используется Ре

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

генерацию можно повторять до 4—5 раз. Размеры фасадного сечения корпуса фильтра одинаковы с размерами сечения базовых секций соответствующей номинальной производительности.

Воздушные клапаны предназначены для регулирования расхода воздуха. Конструктивно клапаны выполнены из швеллерообразных стенок, между которыми вращаются створки. Оси створок соединены между собой тягами, связанными с электрическим или пневматическим приводом. Подробные сведения о конструкциях и методах расчета воздушных клапанов изложены в работах [1, 19, 37].

Вентиляторные агрегаты служат для перемещения воздуха через УКВ и присоединительные элементы системы. Подробные сведения о конструктивных особенностях вентиляторов и методах расчета режимов их работы изложены в работах [19, 27, 33, 37]. В качестве примера отметим, что в УКВ типа КТЦ2-31,5 — КТЦ2-125 применены радиальные (центробежные) вентиляторы Ц4-76 одностороннего всасывания. В кондиционерах КТЦ2-31,5 и КТЦ2-40 используется вентиляторный агрегат № 12 с диаметром рабочего колеса 1200 мм. Конструктивная схема и размеры этого вентилятора показаны на рис. VI.15. В спиральном кожухе заключено рабочее колесо с профильными лопатками. У всасывающего отверстия установлен направляющий аппарат, служащий для регулирования про-

Таблица VI.10. **Основные технические характеристики вентиляторных агрегатов кондиционеров КТЦ2**

Номинальная производительность по воздуху, тыс $м^3/ч$	Полное давление, кПа	Частота вращения, $мин^{-1}$	Установочная мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг	Уровень звука, дБА
10	0,8	1440	5,5	255	79
	1,2	1440	7,5	255	81
20	0,8	1040	7,5	650	81
	1,2	1145	10	685	84
31,5	0,8	640	13	1210	81
	1,2	660	17	1280	85
	1,6	750	22	1300	87
40	0,8	660	17	1280	82
	1,2	800	22	1300	86
	1,6	865	33	1390	88
63	0,8	480	22	2490	82
	1,2	560	30	2610	87
	1,6	630	40	2710	90
80	0,8	510	30	2620	84
	1,2	575	40	2690	87
	1,6	650	55	2880	90

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

изводительности и давления вентилятора. Регулирование осуществляется поворотом лопаток направляющего аппарата, что обеспечивает изменение сечения входного отверстия вентилятора. Кожух с рабочим колесом и электродвигатель, на валу которого закреплен шкив, смонтированы на раме. Шкивы вентилятора и электродвигателя соединяются через клиноременную передачу, обеспечивающую вращение рабочего колеса при работающем электродвигателе. Рама вентиляторного агрегата с пружинными виброизоляторами устанавливается на строительном фундаменте.

Элементы кондиционера соединяются с вентиляторным агрегатом через эластичный патрубок и соединительный блок. Наличие эластичного патрубка исключает передачу вибраций от вентилятора оборудованию. В табл. VI.10 приведены основные технические характеристики агрегатов для УКВ типа КТЦ2. Полное давление, развиваемое вентилятором, изменяется в зависимости от частоты вращения рабочего колеса. С повышением давления увеличивается и звуковая мощность (уровень шума). Для устранения передачи шума с воздушным потоком на воздуховодах необходимо устанавливать глушители. Методы расчета шумоглушителей изложены в учебнике [5].

§ 52. Местные неавтономные эжекционные кондиционеры-доводчики

Центральные УКВ часто применяются вместе с местными эжекционными кондиционерами-доводчиками (ЭКД), что позволяет создавать местно-центральные СКВ. Принцип работы ЭКД рассмотрим на примере кондиционера-доводчика типа КНЭ-У, принципиальная схема которого показана на рис. VI.16. В камере первичного воздуха доводчика имеется распределительная труба, концы

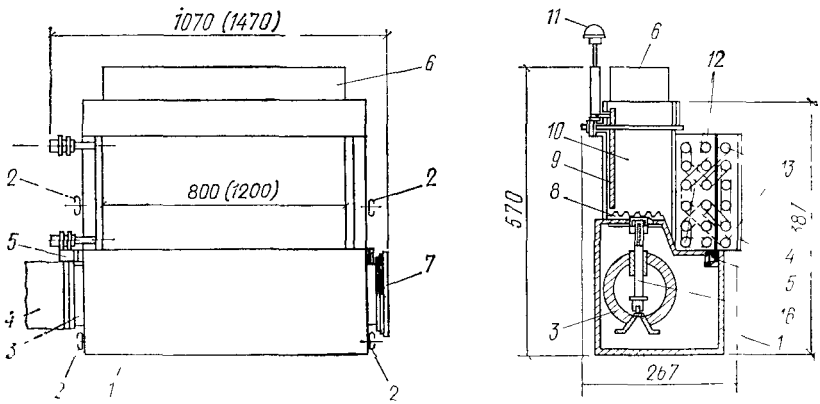


Рис. VI.16. Эжекционный кондиционер-доводчик КНЭ-У

1 — камера первичного воздуха; *2* — скобы; *3* — распределительная труба; *4* — патрубок гибкий; *5* — штуцер, *6* — выходной патрубок; *7* — заглушка; *8* — сопловая панель, *9* — воздушный клапан; *10* — смесительная камера; *11* — рукоятка привода воздушного клапана, *12* — обвязка двухрядного теплообменника; *13* — обвязка одноряднего теплообменника; *14* — фильтр, *15* — поддон; *16* — клапан регулирования поступления первичного воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

которой выступают из торцевых стенок. Один конец распределительной трубы имеет заглушку, а ко второму присоединяется гибкий патрубок, связывающий ЭКД с воздуховодом первичного воздуха. При необходимости последовательного по первичному воздуху соединения нескольких ЭКД заглушка снимается и надевается второй гибкий патрубок, связанный с распределительной трубой соседнего ЭКД. В нижней части распределительной трубы имеется щелевое отверстие, через которое воздух поступает в камеру. Количество его регулируется вручную клапаном. Панель с эжектирующими соплами располагается над камерой первичного воздуха, образуя нижнюю часть смесительной камеры. Рециркуляционный воздух проходит очистку в фильтре и тепловую обработку в теплообменниках, к которым по трубопроводам подается горячая и холодная вода.

Для расчета тепловой производительности поверхностных теплообменников местных кондиционеров-доводчиков предложено [17] представлять опытные данные в форме удельных показателей тепловой производительности $A_т$ и $A_{т\,ь}$:

$$A_т = \frac{0{,}278\, G_w\, c_w\, (t_{w1} - t_{w2})}{t_{w1} - t_1} - \frac{1}{\rho_в}, \qquad \text{(VI.18)}$$

где G_w — расход горячей воды, кг/ч; t_{w1} и t_{w2} — температура горячей воды на входе в теплообменник и на выходе из него, °С.

Удельный тепловой показатель, вычисляемый по формуле (VI 18), измеряется в Вт/°С и характеризует теплопроизводительность теплообменника на 1°С начального перепада температур между взаимодействующими средами (вода — воздух). Поправка $1/\rho_в$ измеряется в м³/кг и учитывает влияние плотности воздуха.

Результаты теплотехнических испытаний ЭКД в режимах подачи первичного воздуха через сопла обрабатываются по формуле (VI.18) и выражаются следующей функциональной зависимостью для $A_т$:

$$A_т = f\,(G_н,\ G_w,\ d_c,\ n), \qquad \text{(VI.19)}$$

где $G_н$ — расход проходящего через сопла первичного воздуха, кг/ч; G_w — расход через теплообменник горячей воды, кг/ч; d_c — диаметр сопл, мм; n — поправочный коэффициент, зависящий от схемы присоединения теплообменников.

В табл. VI.11 даны значения показателя $A_т$, полученные при испытаниях ЭКД типа КНЭ-У-1,2 с двухрядными теплообменниками. Для конструктивного варианта трехрядного теплообменника (обвязка однорядного теплообменника по горячей воде) к значениям $A_т$ по табл. VI.11 вводится понижающий множитель $n=0{,}8$.

Результаты теплотехнических испытаний ЭКД при нагревании рециркуляционного воздуха в режимах естественной конвекции (через сопла не проходит первичный воздух) обрабатываются по формуле (VI.18) и выражаются функциональной зависимостью для $A_{т\,ь}$:

$$A_{т\,к} = \psi\,[G_w,\ t_{w1} - t_1,\ n].$$

В табл. VI.12 даны значения показателя $A_{т.к}$ для КНЭ-У-1,2 с двухрядным теплообменником. При конструктивном варианте ис-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI.11. **Удельные показатели $A_т$ двухрядного теплообменника в КНЭ-У-1,2**

$d_э$, мм	$G_н$, кг/ч	Значения $A_т$ при расходе горячей воды G_w, кг/ч							
		40	60	80	100	140	180	220	260
3,5	96	18,6	24,3	29,6	32,5	36,7	38,4	39,5	39,7
	120	23,2	29,5	33,8	38,8	41,8	47,1	48,7	49,2
	144	25,5	34	38,3	44	51	54	56,4	57
4,5	144	22	29	35,1	38,1	43,4	46,4	48,3	48,7
	180	25,5	33	38,3	43	48,7	51,6	53,4	53,8
	216	27,8	35,4	41,3	46,4	52,2	55,7	58,7	59
5,5	180	23,2	29	35	38,3	43,6	46	48	48,3
	233	25,1	30,6	37	40,5	47	50	51	51,4
	270	26,7	31,3	38	41,7	48	51,4	52,6	52,9

пользования трехрядного теплообменника (обвязка однорядного теплообменника по горячей воде) к значениям $A_{т.к}$ вводится понижающий множитель $n=0{,}53$.

Для расчета холодопроизводительности поверхностных теплообменников ЭКД при отводе только явного тепла от рециркуляционного воздуха используются опытные данные по удельным показателям холодопроизводительности $A_х$. Результаты испытаний ЭКД на режимах охлаждения рециркуляционного воздуха без конденсации влаги обрабатываются по формуле

$$A_х = \frac{0{,}278\, G_w\, c_w\, (t_{w2} - t_{w1})}{t_1 - t_{w1}} \cdot \frac{1}{\rho_в}, \qquad (VI.20)$$

где G_w — расход через теплообменник холодной воды, кг/ч; t_{w1} — температура холодной воды на входе в теплообменник кондиционера-доводчика, °С.

В табл. VI.13 даны значения показателя $A_х$, полученные при испытаниях КНЭ-У-1,2 с двухрядным теплообменником. Для конструктивного варианта трехрядного теплообменника (обвязка двух-

Таблица VI.12 **Показатели $A_{т.к}$ в режиме естественной конвекции двухрядного теплообменника в КНЭ-У-1,2**

Расход горячей воды G_w, кг/ч	Значения $A_{т.к}$ при $t_{w_1} - t_1$, °С										
	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
60	7	8,2	9,3	10,4	11,6	12,7	13,3	14,2	15,5	16	16,7
80	9,6	10,7	12,2	13	13,9	15,1	16,6	18,1	19	19,5	20
100	11,6	12,9	13,9	15,1	16,4	17,2	19	20,6	21,6	22	22,6
120	12,6	13,8	15,5	17,1	18,6	19,2	21,4	23	24,3	25	25,5
140	13,9	15,8	17,2	18,4	20,5	22	23,6	25	26	27	27,5
160	15,1	17,1	18,6	20,8	22	23,4	25,2	26	27,6	28	29
200	16,9	18,9	20,9	22,3	24,4	26	27,6	28,5	30,5	31	31,3
240	19	21	22,4	24	26,2	28	29	31,4	32	32,4	33

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VI 13. **Удельные показатели A_x двухрядного теплообменника в КНЭ-У-1,2**

d_c, мм	$G_н$, кг/ч	Значения A_x при расходе холодной воды G_w, кг/ч					
		100	150	200	250	300	400
3,5	96	24,4	29,6	32,7	34,6	35,2	36
	120	29	35	38,8	40	43,4	44
	144	32,5	39,6	44,1	47,6	50,2	50,6
4,5	144	27,8	34,8	38,3	40	42	44
	180	31	37	42	44	46	49
	216	33,6	40,6	45,2	48	50	53,4
5,5	180	28	35	38,6	40	42	42,5
	233	30	37	40	42	43	44
	270	31,3	38,3	41,8	44	46,4	46,9

рядного теплообменника по холодной воде) к показателям A_x по табл. VI.13 вводится повышающий множитель $n=1,2$.

Технические показатели ЭКД по воздухопроизводительности оцениваются расходом первичного воздуха и коэффициентом эжекции

$$K_{эж}=(L_п-L_н)/L_н, \qquad (VI.21)$$

где $L_п$ — расход прнточного воздуха, м³/ч; $L_н$ — расход первичного воздуха, м³/ч.

Расход первичного воздуха должен обеспечивать санитарную норму свежего воздуха для людей, находящихся в помещении:

$$L_н \geqslant L_{св}=a\,l_{св}, \qquad (VI.22)$$

где a — расчетное число людей в зоне, обслуживаемой одним ЭКД, $l_{св}$ — санитарная норма подачи свежего наружного воздуха.

Пример VI.6. В адмииистративном зданнн 302 служебных помещения. ширина 3 м, глубнна 6 м, высота 3 м. В теплый пернод расчетные параметры: $t_н=29°C$, $I_н=64$ кДж/кг, $t_в=24°C$, $\varphi_в=55\%$. В помещеннн находится 4 человека. Суммарные теплонзбыткн в помещенни по полному теплу 1160 Вт, по явному теплу 928 Вт, влагонзбыткн 0,32 кг/ч. В холодный пернод расчетные параметры: $t_{н\,х}=-26°C$, $\varphi_{н\,х}=88\%$, $t_{в.х}=20°C$, $\varphi_{в\,х}=40\%$. Температура внутреннего воздуха прн дежурном отоплении $t_{в\,д}=15°C$. Суммарные теплопотери 1300 Вт, влагонзбыткн 0,28 кг/ч.

Решение. С учетом конкретных особенностей помещення под окном устанавлнвается КНЭ-У-1,2 с сопламн днаметром 4,5 мм н расходом первнчного воздуха 180 м³/ч при коэффициенте эжекции 2,33 [18]. Из формулы (VI.21) находнм расход прнточного воздуха от ЭКД 600 м³/ч.

Для удалення влагонзбытков нспользуется прнточный наружный воздух. Вычнсляем требуемое влагосодержанне первнчного воздуха:

$$d_{п\,н}=10,33-320/(180\cdot 1,2)=8,8 \text{ г/кг}.$$

Прнннмаем, что после охлаждения и осушення относнтельная влажность первнчного воздуха равна 90%. В месте пересечения лннй $\varphi_в$ н влагосодержання $d_{п\,н}=8,8$ г/кг находнм точку 0 (рис. VI.17). В вентнляторе центральной УКВ и воздуховодах первнчный воздух нагревается на 2°.

Определяем охладнтельную способность первнчного воздуха, выходящего нз сопел ЭКД: $Q_{п\,н\,х}=180\cdot 1,22(50-37,6)=2723$ кДж/ч$=756$ Вт Для нсключення

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

перерасхода холода и тепла необходимо выбрать режим работы центральной УКВ таким образом, чтобы охладительная способность первичного воздуха была не более минимальных теплоизбытков при расчетных параметрах наружного воздуха в теплый период [18].

По формуле (V 4) вычисляем охладительную нагрузку на теплообменник ЭКД $Q_{д\,х} = 1160 - 756 = 404$ Вт.

Определяем режим работы теплообменника ЭКД Для исключения конденсации влаги из рециркуляционного воздуха, а также в целях более длительного использования холода наружного воздуха принимаем начальную температуру холодной воды 16°С По формуле (VI 20) находим требуемый показатель удельной холодопроизводительности

$$A_x = \frac{404 \cdot 1}{(24 - 16)\ 1{,}2} = 42.$$

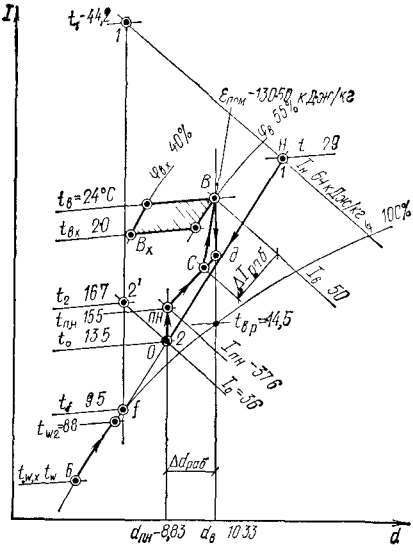


Рис. VI.17.1 — *d*-диаграмма к примеру расчета режимов обработки воздуха в эжекционной СКВ в теплый период

Для обеспечения гидравлической устойчивости и надежности работы СКВ принимаем четырехтрубную схему снабжения холодной и горячей водой теплообменников ЭКД В помещениях устанавливают ЭКД типа КНЭ-У-1,2 с трехрядным теплообменником, в котором обвязкой калачами обеспечивается последовательное движение холодной воды по трубкам модернизированного двухрядного теплообменника (см. рис VI 16). По сравнению с показателями обычного двухрядного теплообменника удельные показатели модернизированного теплообменника увеличиваются на 20% С учетом этого вводим поправку на требуемый показатель удельной холодопроизводительности

$$A'_x = A_x / 1{,}2 = 42/1{,}2 = 35.$$

По табл VI 13 находим, что при диаметре сопл 4,5 мм и расходе первичного воздуха $180 \cdot 1{,}2 = 216$ кг/ч требуемый показатель $A_x = 35$ обеспечивается при расходе холодной воды 120 кг/ч

Проводим расчет центральной УКВ для режимов работы в теплый период года В каждом помещении здания устанавливают по одному КНЭ-У-1,2 с расходом первичного воздуха 180 м³/ч Тогда общий расход первичного воздуха через ЭКД составит $\Sigma L_н = 302 \cdot 180 = 54\,360$ м³/ч Принимаем, что в рассматриваемом здании отсутствуют места для размещения промежуточных баков для воды Поэтому используем поверхностные теплообменники для охлаждения и осушения наружного воздуха В качестве центральной УКВ используем кондиционер КТЦ2-63 с блоками тепломассообмена БТМ-2 [19].

Находим требуемую площадь поверхности в режиме охлаждения и осушения наружного воздуха в БТМ-2 На $I-d$-диаграмме (см рис VI 17) проводим построение условно сухого режима охлаждения наружного воздуха и получаем значения $t'_1 = 44{,}2$°С и $t'_2 = 16{,}7$°С. По формуле (VI 15) вычисляем показатель перепадов температур для условий подачи в воздухоохладители холодной воды с минимальной температурой 6°:

$$\theta_t = (44{,}2 - 16{,}7)/(44{,}2 - 6) = 0{,}719$$

Учитывая низкое значение $t_f = 9{,}5$°С, принимаем большой расход холодной воды и показатель соотношения теплоемкостей потоков $W = 0{,}1$ По графику на рис VI 10 при $\theta_t = 0{,}719$ и $W = 0{,}1$ находим требуемое значение критерия $Fo_в = 1{,}32$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По табл. VI.6 определяем конструктивные показатели двухрядных теплообменников, используемых в БТМ для КТЦ2-63: площадь наружной поверхности 224,2 м², площадь живого сечения для прохода воздуха 2,88 м². Площадь живого сечения для прохода воды 0,00293 м² (см табл. VI 5). Вычисляем массовую скорость воздуха:

$$v\,\rho = 54\,360 \cdot 1,2/(3600 \cdot 2,88) = 6,29 \text{ кг/(м}^2 \text{ с)}.$$

По табл VI 9 при $v\rho = 6,29$ и $w = 1,2$ м/с находим $K = 29,7$ Вт/(м²·°С) и вычисляем требуемую площадь поверхности воздухоохладителя:

$$F = 1,32 \cdot 54\,360 \cdot 1,2 \cdot 1012/(29,7 \cdot 3600) = 815 \text{ м}^2.$$

Определяем требуемое число двухрядных теплообменников: 815/224,2 = = 3,6 шт. Принимаем 4 шт.

Из преобразованного выражения для W вычисляем расход охлаждающей воды:

$$G_w = \frac{54\,360 \cdot 1,2 \cdot 1}{0,1 \cdot 4,19} = 156\,557 \text{ кг/ч}.$$

Производим построение процессов обработки воздуха в холодный период года (рис. VI.18). Сначала вычисляем требуемое влагосодержание первичного воздуха для удаления влагоизбытков:

$$d_{\text{п.н.х}} = 6 - 280/(190 \cdot 1,2) = 4,7 \text{ г/кг}.$$

Система орошения БТМ в холодный и переходный периоды года в режиме адиабатного увлажнения обеспечивает показатель $E_a = 0,9$. Принимаем относительную влажность воздуха после адиабатного увлажнения 90% и в месте пересечения этой кривой с линией влагосодержания 4,7 г/кг находим точку $О_х$ с энтальпией 17 кДж/кг и температурой 5°С. Из точки $О_х$ проводим линию постоянной энтальпии до пересечения с линией постоянного влагосодержания наружного воздуха и получим точку 1, соответствующую требуемой температуре $t_1 = 15,5$°С после воздухонагревателей I ступени.

В четырехтрубных системах тепло- и холодоснабжения первичный воздух в переходный и холодный периоды года выполняет роль источника холода, что позволяет удалять возникающие теплоизбытки в помещениях без подвода к теплообменнику ЭКД холодной воды. Для обеспечения комфортных условий по воздухораспределению температура смеси первичного и неподогретого рециркуляционного воздуха на выходе из ЭКД должна быть не более чем на 4—3° ниже температуры внутреннего воздуха. Принимаем $t'_{\text{п}} = 16$°С и из уравнения смеси воздуха двух состояний находим возможную температуру первичного воздуха на выходе из сопл:

$$t_{\text{п.н}} = (L_{\text{п}}\, t'_{\text{п}} - K_{\text{эж}}\, L_{\text{н}}\, t_{\text{в}})/L_{\text{н}} = (600 \cdot 16 - 2,34 \cdot 180 \cdot 20)/180 = 6,5 \text{ °С}.$$

С учетом нагрева в вентиляторе и приточных воздуховодах $t_{\text{п н}} = 7$°С и не требуется дополнительного нагрева приточного первичного воздуха.

Вычисляем требуемую температуру приточного воздуха после ЭКД для компенсации теплопотерь:

$$t_{\text{п}} = 20 + 1300\ 3,6/(600 \cdot 1,2 \cdot 1) = 26,5 \text{ °С}.$$

Пересечение линии луча процесса в помещении и изотермы притока дает параметры смеси (точка $С_х$) первичного (точка $ПН_х$) и подогретого в теплообменнике ЭКД рециркуляционного воздуха (точка $Т_х$).

Вычисляем тепловую нагрузку на теплообменник ЭКД. Нагрев рециркуляционного воздуха в теплообменнике ЭКД должен компенсировать теплопотери помещения и холод первичного воздуха:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{пот}} + G_{\text{н}}\,(I_{\text{в х}} - I_{\text{п н х}}) = 1300 + 0,278 \cdot 180 \cdot 1,2\ (35 - 19) = 2260 \text{ Вт}.$$

В режиме дежурного отопления первичный воздух не подается, и в помещениях поддерживается пониженная температура, при которой теплопотери меньше. Вычисляем требуемую теплопроизводительность теплообменника в режиме естественной конвекции:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

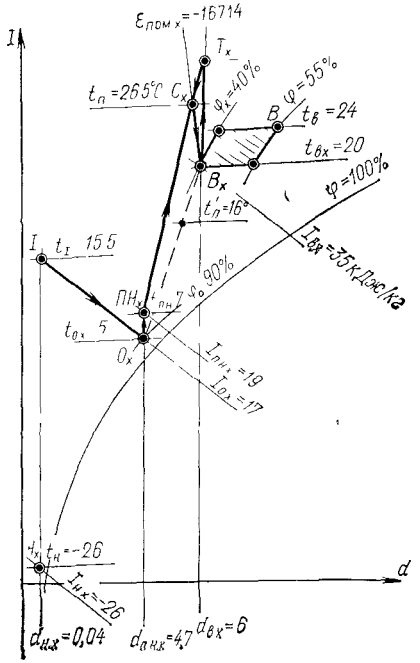


Рис. VI.18. *I — d*-диаграмма к примеру расчета режимов обработки воздуха в эжекционной СКВ в холодный период

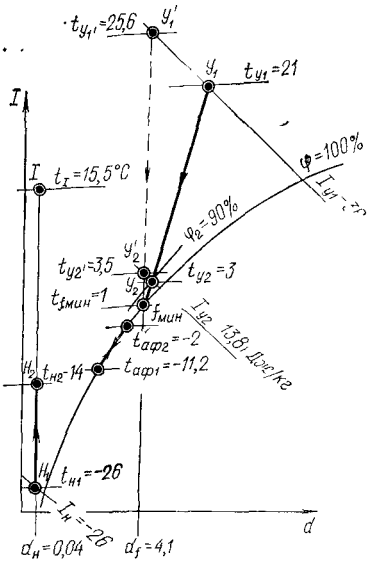


Рис. VI.19. *I — d*-диаграмма к примеру расчета системы утилизации тепла вытяжного воздуха

$$Q_{т.к} = Q_{пот}\,\frac{t_{в.д} - t_{н.х}}{t_{в.х} - t_{н.х}} = 1300\,(15+26)/(20+26) = 1158{,}6\ \text{Вт}.$$

Расчет режимов нагрева рециркуляционного воздуха следует начинать с режима естественной конвекции. Первоначально принимаем максимальное значение начальной температуры горячей воды t_{w1}=95°С и по формуле (VI 18) вычисляем показатель удельной теплопроизводительности

$$A_{т.к} = \frac{1158{,}6}{95-15}\,\frac{1}{1{,}21} = 11{,}87.$$

В нашем случае используется КНЭ-У-1,2 с трехрядным модернизированным теплообменником, где горячая вода проходит по однорядному теплообменнику, поэтому к даниым табл. VI.12 необходимо вводить понижающий множитель n= =0,53. Находим требуемый показатель удельной теплопроизводительности

$$A'_{т.к} = 11{,}87/0{,}53 = 22{,}4.$$

По табл. VI 12 находим, что требуемый расход горячей воды составит 100 кг/ч Вычисляем конечную температуру горячей воды:

$$t_{w2} = 95 - 1158{,}6\cdot 3{,}6/(4{,}19\cdot 100) = 85\ °\text{C},$$

что недопустимо по условиям работы теплосети, где температура обратной воды должна быть ие выше 70°С.

Во второй попытке принимаем t_{w1}=75°С и Δt=75—15=60°. По табл. VI 12 находим, что требуемый $A'_{т.к}$ =22,4 обеспечивается при расходе горячей воды 130 кг/ч. Вычисляем конечную температуру горячей воды:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$t_{w2} = 75 - 1158{,}6 \cdot 3{,}6/(4{,}19 \cdot 130) = 67{,}3\ ^\circ\text{C},$$

что отвечает условиям нормальной эксплуатации теплосети.

В дневное время при подаче первичного воздуха расход горячей воды через теплообменник ЭКД принимаем одинаковым с режимом дежурного отопления. По табл. VI.11 при $G_н = 180 \cdot 1{,}21 = 218$ кг/ч и $G_w = 130$ кг/ч находим $A_т = 49$. Вычисляем достигаемый $A'_т$ с учетом понижающей поправки $49 \cdot 0{,}8 = 39{,}2$. Из преобразованной формулы (VI.18) находим требуемую начальную температуру горячей воды в режиме нагрева при вынужденной конвекции:

$$t_{w1} = t_в + Q_т/(A_т\ \rho_в) = 20 + 2260/(39{,}2 \cdot 1{,}21) = 68\ ^\circ\text{C}.$$

Проводим расчет центральной УКВ для режимов работы в холодный период. В целях экономии тепла на нагревание приточного наружного воздуха применяем систему утилизации тепла, извлекаемого из вытяжного воздуха. Из каждого помещения через коридор и санузлы удаляется воздух в количестве 110 м³ в 1 ч с температурой 21°С и энтальпией 36 кДж/кг. Общий расход вытяжного воздуха составляет:

$$\Sigma G_у = 110 \cdot 302 \cdot 1{,}2 = 39\,864\ \text{кг/ч}.$$

Расход удаляемого воздуха меньше, чем приточного наружного, что обеспечивает создание подпора в помещениях.

Для первого варианта расчета системы утилизации принимаем условие извлечения из вытяжного воздуха тепла при минимальной положительной температуре поверхности теплоизвлекающего теплообменника $t_{f,мин} = 1^\circ\text{C}$ (точка $f_{мин}$ на рис. VI.19). Соединяем прямой линией точки $У_1$ и $f_{мин}$. Конечные параметры охлажденного и осушенного вытяжного воздуха находим на пересечении прямой $У_1 f$ с $\varphi_2 = 90\%$: $t_{у2} = 3^\circ\text{C}$, $I_{у2} = 13{,}8$ кДж/кг. Вычисляем количество извлекаемого из вытяжного воздуха тепла $Q_у = G_у(I_{у1} - I_{у2}) = 39\,864(36 - 13{,}8) = 884\,981$ кДж/ч.

Определяем нагрев приточного наружного воздуха утилизируемым теплом:

$$\Delta t_н = Q_у/(G_н\ c_в) = 884\,981/(54\,360 \cdot 1{,}36 \cdot 1) = 12^\circ.$$

Находим температурный показатель нагрева наружного воздуха утилизируемым теплом:

$$\theta_t = (t_{н2} - t_{н1})/(t_{у1} - t_{н1}) = 12/(21 + 26) = 0{,}255.$$

В системах утилизации с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя — антифриза не рекомендуется принимать показатель θ_t более 0,5. В нашем примере значение $\theta_t = 0{,}255$, что вполне допустимо и можно проводить дальнейшие расчеты системы утилизации.

На $I - d$-диаграмме строим условно сухой режим отвода тепла от утилизируемого воздуха. В месте пересечения линий $I_{у'1}$ и d_f находим точку $У'_1$ с температурой $t_{у'1} = 25{,}6^\circ\text{C}$, а при пересечении линий $I_{у2}$ и d_f находим $t_{у'2} = 3{,}5^\circ\text{C}$. В вытяжном воздухе установлены теплоизвлекающие теплообменники, по трубкам которых проходит антифриз. Изменение температуры удаляемого воздуха в условно сухом режиме охлаждения в теплоизвлекающих теплообменниках оценивается через показатель перепада температур

$$\theta_t^у = (t_{у'1} - t_{у'2})/(t_{у'1} - t_{аф1}),$$

где $t_{аф1}$ — температура антифриза на входе в теплоизвлекающий теплообменник.

В системах утилизации с промежуточным теплоносителем — антифризом в целях получения рациональных решений рекомендуется принимать показатель $\theta_t^у$ не более 0,7. Принимаем показатель $\theta_t^у = 0{,}6$ и из преобразованного выражения для $\theta_t^у$ находим начальную температуру антифриза:

$$t_{аф1} = \frac{t_{у'2} - t_{у'1}\ (1 - \theta_t^у)}{\theta_t^у} = \frac{3{,}5 - 25{,}6\ (1 - 0{,}6)}{0{,}6} = -11{,}2\ ^\circ\text{C}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В составе центральной УКВ установлены теплоотдающие теплообменники, по трубкам которых проходит подогретый антифриз. Степень нагрева наружного воздуха в теплоотдающих теплообменниках оценивается через показатель перепада температур

$$\theta_t^{\text{н}} = (t_{\text{н}2} - t_{\text{н}1})/(t_{\text{аф}\,2} - (t_{\text{н}1}),$$

где $t_{\text{аф}2}$ — температура антифриза иа входе в теплоотдающий теплообменник.

Если пренебречь изменениями температуры антифриза в трубопроводах и насосе, то в условиях устаиовившегося режима работы системы утилизации справедливо следующее уравиеиие теплового балаиса:

$$G_{\text{у}}\,(I_{\text{у}1} - I_{\text{у}2}) = G_{\text{аф}}\,c_{\text{аф}}\,(t_{\text{аф}\,2} - t_{\text{аф}\,1}) = G_{\text{н}}\,c_{\text{в}}\,(t_{\text{н}2} - t_{\text{н}1}),$$

где $G_{\text{аф}}$ — расход циркулирующего антифриза, кг/ч; $c_{\text{аф}}$ — теплоемкость антифриза, кДж/(кг·°С).

Уходящий из теплоизвлекающих теплообменников антифриз имеет температуру $t_{\text{аф}2}$, с которой антифриз поступает в трубки теплоотдающих теплообменников. В целях получения рациональных решений при расчете теплоотдающих теплообмениików рекомендуется показатель $\theta_t^{\text{н}}$ приннмать не более 0,6 Принимаем показатель $\theta_t^{\text{н}} = 0{,}5$ и из преобразованного выражения для $\theta_t^{\text{н}}$ находим температуру аитифриза на входе в теплоотдающий теплообменник:

$$t_{\text{аф}} = \frac{t_{\text{н}2} - t_{\text{н}1}\,(1 - \theta_t^{\text{н}})}{\theta_t^{\text{н}}} = \frac{-14 + 26\,(1 - 0{,}5)}{0{,}5} = -2\ ^{\circ}\text{C}.$$

В качестве аитифриза используем раствор этиленгликоля концентрацией 42,6%, при которой температура замерзаиия —30°С, что ниже расчетной температуры иаружиого воздуха. Теплоемкость антифриза $c_{\text{аф}} = 3{,}39$ кДж/(кг·°С) и плотиость 1055 кг/м³. Из преобразоваиного уравиения теплового баланса иаходим расход аитифриза:

$$G_{\text{аф}} = \frac{Q_{\text{у}}}{c_{\text{аф}}\,(t_{\text{аф}\,2} - t_{\text{аф}\,1})} = \frac{884\,981}{3{,}39\,(-2 + 11{,}2)} = 28\,376\ \text{кг/ч}.$$

Расчет требуемой поверхности теплоизвлекающих и теплоотдающих теплообмеиников проводится по изложеиной выше методике.

Приточный наружиый воздух с температурой $t_{\text{н}2} = -14$°С нагревается до требуемой температуры $t_1 = 15{,}5$°С в первых по ходу воздуха теплообменниках БТМ, в которые в холодиый период года подается горячая вода с температурой $t_{w1} = 95$°С.

Вычисляем требуемое значение показателя перепада температур в воздухоиагревателях I ступени:

$$\theta_t^{\text{I}} = (15{,}5 + 14)/(95 + 14) = 0{,}27.$$

Находим требуемый расход горячей воды при температуре обратной воды 70°С:

$$G_w = \frac{54\,360 \cdot 1{,}28 \cdot 1\,(15{,}5 + 14)}{4{,}19\,(95 - 70)} = 19\,596\ \text{кг/ч}.$$

Скорость воды в трубках составит:

$$w = \frac{19\,596}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}00293} = 1{,}86\ \text{м/с}.$$

По табл. VI.8 при $\upsilon\rho = 6{,}3$ и $w = 0{,}3$ м/с иаходим $K = 32{,}6$ Вт/(м²·К). Тогда соотношение теплоемкостей потоков будет:

$$W_I = 54\,360 \cdot 1{,}28 \cdot 1/(19\,596 \cdot 4{,}19) = 0{,}847.$$

По рис. VI.10 при $\theta_t^{\text{I}} = 0{,}27$ и $W_{\text{I}} = 0{,}847$ находим $\text{Fo}_{\text{в}}' = 0{,}37$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Вычисляем требуемую площадь поверхности воздухонагревателя

$$F_1 = 0\ 375\ 54\ 360\ 1,28\ 0,24/28,1 = 219,6\ м^2$$

Располагаемая площадь поверхности первого по ходу воздуха двухрядного теплообменника БТМ составляет 224,2 м², что достаточно

Аэродинамическое сопротивление элементов УКВ приемный воздушный клапан 25 Па, воздушный фильтр 220 Па, теплоотдающие теплообменники системы утилизации 180 Па, БТМ 358 Па Аэродинамическое сопротивление в сети шумоглушители 100 Па, приточные воздуховоды 500 Па, избыточное давление перед ЭКД 208 Па

Общее аэродинамическое сопротивление УКВ в сети составляет 1560 Па К установке принимаем вентиляторный агрегат для кондиционера КТЦ2-63 на полное давление 1,6 кПа с установочной мощностью электродвигателя 40 кВт (см табл VI 10)

Глава VII. МЕСТНЫЕ СКВ. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА

§ 53. Местные СКВ на базе неавтономных УКВ

Общим признаком для местных СКВ на базе неавтономных УКВ является наличие присоединительных трубопроводов, по которым горячая и холодная вода подается от центральных источников. В зависимости от конструктивного исполнения местные неавтономные УКВ могут быть агрегатными и блочными. На рис. VII 1 показан пример сборки неавтономных УКВ из стандартных блоков по вертикальной и горизонтальной схемам Вертикальная сборка обеспечивает сокращение требуемой площади под размещение УКВ. Горизонтальную сборку применяют при размещении УКВ в помещениях небольшой высоты (в технических этажах), на кровле, консолях и фермах Для нагревания и охлаждения кондиционируемого воздуха служат воздухонагреватели и охладители, размещенные в блоке поверхностных теплообменников Для увлажнения воздуха используются паровые увлажнители, располагаемые в вентиляторном блоке Паровые увлажнители соединяются трубопроводом с центральным генератором пара; поверхностные теплообменники — подающим и обратным трубопроводами с холодильной станцией и тепловым пунктом.

В отечественной практике получили распространение агрегатные неавтономные УКВ типа КТН (кондиционер типовой неавтономный) В индексации типов УКВ, принятой в нашей стране, через дефис следуют цифры, обозначающие производительность по воздуху в тыс м³/ч. В качестве примера на рис VII 2 показана принципиальная схема УКВ типа КТН производства домодедовского машиностроительного завода «Кондиционер», а в табл. VII 1 даны их основные технические характеристики Для обеспечения универсальности конструкции сохранены одинаковые высота и глубина агрегатов. Ширина УКВ увеличивается с повышением номинальной производительности по воздуху.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

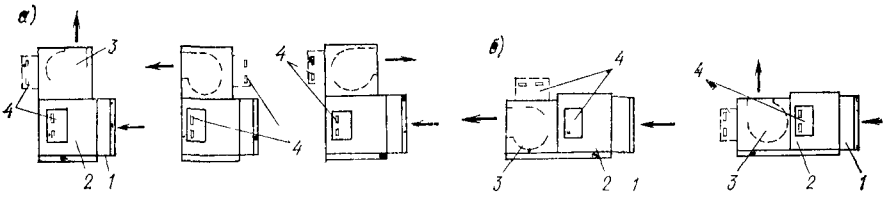


Рис VII.1 Схемы неавтономных УКВ из стандартных блок в

а — вертикальная *б* — горизонтальная *1* — фильтр *2* — блок поверхностн их теплообменников *3* — вентиляторный блок *4* — дверцы для осмотра и обслуживания

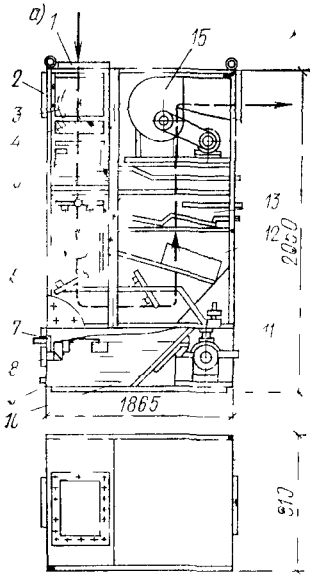
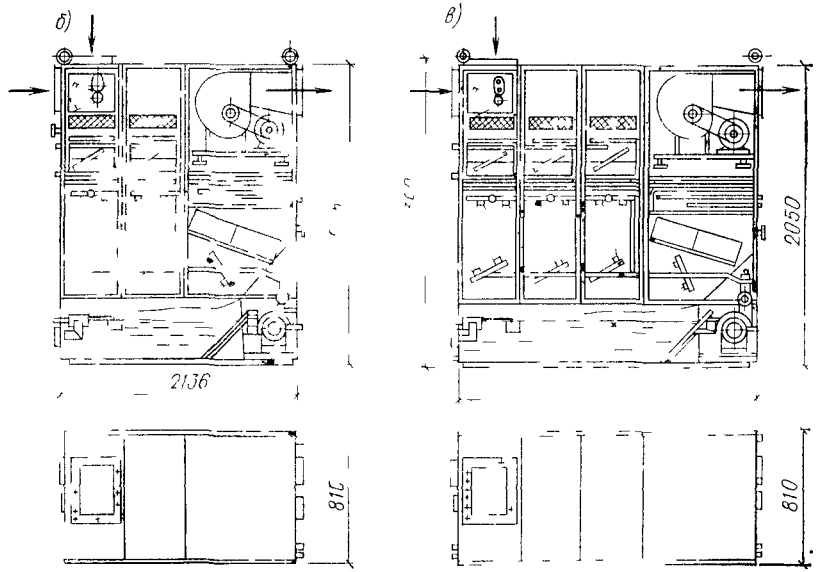


Рис VII 2 Кондиционеры типа КТН

а — КТН 3 15 *1* — патрубок для подвода рециркуляционного воздуха *2* — патрубок для подвода наружного воздуха *3* — воздушный клапан для регулирования соотношения количеств поступающего наружного и рециркуляционного воздуха *4* — воздушный фильтр *5* — воздухонагреватель I подогрева *6* — камера орошения *7* — поплавковый клапан *8* — перелив *9* — поддон *10* — водяной фильтр *11* — насос *12* — каплеотделитель *13* — воздухонагреватель II подогрева *14* — патрубок для подачи обработанного воздуха *15* — вентиляторный агрегат, *б* — КТН 6 3 *в* — КТН 10



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VII 1 **Технические характеристики неавтономных агрегатных кондиционеров**

Показатели	Тип УКВ		
	КТН 3 15	КТН 6 3	КТН 10
Производительность по воздуху, м³/ч	3150	6300	10 000
Свободное давление вентилятора, Па	306	306	306
Площадь поверхности воздухонагревателей, м²	12,6	18	30,6
Установочная мощность кВт	3,25	4 75	8,45
Габариты мм			
высота	2050	2050	2050
ширина	1865	2136	2835
глубина	810	810	810
Масса, кг	780	920	1280

Как правило, конструкция агрегатных неавтономных УКВ позволяет использовать их в местной СКВ по прямоточной схеме или для обработки смеси наружного и рециркуляционного воздуха В УКВ типа КТН (см. рис. VII 2) можно применять обе схемы. Охлаждение и осушение воздуха, а также его адиабатное увлажнение в УКВ типа КТН осуществляются в двухходовой камере орошения, оборудованной широкофакельными форсунками ШФ 12/12 с диаметром выходного отверстия 12 мм Больший диаметр входных и выходных отверстий обеспечивает незасоряемость форсунок и их высокую производительность при малых давлениях (табл. VII 2).

Режимы охлаждения и осушения воздуха рассчитываются по показателям относительных перепадов энтальпий и температур, опытные значения которых для УКВ типа КТН представлены в табл. VII 3.

В режимах адиабатного увлажнения воздуха в расчетах используется показатель E_a, вычисляемый по формуле (VI 2). Опытные значения показателя E_a для подбора режимов работы камер орошения кондиционеров типа КТН представлены в табл VII 4

Таблица VII 2. **Производительность форсунок ШФ 12/12 с камерой закручивания диаметром 70 мм**

$P_ф$, кПа	$g_ф$, кг/ч	$P_ф$, кПа	$g_ф$, кг/ч
20	380	120	980
30	460	130	1000
40	540	140	1050
50	600	150	1100
60	670	160	1150
70	730	170	1175
80	790	180	1200
90	830	200	1300
100	890	250	1450
110	930	300	1600

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VII 3 **Значения показателей θ_I и θ_t для расчета камер орошения кондиционеров типа КТН**

B	θ_I	θ_t	B	θ_I	θ_t
0,8	0,34	0,45	1,35	0,55	0,665
0,85	0,36	0,47	1,4	0,57	0,68
0,9	0,38	0,49	1,45	0,585	0,705
0,95	0,395	0,51	1,5	0,6	0,73
1	0,43	0,54	1,55	0,62	0,75
1,05	0,44	0,55	1,6	0,64	0,77
1,1	0,45	0,57	1,65	0,66	0,78
1,15	0,47	0,59	1,7	0,68	0,79
1,2	0,49	0,61	1,75	0,695	0,81
1,25	0,51	0,63	1,8	0,71	0,82
1,3	0,53	0,65	1,85	0,715	0,825

Таблица VII 4 **Значения показателя E_a**

B	E_a	B	E_a	B	E_a
0,8	0,65	1	0,76	1,2	0,87
0,85	0,68	1,05	0,79	1,25	0,9
0,9	0,7	1,1	0,81	1,3	0,91
0,95	0,73	1,15	0,84	1,35	0,915

Пример VII.1. В теплый период года в кондиционер КТН-6,3 поступает смесь наружного и рециркуляционного воздуха с параметрами $t_1=30°C$, $I_1=66$ кДж/кг и с расходом 7000 кг/ч К форсункам кондиционера подается холодная вода с параметрами $t_{w1}=7°C$, $I_{w1}=22{,}8$ кДж/кг и с расходом $G_w=8050$ кг/ч. Требуется определить конечные параметры воздуха и воды.

Решение Вычисляем коэффициент орошения: $B=8050/7000=1{,}15$. По табл. VII 3 находим: $\theta_I=0{,}47$, $\theta_t=0{,}59$ Затем по θ_I определяем конечную энтальпию воздуха:

$$I_2 = I_1 - \theta_1 (I_1 - I_{w1}) = 66 - 0{,}47 (66 - 22{,}8) = 45{,}7 \text{ кДж/кг},$$

а по θ_t — конечную температуру воздуха:

$$t_2 = t_1 - \theta_t (t_1 - t_{w1}) = 30 - 0{,}59 (30 - 7) = 16{,}4 °C.$$

Построением на $I-d$ диаграмме находим остальные конечные параметры воздуха $d_2=11{,}7$ г/кг, $\varphi_2=96\%$

Из уравнения теплового баланса находим конечную температуру воды:

$$t_{w2} = t_{w1} + \frac{I_1 - I_2}{B c_w} = 7 + \frac{66 - 45{,}7}{1{,}15 \cdot 4{,}19} = 11{,}2 °C.$$

Значительным преимуществом агрегатных кондиционеров является полная оснащенность и комплектная поставка заводом-изготовителем единого агрегата, в который входят не только аппараты для технологической обработки воздуха, но и приборы регулирования, исполнительные механизмы, насос. Такая комплектность значительно сокращает затраты труда при монтаже и пуске в эксплуатацию кондиционеров. По сравнению с центральными горизо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

нтальными кондиционерами КТЦ2, агрегатные кондиционеры типа КТН обеспечивают значительную экономию площади, требуемой для размещения оборудования СКВ.

§ 54. Местные СКВ на базе неавтономных вентиляторных кондиционеров-доводчиков

СКВ на базе местных неавтономных вентиляторных кондиционеров-доводчиков (ВКД) получили наибольшее распространение в многокомнатных зданиях административно-бытового назначения, конструкторских бюро, гостиниц, туристских баз. Обычно ВКД устанавливают под окнами по периметру здания. Теплообменники связывают трубопроводами для циркуляции холодной и горячей воды от центральных источников.

В зданиях высотой до четырех этажей при небольших гравитационных и ветровых давлениях и при их малом влиянии на воздушный режим здания проектируют местные СКВ с непосредственным забором наружного воздуха вентиляторными кондиционерами-доводчиками [1, 17]. В кондиционере имеется патрубок и воздушный клапан для регулирования забора наружного воздуха через отверстие в стене (см. рис. V.12). К теплообменнику поступает смесь наружного и внутреннего рециркуляционного воздуха. При значительном влиянии ветра на воздушный режим здания ВКД выполняют роль доводчиков и их устанавливают внутри помещения. В этих случаях к теплообменнику ВКД поступает только рециркуляционный воздух, тепловая обработка которого регулируется по температуре в помещении. Санитарная норма наружного воздуха достигается обработкой его в центральной УКВ и в ВКД. Как правило, ВКД обслуживают периметральную зону здания на глубину 2,5—4 м.

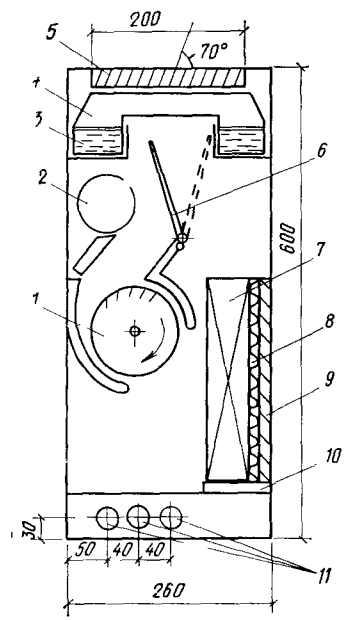


Рис. VII.3. Местный неавтономный кондиционер-доводчик (ВКД)

1 — диаметральный вентилятор с непосредственным приводом рабочего колеса от электродвигателя, *2* — воздуховод распределения наружного воздуха, *3* — увлажнительные поддоны с водой, *4* — пластины из гигроскопичного материала, *5* — приточная решетка, *6* — воздушный клапан для регулирования; *7* — теплообменник, питаемый горячей или холодной водой; *8* — воздушный фильтр, *9* — рециркуляционная решетка; *10* — поддон для сбора конденсата; *11* — отверстия для ввода присоединительных трубопроводов

В качестве примера на рис. VII.3 показана конструктивная схема отечественного местного неавтономного вентиляторного кондиционера-доводчика (ВКД). Для перемещения рециркуляционного воздуха через ВКД служит диамет-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ральный вентилятор, рабочее колесо которого через эластичную обойму соединено с валом однофазного малошумного электродвигателя. В нижней части кожуха размещен трехрядный теплообменник, под которым установлен поддон для сбора конденсата, выпадающего в режимах охлаждения и осушения рециркуляционного воздуха. Конденсат удаляется из поддона через дренажный трубопровод.

В холодное время года в теплообменник ВКД по соединительным трубопроводам подается горячая вода. Клапан ручного регулирования находится в крайнем правом положении (показано пунктирной линией на рис. VII.3). При работе диаметрального вентилятора рециркуляционный воздух засасывается через решетку, очищается в фильтре и нагревается в теплообменнике. В тех случаях, когда наружный приточный воздух из центральной УКВ подается в ВКД, после нагнетательного отверстия вентилятора нагретый воздух смешивается с наружным, поступающим из щели распределительного воздуховода.

Если в холодный и переходный периоды года в ВКД нужно увлажнять приточный воздух, то в увлажнительные поддоны заливается вода. Гигроскопичные пластины быстро пропитываются водой, и проходящий между ними приточный воздух увлажняется испаряющейся с поверхности пластин водой. Смесь нагретого и увлажненного воздуха через приточную решетку поступает в помещение Для понижения производительности ВКД воздушный клапан рукояткой рычажного механизма, выведенного на верхнюю панель кожуха, перемещают в среднее положение. При перемещении клапана в крайнее левое положение размыкается электрическая цепь и останавливается электродвигатель ВКД, что характерно для работы ВКД в режиме дежурного отопления. В ночное время и в праздничные дни люди в помещениях отсутствуют и температура воздуха может быть понижена до 10—14°С для экономии тепла, поэтому вентиляторы ВКД не работают, воздушный клапан находится в крайнем левом положении. В теплоообменник подается горячая вода с начальной температурой по графику дежурного отопления помещений.

В теплое время года к поверхностным теплообменникам ВКД подается холодная вода. При работающем вентиляторе в ВКД засасывается рециркуляционный воздух, который очищается в фильтре и охлаждается в теплообменнике.

§ 55. Местные СКВ на базе испарительных кондиционеров

В условиях жаркого и сухого климата прямое испарительное охлаждение обеспечивает получение приточного воздуха с температурой 17—20°С, что оказывается в большинстве случаев достаточным для комфортного и технологического кондиционирования [17]. Наиболее простыми, дешевыми и малоэнергопотребляющими являются местные СКВ на базе кондиционеров прямого испарительного охлаждения. В гл. V (рис. V.15) дан пример местной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

СКВ на базе кондиционера испарительного охлаждения производительностью по воздуху 1000 м³/ч, устанавливаемого в проеме окна или стены.

В промышленных и сельскохозяйственных зданиях применяются местные системы на базе подвесных и крышных кондиционеров испарительного охлаждения. По схеме местной СКВ на базе подвесного кондиционера испарительного охлаждения КИО-13 производительностью по приточному воздуху 13 000 м³/ч (рис. VII.4) на крыше здания устанавливается осевой вентилятор, соединенный коротким воздуховодом с блоком оросительных кассет. Испарительное охлаждение приточного воздуха происходит в кассетах, заполненных гигроскопичным материалом (обычно тонкой древесной стружкой). Для развития площади поверхности кассеты расположены по всему периметру блока. Воду на орошение подают насосом из бака в перфорированные трубки, расположенные в верхней части кассет. Оставшаяся после орошения вода собирается в кольцевом поддоне и самотеком поступает в сборный бак. Эффективность прямого испарительного охлаждения $E_a = 0{,}9$. Потребляемая вентилятором и насосом мощность составляет 1,6 кВт. В орошаемом слое из древесной стружки кроме испарительного охлаждения обеспечивается и хорошая очистка приточного воздуха от пыли (до 90%). В плане блок оросительных кассет имеет форму восьмиугольника. Приточный охлажденный воздух равномерно поступает в помещение со всех сторон блока кассет.

Системы на базе местных кондиционеров двухступенчатого испарительного охлаждения (рис. VII.5) применяются для отдельных помещений, комнат отдыха, пультов управления. Наружный воздух очищается в фильтре и после нагнетательного отверстия вентилятора разделяется на два потока: основной — проходящий со стороны оребрения трубок теплообменника косвенного испарительного охлаждения, и вспомогательный — проходящий внутри трубок. По внутренним стенкам трубок стекает орошающая вода, которая охлаждается в результате частичного ее испарения во вспомогательном потоке. Основной поток воздуха отдает тепло через стенку теплообменника орошающей воде. Основная часть неиспарившейся орошающей воды стекает из трубок и собирается в поддоне I ступени, откуда вновь подается насосом I ступени. В качестве II ступени служит кассета с орошаемым слоем. На рис. VII.6 показано изменение параметров основного и вспомогательного потоков в кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения. Эффективность охлаждения основного потока в I ступени оценивается показателем

$$E_I = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_{в.м1}),$$

здесь $t_{в\ м1}$ — начальная температура вспомогательного потока воздуха по мокрому термометру, °С.

В разработанных конструкциях местных кондиционеров показатель $E_I = 0{,}65 \div 0{,}66$. Во II ступени показатель $E_a = 0{,}85$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

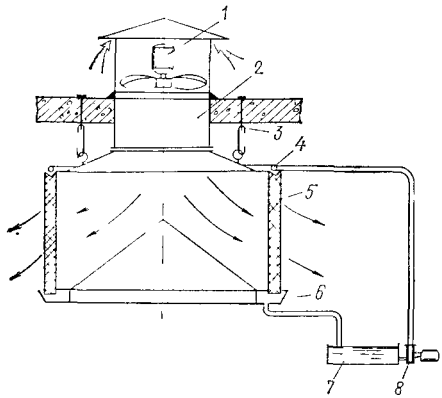


Рис. VII.4. Местная СКВ на базе подвесного кондиционера испарительного охлаждения

1 — осевой приточный вентилятор, смонтированный на крыше, *2* — соединительный воздуховод *3* — устройства для подвески кондиционера, *4* — перфорированные трубки для распределения орошающей воды, *5* — кассеты, заполненные гигроскопичным материалом (осиновой стружкой), *6* — поддон для сбора воды, *7* — сборный бак, *8* — насос

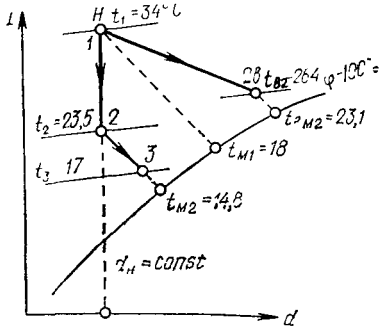


Рис. VII.6. *I—d*-диаграмма с режимом обработки воздуха в местном кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения

1—2 — охлаждение основного потока в теплообменнике косвенного испарительного охлаждения (I ступень), *2—3* — охлаждение и увлажнение основного потока в орошаемом слое (II ступень), *1—2в* — изменение параметров вспомогательного потока при испарительном охлаждении воды в трубках теплообменника косвенного испарительного охлаждения

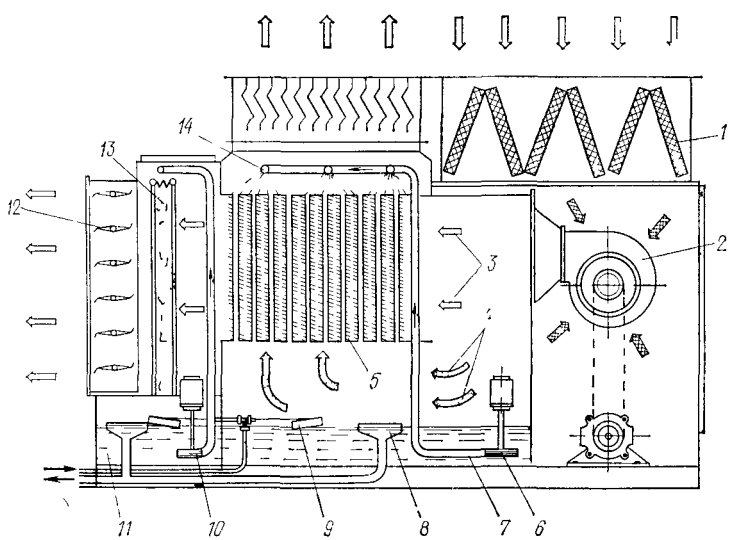


Рис. VII.5. Местный кондиционер двухступенчатого испарительного охлаждения

1 — фильтр, *2* — вентилятор, *3* — основной поток *4* — вспомогательный поток *5* — теплообменник косвенного испарительного охлаждения (1 ступень), *6* — насос 1 ступени, *7* — поддон I ступени, *8* — воронка перелива, *9* — подпитка из водопровода, *10* — насос II ступени, *11* — поддон II ступени, *12* — воздушные клапаны *13* — орошаемый слой (II ступень), *14* — перфорированные трубки

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 56. Местные СКВ на базе автономных кондиционеров

Для местных СКВ на базе автономных кондиционеров не требуется подача холодной воды, так как в кондиционеры встроен источник холодоснабжения в виде холодильной машины. На устройство таких СКВ значительное влияние оказывают конструктивные особенности кондиционеров. Автономные кондиционеры общего назначения разделяются на два основных типа: КТА1 — с водяным охлаждением конденсатора; КТА2 — с воздушным охлаждением конденсатора. Буквы КТА обозначают кондиционер типовой автономный; цифра 1 соответствует схеме водяного охлаждения конденсатора холодильной машины; цифра 2 — схеме воздушного охлаждения. Далее в условной индексации следуют цифры, указывающие на производительность кондиционера по воздуху в тыс. м³/ч, затем могут следовать цифры и буквы, соответствующие конструктивной модификации.

СКВ на базе автономных кондиционеров с водяным охлаждением конденсатора. Автономные кондиционеры с водяным охлаждением конденсатора (рис. VII.7) конструктивно выполняются в форме шкафа. Горизонтальная теплоизолированная перегородка делит шкаф на два отделения: нижнее — компрессорно-конденса-

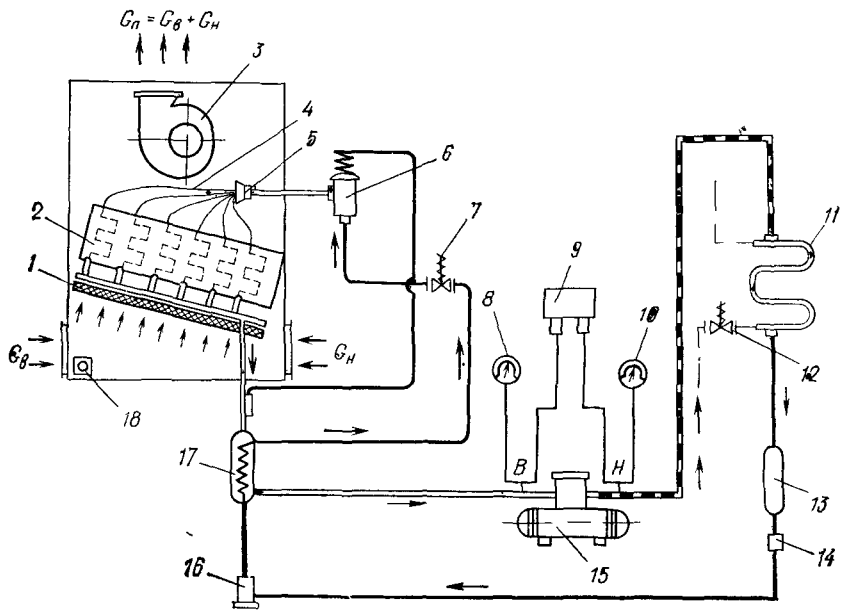


Рис. VII.7. Автономный кондиционер КТА 1 с водяным конденсатором

1 — воздушный фильтр, *2* — испаритель, *3* — вентилятор, *4* — подводящая трубка; *5* — распределитель хладона, *6* — терморегулирующий вентиль ТРВ, *7* — соленоидный вентиль, *8* — манометр на стороне всасывания, *9* — реле давления, *10* — манометр на стороне нагнетания, *11* — водяной конденсатор типа «труба в трубе», *12* — соленоидный водяной вентиль, *13* — ресивер, *14* — хладоновый фильтр, *15* — компрессор, *16* — запорный угловой вентиль, *17* — хладоновый теплообменник, *18* — датчик контроля температуры воздуха в помещении

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

торной группы, верхнее — для воздухообрабатывающего оборудования. На боковых панелях имеются решетки для забора наружного воздуха, который, как правило, нужно подводить к кондиционеру по воздуховодам. С лицевой и задней стороны кондиционер закрывается панелями, легко снимающимися при эксплуатационном обслуживании. На лицевой панели предусмотрено отверстие для поступления рециркуляционного воздуха, а на верхней панели предусмотрен патрубок для присоединения приточного воздуховода или для выпуска воздуха прямо в помещение.

При работе вентилятора в кондиционер поступает смесь наружного и рециркуляционного воздуха, которая очищается в фильтре и поступает на охлаждение в испаритель холодильной машины. Циркуляция холодильного агента (хладон-12 или хладон-22) обеспечивается компрессором. Водяной конденсатор, как правило, конструктивно выполняется из двух трубок, находящихся одна внутри другой: по внутренней трубке проходит хладон, а по наружной — охлаждающая вода. Переохлажденный хладон поступает в терморегулирующий вентиль, где происходит дросселирование и понижение его давления. Через распределитель (обычно типа «паук») по подводящим трубкам хладон поступает в трубки испарителя. Со стороны оребрения испарителя вентилятором перемещается смесь наружного и рециркуляционного воздуха, который отдает тепло на образование паров холодильного агента. Если температура наружной поверхности испарителя ниже температуры точки росы воздуха, то одновременно с охлаждением воздуха происходит и его осушение.

Холодопроизводительность автономных кондиционеров зависит как от характеристик холодильных машин, так и от параметров охлаждаемого воздуха и охлаждающей конденсатор воды. Обычно паспортные показатели автономных кондиционеров даются для следующих стандартных условий: температура смеси воздуха перед испарителем $t_1=27°C$ и относительная влажность 50%; температура охлаждающей конденсатор воды $t_{w1}=25°C$. Методика определения показателей работы автономных кондиционеров при других температурных условиях изложена в работах [7, 17].

Для ориентировочной оценки изменения паспортной холодопроизводительности $Q_{х.пас}$ автономного кондиционера можно применять упрощенный способ. При более высокой (чем стандартная) температуре воздуха перед испарителем холодопроизводительность автономных кондиционеров увеличивается на 3,5% на каждый 1° превышения температуры. При повышении температуры охлаждающей конденсатор воды (против условий испытаний) холодопроизводительность автономного УКВ снижается на 2% на каждый 1° превышения. Таким образом, измененную холодопроизводительность автономного кондиционера можно вычислить по формуле

$$Q_х = Q_{х.пас} + Q_{х.пас}\,[(t_1 - 27)\ 0{,}035 + (25 - t_{w1})\ 0{,}02].$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

При проектировании СКВ на базе автономных УКВ с водяным охлаждением конденсатора встроенной холодильной машины обязательно должна быть предусмотрена оборотная система водоснабжения (см. гл. IX). Использование для охлаждения конденсаторов водопроводной или артезианской воды с последующим сбросом подогревшейся воды в канализацию, как правило, недопустимо как по экономическим, так и по социальным (необходимость всемерного сохранения природных ресурсов) причинам. Для создания систем оборотного водоснабжения целесообразно использовать компактные высокоэффективные аппараты испарительного охлаждения воды [17].

СКВ на базе автономных кондиционеров с воздушным охлаждением конденсатора. Для охлаждения конденсаторов встроенных холодильных машин обычно используется наружный воздух, поэтому в СКВ предусматривается подвод наружного воздуха и удаление нагретого воздуха. Паспортная холодопроизводительность автономных кондиционеров с воздушным охлаждением конденсатора принимается при следующих условиях: температура воздуха перед испарителем 27°С и относительная влажность 50%; температура наружного воздуха на охлаждение конденсатора 35°С и относительная влажность 40%. Автономные кондиционеры с воздушным охлаждением конденсатора имеют три основных разновидности: оконного типа, агрегатные, двухблочные.

К оконному типу относятся бытовые кондиционеры БК1500 и БК2500, выпускаемые Бакинским заводом бытовых кондиционеров. Свободное поступление наружного воздуха на охлаждение конденсатора холодильной машины обеспечивается установкой кондиционера в окне здания, как это показано на рис. V.14.

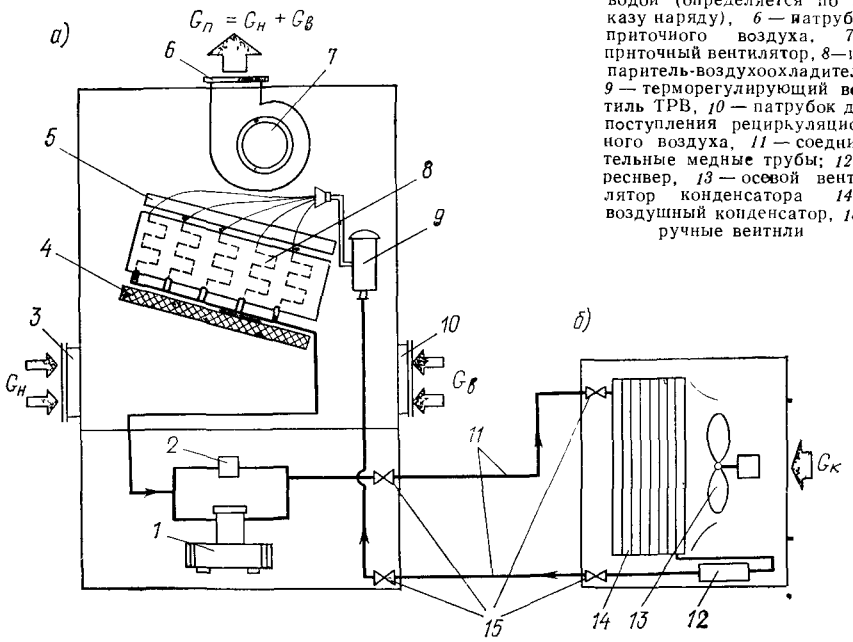
К агрегатным относятся крановые кондиционеры КТА2-1, которые монтируются на площадках мостовых электрических кранов и связываются приточным воздуховодом с кабиной крановщика. На охлаждение конденсатора холодильной машины кондиционера забирается окружающий воздух, который в горячих цехах может иметь температуру до 60°С. В целях обеспечения умеренных давлений конденсации при таких высоких температурах воздуха в холодильных машинах крановых кондиционеров используется хладон-142 (см. гл. VIII).

Для удобства выбора места монтажа и забора охлаждающего воздуха созданы агрегатно-раздельные конструкции двухблочных кондиционеров типа КТА2 (рис. VII.8). Вблизи обслуживаемого объекта (помещения) располагается воздухообрабатывающий блок, к которому подводится наружный и рециркуляционный воздух. Приточный патрубок соединяется с системой воздухораспределения в помещении. Конденсаторный блок может быть удален от воздухообрабатывающего блока на расстояние не более 10 м. Каждый блок имеет по два запорных ручных вентиля на трубопроводах циркуляции хладона. После монтажа блоков к этим вентилям присоединяются медные трубки, по которым будет происходить

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. VII.8. Автономный кондиционер КТА2 с воздушным конденсатором

а — воздухообрабатывающий блок, *б* — конденсаторный блок, *1* — компрессор, *2* — реле контроля давления, *3* — патрубок для поступления наружного воздуха *4* — воздушный фильтр, *5* — воздухонагреватель электрический или поверхностный, питаемый горячей водой (определяется по заказу наряду), *6* — патрубок приточного воздуха, *7* — приточный вентилятор, *8*—испаритель-воздухоохладитель; *9* — терморегулирующий вентиль ТРВ, *10* — патрубок для поступления рециркуляционного воздуха, *11* — соединительные медные трубы; *12* — ресивер, *13* — осевой вентилятор конденсатора *14* — воздушный конденсатор, *15*— ручные вентили



циркуляция холодильного агента при работе холодильной машины кондиционера. Осевой вентилятор конденсаторного блока имеет небольшое давление, и поэтому должны быть обеспечены свободный подвод охлаждающего и удаление нагретого воздуха.

Использование наружного воздуха для охлаждения конденсаторов холодильных машин является достоинством кондиционеров КТА2.

Глава VIII. ИСТОЧНИКИ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ СКВ

§ 57. Структурные схемы и классификация источников холодоснабжения СКВ

Структурная схема холодоснабжения СКВ, так же как и теплоснабжения (см. § 8), как правило, может быть представлена в виде трех основных элементов: генератора — источника холода; холодопроводов, передающих холод от генератора к потребителю; потребителя — стока холода. Для классификации холодоснабжения СКВ выделяются три признака: способ производства холода в генераторе; способ связи источника и потребителя; способ использования холода.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

По способу производства холода на нужды охлаждения кондиционируемого помещения выделяются четыре разновидности: использование природных источников холода, использование искусственных источников холода, испарительное охлаждение, комбинированные схемы охлаждения.

По способу связи источника и потребителя холода выделяются две разновидности: централизованное и местное холодоснабжение.

По способу использования холода у потребителя выделяются две разновидности: непосредственное использование холода от рабочей среды источника, применение промежуточного холодоносителя.

§ 58. Природные и искусственные источники холода

При артезианском холодоснабжении на основе изыскательских работ в районе строительства определяют температуру, уровень залегания и количество подземных вод. Для использования подземной воды в качестве источника охлаждения бурят артезианскую скважину и устанавливают насос, который поднимает воду в сборный бак или непосредственно направляет в аппараты СКВ.

Артезианская вода в УКВ должна нагреваться не менее чем на 3°. Для увеличения степени подогрева артезианской воды прибегают к следующим мерам: используют двухступенчатые камеры орошения по противоточной схеме; применяют многоходовые поверхностные воздухоохладители значительной глубины по противоточной схеме движения воздуха и воды; используют комбинированные системы водоснабжения, в которых вода после УКВ направляется в конденсаторы холодильных машин.

Использование артезианской воды в контактных аппаратах при обработке воздуха, подаваемого в помещения, допускается только при условии соответствия воды питьевому качеству. Если артезианская вода не отвечает требуемому качеству, то следует применять поверхностные воздухоохладители (ПВО). Эти условия относятся и к воде горных рек и водоемов. Кроме этого, необходимо предусматривать очистные сооружения для удаления взвешенных частиц из воды, забираемой из водоемов.

В последние годы отмечается увеличение дефицита воды питьевого качества, поэтому использование артезианских вод на технические нужды ограничивается. Опыт эксплуатации артезианских скважин показал, что в период наибольшей потребности СКВ в холоде (летом) уровень подземных вод понижается и часто скважины не обеспечивают нужной производительности.

При холодоснабжении с применением намороженного в естественных условиях льда следует учитывать, что при плавлении 1 кг водяного льда и нагревании талой воды до температуры t_{w2} образуется q_x, кДж/кг, холода:

$$q_x = 335 + c_w t_{w2}, \qquad \text{(VIII.1)}$$

где 335 — теплота плавления льда, кДж/кг

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

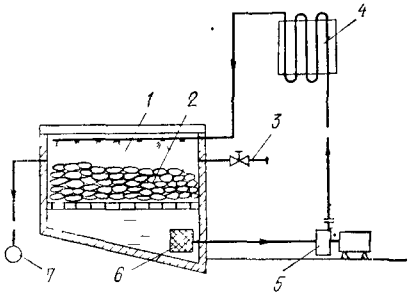


Рис. VIII.1. Принципиальная схема использования заготовленного зимой льда для охлаждения кондиционируемого воздуха

1 — теплоизолированный бак для льда, *2* — блоки льда, *3* — водопровод, *4* — поверхностные воздухоохладители, *5* — насос, *6* — водяной фильтр, *7* — сливной трубопровод

В климатических районах, расположенных восточнее и севернее линии Ленинград — Волгоград — Алма-Ата, за зиму намораживается слой льда толщиной до 3 м. Ледяной бурт сверху и сбоков укрывают матами и затем слоем опилок. Прямой контакт кондиционируемого воздуха со льдом из буртов или водоемов не допускается по санитарно-гигиеническим соображениям, поэтому использование заготовленного льда для целей охлаждения кондиционируемого воздуха осуществляется по схеме, показанной на рис. VIII.1.

Летом во многих климатических районах страны наблюдаются значительные суточные колебания температуры наружного воздуха, которые достигают 10—15°; наиболее низкие температуры отмечаются в ночные часы. Следовательно, можно использовать наружный воздух для охлаждения строительных конструкций здания или накапливать ночной холод в аккумулирующих устройствах.

Весьма характерно, что еще в прошлом веке строились здания с аккумулирующими устройствами ночного холода. Так, например, в здании Третьяковской галереи имеется подвал, занятый массивными чугунными столбами. В этот подвал в ночные часы осевым вентилятором подавались большие объемы холодного наружного воздуха, обеспечивающего охлаждение чугунных столбов и строительных конструкций. В дневные часы через охлажденные элементы подвала подавался приточный наружный воздух, который охлаждался аккумулированным ночным холодом. В современных зданиях используют фазовые аккумуляторы (см. гл. X). В перекрытия и перегородки с воздушными каналами закладывают вставки, заполненные химическими веществами, меняющими свое агрегатное состояние при изменении температуры воздуха. В ночные часы через каналы в строительных конструкциях продувается холодный воздух, обеспечивающий охлаждение самих строительных конструкций и затвердевание химических веществ во вкладышах. В дневное время по каналам проходит приточный воздух, который охлаждается холодом, аккумулированным строительными конструкциями и химическим веществом.

Искусственные источники холода. Общим признаком для искусственных источников холодоснабжения является использование холодильных машин, потребляющих электрическую или тепловую энергию. Рассмотрим принципиальные схемы основных видов холодильных машин.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

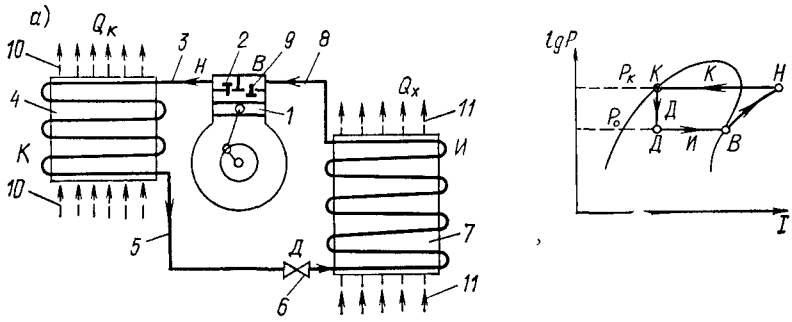


Рис. VIII.2. Парокомпрессионная холодильная машина (*а*) и *lgP — I*-диаграмма цикла ее работы (*б*)

1 — компрессор, *2* — нагнетательный клапан; *3* — нагнетательный трубопровод, *4* — конденсатор; *5* — трубопровод для подачи жидкого хладона, *6* — дроссельное устройство — терморегулирующий вентиль (ТРВ); *7* — испаритель; *8* — трубопровод для всасывания газообразного хладона, *9* — всасывающий клапан; *10* — охлаждающая конденсатор среда (вода или воздух), *11* — то же, охлаждаемая среда (воздух или вода)

Парокомпрессионные холодильные машины используют энергию механического привода (чаще всего от электродвигателя) для непрерывной циркуляции рабочей среды по замкнутому контуру через аппараты, в которых последовательно изменяется ее агрегатное состояние. На рис. VIII.2 представлена принципиальная схема работы парокомпрессионной холодильной машины, включающей в себя компрессор, конденсатор, дросселирующий вентиль и испаритель, соединенные между собой трубопроводами. Замкнутая герметичная система машины заполнена рабочей средой — холодильным агентом, который обладает свойством испаряться при низких температурах при давлении, близком к атмосферному.

Холодильный цикл осуществляется следующим образом. Поршень компрессора сжимает газообразный холодильный агент и с высокими давлением и температурой через нагнетательный клапан подает его в конденсатор, представляющий собой теплообменный аппарат, через разделяющие стенки трубок которого отводится тепло от холодильного агента к охлаждающей среде (вода, воздух). Количество отводимого тепла $Q_к$ должно соответствовать условиям превращения газообразного холодильного агента в жидкое состояние (участок *НК* на рис. VIII.2,*б*). Жидкий холодильный агент при давлении конденсации $P_к$ поступает к дроссельному устройству (терморегулирующий вентиль), где давление холодильного агента снижается до давления испарения $P_о$ (участок *КД*). С этим давлением холодильный агент поступает в испаритель (теплообменник непосредственного испарения холодильного агента), через разделяющие стенки трубок которого должно подводиться тепло от охлаждаемой среды $Q_х$ (участок *ДВ*), обеспечивающее превращение холодильного агента в газообразное состояние. Газообразный холодильный агент по трубопроводу поступает к всасывающему клапану компрессора, где происходит сжатие паров до давления конденсации $P_к$ (участок *ВН* на рис. VIII.2,*б*). Термодинамические

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

циклы парокомпрессионных холодильных машин даны в курсе «Техническая термодинамика» [22].

Оценка энергетической эффективности получения холода обычно производится по безразмерному показателю — коэффициенту использования энергии КИЭ (см. далее § 73), вычисляемому как отношение выработанного холода Q_x к затраченной энергии ΣN на работу аппаратов в составе холодильных машин. Для работы парокомпрессионных холодильных машин затрачивается энергия на привод компрессора $N_к$, на электродвигатель вентилятора $N_{вен}$, используемого на перемещение воздуха через конденсатор или градирню, и на электродвигатель насоса $N_{нас}$ при водяном охлаждении конденсатора. С учетом этого энергетическая эффективность получения холода при работе парокомпрессионных холодильных машин (показатель КИЭ) вычисляется по формуле

$$\eta_x = Q_x/(N_к + N_{вен} + N_{нас}). \qquad \text{(VIII.2)}$$

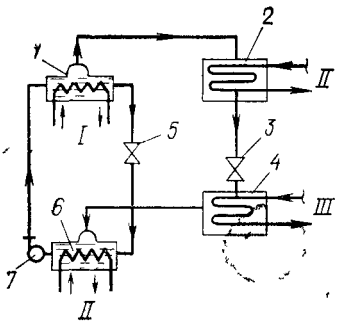


Рис. VIII.3. Абсорбционная холодильная машина

I — тепло; *II* — охлаждающая вода; *III* — охлаждаемая вода; *1* — генератор; *2* — конденсатор; *3* — основной регулирующий вентиль; *4* — испаритель, *5* — второй регулирующий вентиль; *6* — абсорбер; *7* — насос

В современных парокомпрессионных холодильных машинах показатель энергетической эффективности составляет 2,5—3,2, что определяет широкое их применение во многих областях народного хозяйства.

Абсорбционные холодильные машины (рис. VIII.3) используют тепловую энергию для повышения концентрации растворов, служащих холодильным агентом. В качестве рабочей среды в абсорбционных холодильных машинах используется раствор двух веществ. Вещества эти должны значительно отличаться по температуре кипения при одинаковом давлении, а одно из веществ должно обладать способностью достаточно полно поглощать и растворять пары второго вещества. Вещество с более низкой температурой кипения является холодильным агентом, а вещество, поглощающее пары, — абсорбентом. В качестве рабочих сред наибольшее распространение получили две бинарные смеси: аммиак — вода и вода — бромистый литий. Для кондиционирования воздуха обычно применяются бромистолитиевые абсорбционные машины, где вода выполняет роль холодильного агента, а бромистый литий — абсорбента [41].

В абсорбционных холодильных машинах холодильный цикл осуществляется в следующем порядке. К змеевику в генераторе подводится тепло, которое обеспечивает нагревание раствора до состояния интенсивного выделения из него чистых водяных паров. Образовавшиеся водяные пары поступают в конденсатор, через змеевик которого проходит охлаждающая вода, поступающая после градирни. Отвод тепла охлаждающей водой обеспечивает конден-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сацию чистых водяных паров. Конденсация протекает при давлении конденсации $P_к$, устанавливающемся в зависимости от температуры охлаждающей воды. Образовавшийся водяной конденсат поступает к основному регулирующему вентилю, где происходит дросселирование до давления испарения $P_о$, устанавливающегося в соответствии с требуемой температурой охлаждаемой воды $t_{w\ х}$. С давлением $P_о$ водяной конденсат поступает в испаритель через трубчатый змеевик которого проходит охлаждаемая вода. В межтрубном пространстве испарителя водяной конденсат испаряется. Через стенки трубок змеевика на испарение отводится тепло от охлаждаемой воды. Охлажденная вода с температурой $t_{w,\ х}$ после испарителя холодильной машины поступает в СКВ.

Образовавшиеся в испарителе чистые водяные пары проходят в абсорбер, где находится концентрированный раствор бромистого лития. Над поверхностью крепкого раствора давление водяных паров ниже, чем давление чистых водяных паров, поступающих из испарителя. Вследствие перепада парциальных давлений происходит поглощение (абсорбция) водяных паров крепким раствором и соответственно понижение концентрации бромистого лития в растворе (ослабление раствора). В процессе абсорбции выделяется тепло, которое отводится из абсорбера с водой, проходящей по трубчатому змеевику. В абсорбер непрерывно через второй регулирующий вентиль поступает крепкий раствор из генератора Ослабленный и крепкий растворы смешиваются, и образующаяся смесь раствора перекачивается насосом в генератор, к которому подводится тепло. В генераторе происходит непрерывное выпаривание водяных паров из раствора, и образовавшийся крепкий раствор бромистого лития по трубопроводу подается в абсорбер, а чистые водяные пары поступают в конденсатор. Для нормальной работы бромистолитиевой холодильной машины необходимо удалять из ее аппаратов воздух, что достигается установкой вакуумного насоса (на рис. VIII.3 не показан).

В абсорбционной холодильной машине (см. рис. VIII.3) роль компрессора выполняют генератор и абсорбер. В абсорбер поступают чистые водяные пары из испарителя, что сходно с работой всасывающей стороны компрессора (сравниваем с рис. VIII.2). Насыщенный водой (ослабленный) раствор насосом подается в генератор, где за счет внешнего тепла происходит выпаривание из раствора водяных паров под давлением конденсации, что аналогично работе нагнетательной стороны компрессора На работу абсорбционной холодильной машины затрачивается тепло в генераторе $Q_{ген}$, расходуется электроэнергия на привод насосов перекачивания раствора $N_{нас\ рас}$ и охлаждающей воды $N_{нас}$, на привод вакуумного насоса $N_{нас\ вак}$ и на вентилятор градирни $N_{вен}$. С учетом этих величин энергетическая эффективность выработки количества холода в абсорбционной холодильной машине $Q_х$, кВт, равного количеству отводимого тепла от охлаждаемой воды в испарителе, вычисляется по формуле

$$\eta_{х\ абс} = Q_х/(Q_{ген} + N_{нас.рас} + N_{нас} + N_{нас.вак} + N_{вен}). \qquad \text{(VIII.3)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В режимах кондиционирования воздуха при использовании в генераторе пара или горячей воды с температурой 160°С в абсорбционных холодильных машинах достигается показатель $\eta_{х\ абс} = 1{,}65$.

Воздушные холодильные машины потребляют энергию на привод компрессора для сжатия воздуха, который используется в качестве рабочего вещества, что позволяет направлять охлажденный воздух непосредственно в обслуживаемое помещение. В технике кондиционирования воздуха используются два конструктивных решения для получения воздуха в качестве холодильного агента: вихревые трубы и турбодетандеры.

В вихревой трубе происходит вихревой эффект температурного разделения воздуха (рис VIII 4). Сжатый воздух с начальной температурой, как правило, близкой к окружающей, поступает через сопло и тангенциально входит в улитку. В трубе воздух совершает сложное вращательное движение и у стенок трубы образуется зона повышенного давления, где воздух имеет более высокую температуру по сравнению с начальной, а по оси трубы образуется зона пониженного давления с воздухом более низкой температуры, чем

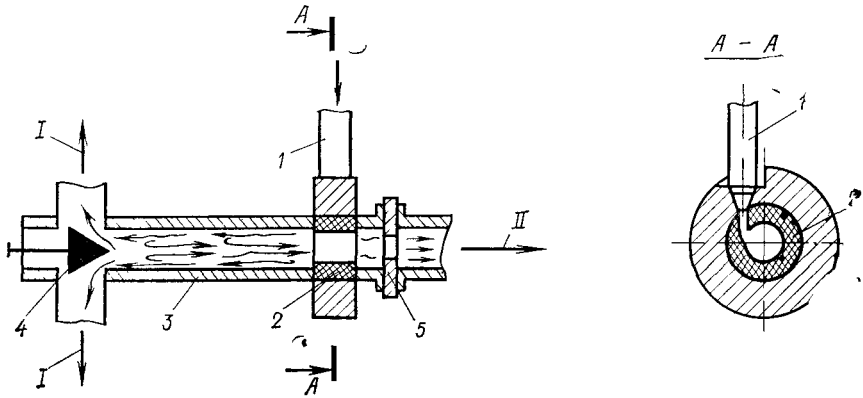


Рис. VIII 4. Вихревая труба

I — теплый воздух, *II* — охлажденный воздух, *1* — сопло для подвода сжатого воздуха, *2* — улитка, дающая направление вращению воздуха, *3* — труба, в которой воздух совершает вращательное движение *4* — дроссель клапан для выхода нагретого воздуха, *5* — диафрагма с центральным отверстием для выхода холодного воздуха

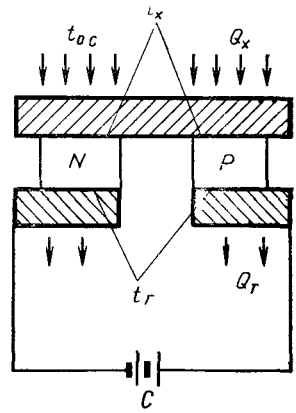


Рис. VIII. 5 Принципиальная схема термоэлектрического метода получения холода и тепла

N, *P* — полупроводниковая пара, $t_{ос}$ — температура окружающей среды, $t_х$ — температура холодных спаев, $t_г$ — температура горячих спаев, *C* — источник постоянного тока

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

начальная. Нагретый воздух выходит через периферийное отверстие, открываемое дроссельным вентилем, а холодный воздух выходит через центральное отверстие в диафрагме. Полезно может использоваться как нагретый, так и охлажденный воздух, поступающий после вихревой трубы. В турбодетандерах используется принцип расширения сжатого воздуха и сопутствующего этому процессу его охлаждения.

Энергетическая эффективность получения холода в воздушных холодильных машинах значительно ниже ($\eta_{х.воз}<1$), чем в парокомпрессионных и абсорбционных холодильных машинах. Это является одной из причин, почему методы получения холода в воздушных холодильных машинах для СКВ применяются только в ограниченных случаях.

Термоэлектрические холодильные аппараты потребляют электроэнергию для получения холода. Термоэлектрический метод охлаждения основан на возникновении температурного перепада на спаях при пропускании постоянного тока через цепь из двух разнородных металлов. Техническая реализация метода термоэлектрического охлаждения впервые предложена академиком А. Ф. Иоффе [14] на основе использования в электрической цепи полупроводниковых термоэлементов, собранных в батарею. Конструктивно термоэлектрические батареи выполняются из ряда соединенных в электрическую цепь единичных термоэлементов, каждый из которых включает два полупроводника, образующих горячий и холодный спаи (рис. VIII.5).

Через термоэлектрические батареи пропускается постоянный ток, и на холодных спаях термоэлементов происходит поглощение тепла из воздушного потока, а на горячих спаях выделяется тепло. Это тепло нужно отводить, для чего используется наружный или удаляемый воздух, оборотное водоснабжение и др. Для интенсификации внешнего теплообмена термоэлементы обычно снабжаются оребрением.

При работе термоэлектрических охладителей потребляется электроэнергия для термобатарей $N_{тер}$, на привод вентилятора $N_{вен}$ и насоса $N_{нас}$ при водяном охлаждении горячих спаев. Показатель КИЭ для термоэлектрических охладителей вычисляется по формуле

$$\eta_{х.тер} = Q_х/(N_{тер} + N_{вен} + N_{нас}). \qquad \text{(VIII.4)}$$

На существующих полупроводниковых материалах в обычных режимах кондиционирования воздуха достигается показатель $\eta_{х\,тер} = 1 \div 1{,}6$.

Способы испарительного охлаждения. Эти способы осуществляются с помощью процессов прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха [17]. Особенности этих процессов рассмотрены в гл. IV. Энергетическая эффективность прямого испарительного охлаждения определяется количеством явного тепла $Q_я$, отводимого от воздуха на испарение воды, и затратами электроэнергии на перемещение воздушного потока $N_{вен}$, на работу насоса $N_{нас}$ на рециркуляцию орошающей воды. Показатель КИЭ для

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

процессов испарительного охлаждения вычисляется по формуле

$$\eta_{х.п.и} = Q_я/(N_{вен} + N_{нас}). \quad (VIII.5)$$

В условиях жаркого и сухого климата в аппаратах прямого испарительного охлаждения достигается $\eta_{х.п.и} = 15 \div 24$.

Метод косвенного испарительного охлаждения характеризуется отводом тепла от кондиционируемого воздуха через стенку к воде, охлаждаемой испарением во вспомогательном потоке воздуха. Различают методы раздельного и совмещенного косвенного испарительного охлаждения.

При раздельном косвенном испарительном охлаждении вода охлаждается в градирне и подается в поверхностный теплообменник. Со стороны оребрения теплообменника вентилятором подается кондиционируемый воздух, который отдает тепло на нагревание воды. Испарительное охлаждение подогревшейся воды осуществляется в отдельном контактном аппарате (градирне), через который обычно проходит наружный воздух. Энергетическая эффективность процессов косвенного испарительного охлаждения определяется количеством явного тепла $Q_я$, отводимого от воздуха в поверхностном теплообменнике, и затратами электроэнергии на привод вентиляторов $N_{вен}$, насосов $N_{нас}$ и на работу градирни $N_{гр}$. Показатель КИЭ для косвенного испарительного охлаждения вычисляется по формуле

$$\eta_{х.к.и} = Q_я/(N_{вен} + N_{нас} + N_{гр}). \quad (VIII.6)$$

В климатических условиях средней полосы нашей страны раздельное косвенное испарительное охлаждение имеет показатель $\eta_{х.к.и} = 5 \div 8$.

Совмещенное косвенное испарительное охлаждение осуществляется в аппаратах, в которых конструктивно объединены поверхностный теплообменник и градирня. Эти аппараты называют теплообменниками косвенного испарительного охлаждения и они могут быть с насосной и с безнасосной подачей воды [17]. Энергетическая эффективность охлаждения оценивается по формуле (VIII 6) и обычно показатель $\eta_{х к и} = 6 \div 10$.

§ 59. Конструктивные особеиности и подбор оборудования парокомпрессиоиных холодильных машин

Для получения холода герметичная система парокомпрессионной холодильной машины может быть заполнена любой жидкостью, которая при испарении обеспечивает отвод от охлаждаемой среды (воды или воздуха) требуемого количества тепла. Однако от свойств заполняющих жидкостей в значительной степени зависят энергетическая эффективность и размеры аппаратов холодильной машины.

Холодильные агенты. Применяемые в СКВ парокомпрессионные холодильные машины заполняются холодильными агентами, которые должны отвечать следующим требованиям:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

по условиям техники безопасности — быть безвредными для человеческого организма, невоспламеняющимися и взрывобезопасными;

по условиям получения высоких энергетических показателей — обладать умеренными давлениями конденсации в области рабочих температур охлаждающих конденсаторы сред; при рабочих температурах испарения 2—8°С иметь давление в испарителе не ниже атмосферного, чтобы избежать образования вакуума в установке; обладать высокой теплотой испарения, которая определяет холодопроизводительность при образовании 1 м³ пара;

по физико-химическому составу — обладать инертностью в отношении конструкционных материалов; не разлагаться при высоких и низких температурах; иметь высокую теплопроводность и теплоотдачу, хорошо растворять масло, циркулирующее в контуре холодильной машины.

С учетом этих требований в парокомпрессионных холодильных машинах для СКВ нашли применение фреоны—углеводороды, в которых атомы водорода полностью или частично заменены фтором и хлором. По стандарту фреоны называют хладонами и обозначают буквой R. Наиболее широко применяются в СКВ следующие три типа фреонов (см. табл. VIII.1).

Хладон-12 (R12). Бесцветный газ с очень слабым запахом, безвреден, не горит, взрывобезопасен. Примерно в 4 раза тяжелее воздуха и при большей утечке из баллонов и холодильных машин может вытеснять воздух из рабочей зоны помещения, что опасно для человека. При атмосферном давлении кипит при температуре —29,8°С. Имеет умеренные давления конденсации. Нейтрален ко всем металлам, применяемым в машиностроении. Хорошо растворяет масло. Обладает очень большой текучестью и протекает даже через микроскопические трещины в металле, что выдвигает повышенные требования к герметичности соединений и всех конструк-

Таблица VIII.1. **Основные показатели холодильных агентов**

Показатели	Холодильный агент		
	R12	R22	R142
Температура кипения (испарения) при атмосферном давлении, °С	—29,8	—40,8	—9,2
Объемная холодопроизводительность, кДж/м³.			
при t_0=5°С; $t_к$=30°С	2531	4043	1600
при t_0=—15°С; $t_к$=20°С	1332	2158	687
Давление насыщения паров $P_к$, кПа, при температуре, °С:			
35	750	1274	364
30	647	1104	301
10	323	588	113
5	265	490	78

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тивных элементов холодильной машины. Утечку хладона очень трудно обнаружить, так как он не имеет цвета и запаха. Место утечки определяют по изменению цвета пламени в галлоидной лампе. При соприкосновении с открытым огнем или горячими поверхностями с температурой выше 400°С хладон-12 разлагается и образует ядовитый газ фосген (в небольших количествах). Поэтому в помещениях, где расположены холодильные машины с хладоном, запрещается курить и устанавливать электронагревательные приборы. Хладон-12 получил широкое применение во многих областях техники — от домашних холодильников до холодильных машин большой холодопроизводительности.

Хладон-22 (R*22*). По физико-химическим свойствам близок к хладону-12, но имеет более высокие термодинамические свойства. Более высокая объемная холодопроизводительность позволяет уменьшить размеры компрессоров. Коэффициенты теплоотдачи на 30% выше, чем у хладона-12, что дает возможность сократить размеры теплообменных агрегатов. В качестве недостатка отметим повышенное давление конденсации по сравнению с хладоном-12.

Хладон-142 (R*142*). Не ядовит и очень слабо воспламеняется. При атмосферном давлении кипит при температуре —9,8°С. Имеет малые давления конденсации при высоких температурах ($t_к$=50°С, $P_к$=700 кПа). Преимущественно применяется в холодильных машинах, работающих при высоких температурах конденсации (например, в автономных кондиционерах для кабин машинистов кранов в горячих цехах). Недостаток — низкая удельная объемная холодопроизводительность.

Определение холодопроизводительности и режимов работы водоохлаждающих холодильных машин. Производительность холодильной машины, кВт, определяется количеством тепла, отводимым от охлаждаемой среды[1] в течение 1 ч:

$$Q_x = 0{,}278\, V_h\, q_v\, \lambda_v\, 10^{-3}, \qquad \text{(VIII.7)}$$

где V_h — часовой рабочий объем цилиндров компрессора, м³/ч; q_v — удельная производительность холодильного агента, кДж/м³; λ_v — коэффициент подачи компрессора.

Объем цилиндров компрессора определяется конструкцией и частотой вращения вала компрессора. Для определенной конструкции компрессора и частоты вращения значение V_h постоянно. Удельная объемная холодопроизводительность q_v и коэффициент подачи компрессора λ_v зависят от типа холодильного агента и температурных режимов работы.

Температурный режим определяется следующими показателями холодильного агента: температурой испарения (кипения) t_0, температурой конденсации $t_к$, температурой всасывания в компрессор $t_{вс}$, температурой переохлаждения $t_п$. Температурный режим работы холодильных машин должен увязываться с расчетными показателями работы аппаратов в составе СКВ.

[1] В этом пункте рассматриваются режимы, при которых охлаждаемой средой является вода, используемая в аппаратах СКВ.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В соответствии с расчетом процессов в СКВ для выбора типа холодильной установки и расчета режимов ее работы известными величинами являются: требуемое количество холода для аппаратов СКВ; температура холодной воды $t_{w,x}$; расход холодной воды $G_{w,x}$; температура среды (воды или воздуха), используемой для охлаждения конденсатора. Температура испарения холодильного агента t_0 в испарителе холодильной машины принимается не менее чем на 2—4° ниже требуемой температуры охлажденной среды. Для неавтономных СКВ температура холодной воды принимается 6°С и тогда необходимая температура испарения составит:

$$t_0 = t_{w,x} - (2 \div 4) = 6 - 3 = 3\ °C. \qquad \text{(VIII.8)}$$

При понижении t_0 на 1° холодопроизводительность холодильной машины, работающей на хладоне-12, снижается примерно на 4%.

Температура конденсации холодильного агента $t_к$ прежде всего зависит от температуры и количества охлаждающей среды, проходящей через конденсатор холодильной машины. Для холодильных машин с водяным охлаждением конденсатора перепад по охлаждающей воде принимается 5—6°С. Как правило, предусматривается оборотное водоснабжение, и вода охлаждается в вентиляторных градирнях. Температура охлажденной испарением воды в современных вентиляторных градирнях на 4—6° выше температуры наружного воздуха по мокрому термометру $t_{н.м}$, поступающего в градирню. Температура конденсации для систем оборотного водоснабжения

$$t_к = t_{н.м} + (10 \div 14). \qquad \text{(VIII.9)}$$

Воздушные конденсаторы крупных холодильных машин устанавливают на крышах зданий, и для охлаждения служит наружный воздух с температурой $t_н$, продуваемой со стороны оребренных трубок осевыми вентиляторами. Проходя конденсатор воздух нагревается на $\Delta t_к = 6 \div 10$°С. Температура конденсации при воздушном охлаждении

$$t_к = t_н + \Delta t_к/2 + (4 \div 6). \qquad \text{(VIII.10)}$$

Для повышения энергетических показателей в схему трубопроводов парокомпрессионных холодильных машин включают хладоновые теплообменники, как показано на рис. VIII.6. Хладоновый теплообменник имеет внутренний змеевик, заключенный в кожух. Змеевик подключается к трубопроводам жидкого хладона после ресивера и до терморегулирующего вентиля (ТРВ), а межтрубное пространство в кожухе по противоточной схеме подключается к трубопроводам газообразного хладона после испарителя и до всасывания в компрессор. Через стенки змеевика холодный газообразный хладон воспринимает тепло жидкого хладона, вследствие чего температура жидкого хладона снижается при постоянном давлении (см. рис. VIII.6,*б* отрезок $KK_п$), а температура газообразного повышается (отрезок $BB_с$). Помимо улучшения энергетических показателей наличие хладонового теплообменника улучшает

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

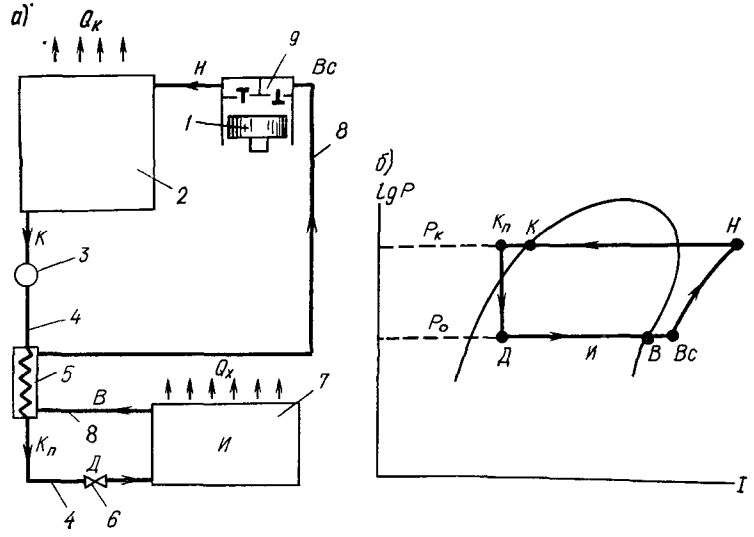


Рис. VIII.6. Холодильная машина с хладоновым теплообменником (*а*) и $\lg P - I$-диаграмма цикла ее работы (*б*)

1 — поршень компрессора, *2* — конденсатор, *3* — ресивер для сбора жидкого хладона; *4* — трубопровод для подачи жидкого хладона, *5* — хладоновый теплообменник, *6* — ТРВ *7* — испаритель, *8* — трубопровод для подачи газообразного хладона, *9* — всасывающий клапан компрессора

эксплуатационные качества холодильных машин: обеспечивается «сухой ход» компрессора (перегрев паров перед всасыванием в компрессор); повышается надежность работы ТРВ; улучшаются условия возврата масла в компрессор. При наличии хладонового теплообменника в схеме холодильной машины появляются еще два температурных показателя, характеризующих режимы работы:

температура перегрева газообразного хладона, соответствующая температуре всасывания в компрессор $t_{вс}$, — может быть на 10—40° выше температуры испарения $t_о$;

температура переохлаждения жидкого хладона $t_п$ перед терморегулирующим вентилем — может быть на 3—5° ниже температуры конденсации $t_к$.

Сравнение холодильных машин необходимо проводить при одинаковых температурных условиях их работы В СССР приняты следующие температурные режимы для холодильных машин:

стандартный режим — температура испарения $t_о = -15°C$, температура всасывания $t_{вс} = 15°C$, температура конденсации $t_к = 30°C$, температура переохлаждения (перед ТРВ) $t_п = 25°C$;

режим для кондиционирования воздуха — температура испарения $t_о = 5°C$, температура всасывания $t_{вс} = 15°C$, температура конденсации $t_к = 35°C$, температура переохлаждения $t_п = 30°C$.

В каталогах и справочниках указываются холодопроизводительность холодильных машин для стандартных условий. Действительные температурные режимы работы холодильных машин (рабочие режимы) в СКВ зависят от конкретных условий эксплуата-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ции и, как правило, отличаются от стандартных условий. Поэтому действительная холодопроизводительность $Q_х$ холодильной машины может отличаться от данной по каталогу $Q_{х\,ст}$:

$$Q_х = Q_{х\ ст}\ \lambda\ q_v/(\lambda_{ст}\ q_{v,ст}), \qquad \text{(VIII 11)}$$

где $\lambda_{ст}$, λ — коэффициенты подачи компрессора при работе в стандартном и рабочем режимах, $q_{v\ ст}$, q_v — удельная холодопроизводительность хладона при работе в стандартном и рабочем режимах, кДж/м³.

В табл VIII 2 дана холодопроизводительность водоохлаждающих парокомпрессионных холодильных машин при их работе в режиме для кондиционирования воздуха. Если режимы работы отличаются от стандартных, то необходимо вычислить действительную холодопроизводительность по формуле (VIII 11). Данные о коэффициентах подачи и удельной холодопроизводительности приведены в каталогах холодильных машин и в справочной литературе [41].

Конструктивные особенности парокомпрессионных холодильных машин. Парокомпрессионная холодильная машина поставляется в виде комплексного агрегата, включающего в себя компрессор, конденсатор, испаритель, хладоновый теплообменник, щит управления, приборы автоматического контроля и регулирования

Компрессор В отечественной практике получили распространение парокомпрессионные холодильные машины с поршневыми, винтовыми и центробежными компрессорами, имеющими привод от электродвигателей Холодильные машины с поршневыми компрессорами рекомендуется применять до холодопроизводительности 430 кВт. Для диапазона холодопроизводительности 430—1200 кВт предпочтительно применение машин с винтовыми компрессорами. При большей холодопроизводительности рекомендуется применять холодильные машины с турбокомпрессорами.

Поршневые компрессоры малой холодопроизводительности до 12 кВт конструктивно выполняются герметичным с встроенным электродвигателем в заваренный кожух без разъемов Такие компрессоры наиболее удобны для встраивания в автономные кондиционеры. Поршневые компрессоры холодопроизводительностью до 80 кВт конструктивно выполняются с бессальниковым соединением электродвигателя с валом блок-картера. Поршневые компрессоры холодопроизводительностью до 250 кВт конструктивно выполняются с сальниковым уплотнением конца вала, выступающего из картера для соединения с отдельным электродвигателем муфтой или через клиноременную передачу

На рис VIII 7 показана конструктивная схема сальникового поршневого компрессора. Конец двухколенчатого штампованного стального вала, опирающегося на подшипники качения (шариковые или роликовые), через сальник выведен наружу. На валу закреплены шатуны, верхние головки которых плавающим пальцем соединены с поршнем В верхней части блока цилиндров расположены клапанная доска с нагнетательными и всасывающими клапанами. Нагнетательные клапаны открываются при повышении давления от сжатия поршнем паров холодильного агента и закрываются под

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица VIII 2. Технические показатели водоохлаждающих парокомпрессионных холодильных машин

Показатели	Холодильная машина					
	МКТ40 2 0,1	МКТ80 2 0 1	МКТ110 2 0 1	МКТ220 2 1	МКТ350 2 1	ТХМВ 2000
Холодопроизводительность, кВт	72,6	145	215	430	675	2 320
Потребляемая мощность, кВт	19,5	39	48,7	97,4	165	640
Установочная мощность, кВт	30	55	75	132	200	800
Размеры, мм						
длина	2300	2770	3725	3870	4010	5 250
ширина	715	750	2020	2060	2300	3 850
высота	1510	1640	1495	1675	1675	2 900
Масса машины, кг	1350	1800	4845	7030	8700	27 250

Электронная библиотека http://lgv.kbstu.ru/

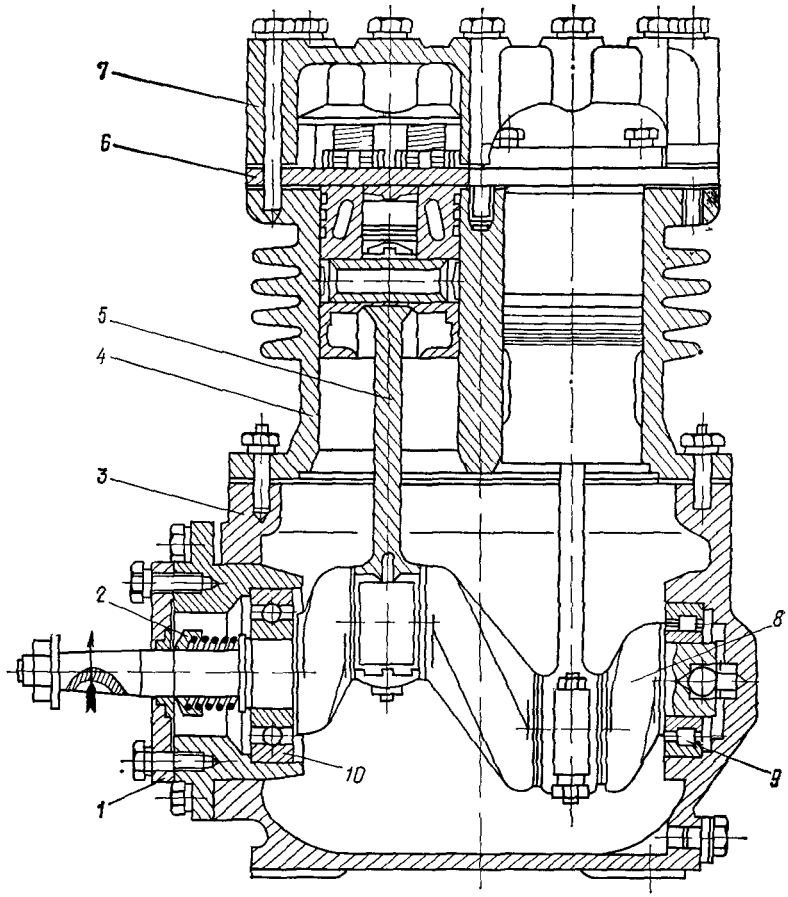


Рис. VIII.7 Сальниковый поршневой компрессор

1 — передняя крышка, *2* — сальник, *3* — картер, *4* — блок цилиндров, *5* — шатун с поршнем, *6* — клапанная доска, *7* — крышка цилиндров *8* — коленчатый вал *9* — подшипник задний, *10* — подшипник передний

действием упругости пластины или пружины. Всасывающие клапаны открываются при движении поршня вниз, когда в цилиндрах создается некоторое понижение давления (примерно на 3 кПа) по сравнению с давлением во всасывающей линии. Холодопроизводительность в поршневых компрессорах регулируется отжатием всасывающих клапанов и, следовательно, снижением количества подаваемого в конденсатор сжатого газа.

Объем паров хладона, м^3, перекачиваемых поршневым компрессором за 1 ч, вычисляется по формуле

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S n z 60, \qquad \text{(VIII.12)}$$

где D — диаметр цилиидра компрессора, м; S — ход поршня, м, n — частота вращения, мин$^{-1}$; z — число цилиндров в компрессоре.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

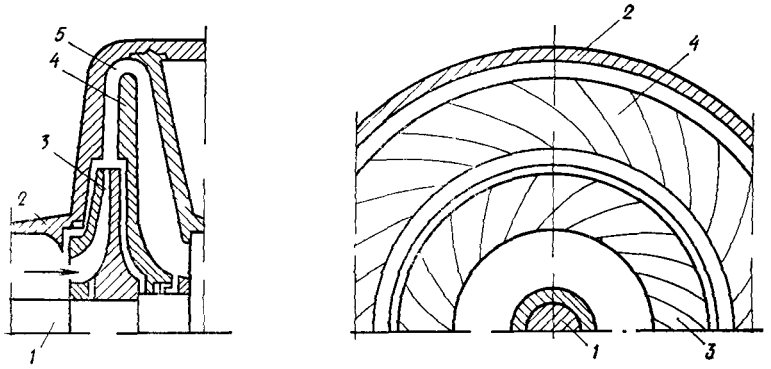


Рис. VIII 8. Ступень сжатия холодильиого агента в турбокомпрессоре

1 — вал, соединенный с приводом, *2* — неподвижный корпус, *3* — лопатки рабочего колеса; *4* — диффузор, *5* — направляющий канал

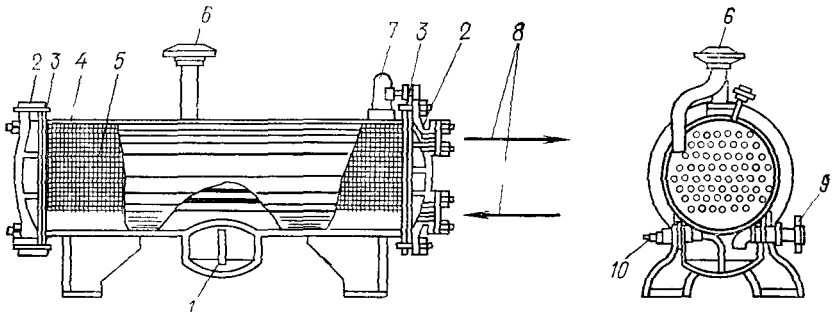


Рис. VIII.9. Горизоитальиый кожухотрубиый коиденсатор

1 — ресивер, *2* — крышки *3* — трубные решетки, *4* — кожух, *5* — оребренные теплообменные трубы *6* — патрубок для подачи паров хладона, *7* — предохранительный клапан *8* — охлаждающая оборотная вода *9* — патрубок для выхода жидкого хладоиа, *10* — спускной клапан

Зная часовой объем паров, тип холодильного агента и темпера турные режимы работы компрессора, по формуле (VIII.7) можнс вычислить холодопроизводительность машины.

Для холодильных машин холодопроизводительностью 430—1200 кВт используются винтовые компрессоры. Повышение давления обеспечивается вращением в корпусе компрессора двух роторов, имеющих зубчато-винтовые лопасти [23]

В холодильных машинах большой холодопроизводительности применяются центробежные компрессоры (турбокомпрессоры). На рис VIII. 8 представлена схема одной ступени сжатия холодильного агента в турбокомпрессоре Вал связан с приводом через редуктор, и рабочее колесо вращается с большой скоростью (обычно 8000 мин$^{-1}$) При вращении вала газ поступает на лопатки рабочего колеса и под действием центробежных сил выталкивается в каналы диффузора. При увеличении площади проходного сечения скорость газа уменьшается, а его давление повышается. Через направляющий канал газ поступает на второе рабочее колесо, где давление газа еще больше возрастает. Число рабочих колес опре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

деляет требуемую степень сжатия холодильного агента. Для регулирования холодопроизводительности на всасывающей стороне турбокомпрессоров установлен лопаточный аппарат. Поворотом лопаток изменяется площадь проходного сечения и соответственно от 100 до 30% меняется количество подаваемого сжатого холодильного агента в конденсатор.

Конденсаторы. Для крупных холодильных машин применяются водяные кожухотрубные конденсаторы (рис. VIII.9). Кожух по торцам имеет трубные решетки, в которых методом развальцовки или сварки закреплены трубы с наружным оребрением. К торцам кожуха на болтах присоединены крышки, имеющие перегородки. На передней крышке предусмотрены патрубки с фланцами для присоединения трубопроводов циркуляции охлаждающей воды. В конденсаторе тепломассообмен между водой и холодильным агентом происходит через оребренную разделяющую стенку с конденсацией паров холодильного агента на одной из поверхностей, т. е. по ТМП-модели (см. § 28).

Охлаждающая вода совершает многоходовое движение по трубкам со скоростью не менее 0,6—1,5 м/с, что обеспечивает высокие коэффициенты теплоотдачи — 1000—1400 Вт/(м²·К). В верхней части кожуха предусмотрен патрубок, к которому присоединяется трубопровод для нагнетания газообразного хладона от компрессора. Горячие пары проходят в межтрубном пространстве, и конденсирующийся жидкий хладон собирается в нижней части кожуха, выполняющей роль ресивера. Со стороны конденсации хладона, где трубки оребрены с коэффициентом оребрения 3—3,5, коэффициенты теплоотдачи ниже, чем со стороны прохождения воды. Коэффициент теплоотдачи, отнесенный к оребренной поверхности труб, составляет 460—580 Вт/(м²·К).

Для предохранения от взрыва при образовании в межтрубном пространстве конденсатора верхнего предела давления (например, 1850 кПа для конденсаторов R12) хладон через предохранительный клапан перепускается в испаритель, а через спускной клапан выбрасывается в атмосферу. Поскольку крышки съемные, можно осуществлять ревизию внутренней поверхности трубок конденсатора и проводить их ручную очистку металлическими щетками «ершами».

При выборе холодильных машин следует проводить проверочный расчет соответствия площади поверхности в конденсаторе выбранному режиму конденсации холодильного агента. Количество отводимого тепла, кВт, в конденсаторе определяется по формуле

$$Q_к = Q_х + N_{к.ин}, \qquad (VIII.13)$$

где $N_{к\ ин}$ — потребляемая индикаторная мощность компрессора, кВт

С некоторым запасом индикаторную мощность компрессора можно принимать равной потребляемой мощности (см табл. VIII.2).

Требуемая площадь поверхности, м², конденсатора вычисляется по формуле

$$F_к = Q_к/(K_к \Delta t_к), \qquad (VIII.14)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $K_к$ — условный коэффициент теплопередачи в конденсаторе, учитывающий передачу полного тепла при среднелогарифмической разности температур $\Delta t_к$ между холодильным агентом и водой.

При выборе режима работы холодильной машины и расчетной проверке достаточности площади поверхности конденсатора можно варьировать, в известных пределах, температурами и расходом охлаждающей воды, изменяя тем самым перепад температур. Коэффициенты теплопередачи в существующих конструкциях конденсаторов принимаются для условий обеспечения оптимальных режимов течения охлаждающей воды (развитый турбулентный режим течения при $w=0{,}6\div1{,}5$ м/с), поэтому коэффициенты теплопередачи увеличить нельзя. В проверочных расчетах можно принять для хладона-12 $K_к=480$ Вт/(м²·К), а для хладона-22 $K_к=600$ Вт/(м²·К). Данные о коэффициентах теплоотдачи в конденсаторах можно найти в литературе [11, 23].

Найденное по формуле (VIII.14) значение $F_к$ должно равняться или не более чем на 15% превышать действительную поверхность в серийно выпускаемых конденсаторах. Изменяя величину $\Delta t_к$, необходимо добиться выполнения этих требований.

Испарители. Для охлаждения воды применяются кожухотрубные испарители, конструктивная схема которых приведена на рис. VIII.10. Передняя крышка испарителя разделена перегородкой на две части. В нижней части размещена смесительная камера, куда через распределительные форсунки подается парожидкостная смесь холодильного агента, далее поступающая в трубки Для развития площади поверхности испарения хладона трубки имеют внутреннее оребрение. Хладон совершает в трубках испарителя двухходовое движение. Образовавшийся пар из верхней части передней крышки испарителя отсасывается в компрессор. Перегрев паров хладона в испарителе обычно составляет 5° и контролируется по термобаллону ТРВ, закрепленному на стенке трубопровода хладона на выходе из испарителя. К патрубкам на кожухе испарителя присоединены трубопроводы для циркуляции охлаждаемой воды. Вода поступает в межтрубное пространство и совершает многоходовое движение у гладкой поверхности трубок. Омывая поверхность трубок, охлаждаемая вода отдает тепло на превращение холодильного агента в пар. Таким образом, в испарителе, так же как и в конденсаторе, тепло- и массообмен происходит по ТМП-модели в условиях испарения одной из обменивающихся сред. Данные о зависимостях коэффициентов теплоотдачи со стороны хладона и воды в кожухотрубных испарителях можно найти в литературе [9, 11] Общий коэффициент теплопередачи в испарителе $K_о$ рассчитывается по отношению к площади оребренной поверхности и в проверочных расчетах может быть принят 300 Вт/(м²·К) для хладона-12 и 400 Вт/(м²·К) для хладона-22.

Воздухоохлаждающие испарители получают за последние годы все большее распространение. На рис. VIII.11 представлена принципиальная схема встраивания испарителя в воздушный тракт УКВ большой производительности по воздуху (до 100 тыс. м³/ч).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

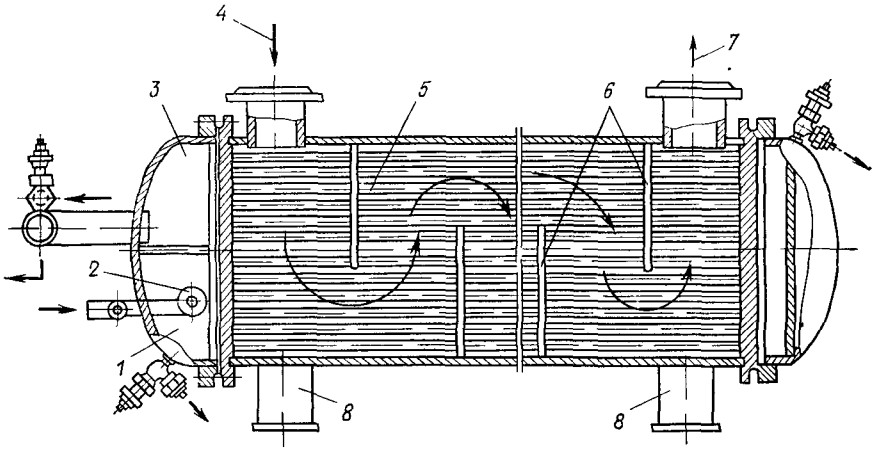


Рис. VIII.10. Кожухотрубный испаритель
1 — смесительная камера *2* — форсунки для равномерного распределения парожидкостной смеси хладагента *3* — камера для отбора паров хладагента, *4* — охлаждаемая вода, *5* — трубки с внутренним оребрением, *6* — перегородки, обеспечивающие многоходовое движение воды *7* — охлажденная вода, *8* — монтажные стойки

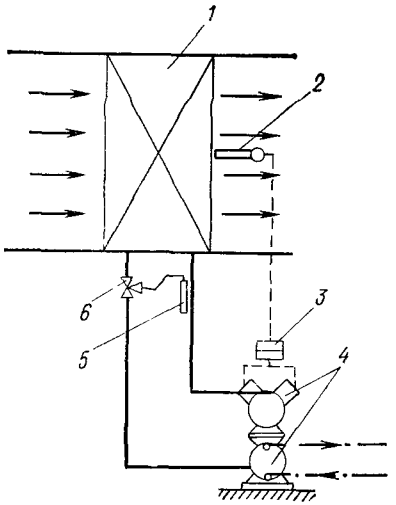


Рис. VIII.11. Принципиальная схема местной системы холодоснабжения от холодильной машины
1 — испаритель воздухоохладитель в составе УКВ, *2* — датчик контроля температуры охлажденного воздуха, *3* — электромагнитный регулятор холодопроизводительности компрессора, *4* — компрессорно-конденсаторный агрегат *5* — термобаллон ТРВ, 6 — ТРВ

Компрессор и конденсатор расположены в непосредственной близости от УКВ, куда встроен воздухоохладитель-испаритель. С помощью медных труб обеспечивается создание герметичного контура циркуляции холодильного агента через компрессор, конденсатор и испаритель. В целях регулирования температуры охлаждаемого воздуха компрессор снабжается конструктивными элементами для перепуска хладона со стороны нагнетания на всасывание, что обеспечивает изменение холодопроизводительности компрессора. Управление этими элементами компрессора осуществляется от электромагнитного регулятора, воспринимающего сигналы об изменении температуры охлажденного воздуха от датчика, установленного за испарителем. Контроль за полным превращением хладона в пар в испарителе и предохранение компрессора от попадания жидкого хладона осуществляется термобаллоном ТРВ, установленным на

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

выходящем из испарителя фреонопроводе. Если температура хладона на выходе из испарителя будет менее, чем $t_{02}=t_0+5°$, то давление в термосистеме ТРВ понизится, что вызовет частичное перекрытие проходного сечения ТРВ и уменьшит поступление жидкого хладона в испаритель

§ 60. Конструктивные особенности абсорбционных холодильных машин

В абсорбционных холодильных машинах основным источником энергии для выработки холода является горячая вода с температурой 90—120°С или пар низкого давления (до 70 кПа). Применение абсорбционных холодильных машин оказывается особенно эффективным и экономичным в тех случаях, когда требуемое для них тепло является ВЭР производственного процесса (см. гл. X). В табл. VIII.3 представлены основные технические показатели абсорбционных бромистолитиевых холодильных агрегатов, выпускаемых НПО «Пензхиммаш». Для обеспечения защиты теплообменных аппаратов от коррозионного воздействия в водный раствор бромистого лития добавляются ингибиторы (см. § 25).

Модификация агрегата АБХА-3020 разработана для его эксплуатации при одновременной выработке тепла и холода в режиме теплового насоса. На рис. VIII.12 показана принципиальная схема центрального пункта снабжения холодной и горячей водой, получаемой от применения двух абсорбционных холодильных агрегатов

Таблица VIII.3. **Основные показатели абсорбционных бромистолитиевых холодильных агрегатов**

Показатель	Холодильный агрегат*		
	АБХА-1100	АБХА-3020	АБХА-5800
Холодопроизводительность, кВт	1100	3020	5800
Расход воды, охлажденной в испарителе до температуры 7°С, м³/ч	200	500	850
Расход воды, охлаждающей конденсатор, при начальной температуре 26°С, м³/ч	250	650	1250
Расход греющей среды, т/ч:			
горячей воды (130—85°С)	80	180	40
водяного пара (давление 70 кПа)	2,8	7	14
Потребляемая мощность электродвигателями насоса и другого оборудования, кВт	19,5	56	187
Размеры (с площадками обслуживания), мм:			
длина	9 300	12 800	15 250
ширина	2 950	5 950	6 000
высота	4 850	8 200	8 350
Масса агрегата, кг	35 200	88 300	150 000

* В марке агрегата буквы обозначают: А — абсорбционный, Б — бромистолитиевый, Х — холодильный, А — агрегат. Цифры соответствуют номинальной холодопроизводительности, кВт.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

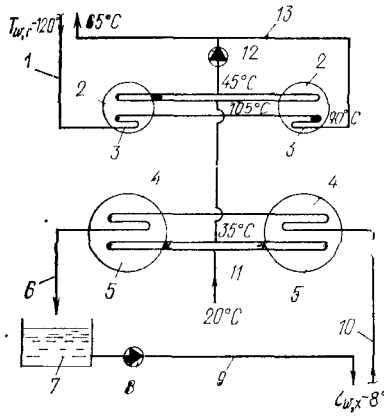


Рис. VIII.12. Принципиальная схема применения двух абсорбционных холодильных машин для одновременной выработки холода и воды, подаваемой на нужды горячего водоснабжения

1 — трубопровод для подачи горячей воды от районной котельной, *2* — конденсаторы, *3* — генераторы, *4* — испарители, *5* — абсорберы, *6* — трубопровод охлажденной воды, *7* — резервуар сбора охлажденной воды, *8* — насос, *9* — трубопровод для подачи холодной воды к СКВ, *10* — трубопровод обратной отепленной воды от СКВ, *11* — водопровод, *12* — насос нагнетания подогретой водопроводной воды, *13* — обратный трубопровод

АБХА-3020. Здание холодильного центра представляет собой замкнутый объем цилиндрической формы, выполненный из монолитного железобетона и разделенный на ряд ярусов. В нижнем ярусе расположен резервуар, вместимостью 1000 м^3, который служит для сбора охлажденной воды с температурой 8°С и выравнивания нагрузки холодильных агрегатов. Над резервуаром во втором и третьем ярусах расположены теплообменники и элементы холодильных агрегатов. Генератор и конденсатор каждой машины объединены в одном кожухе, так как их работа происходит при одинаковом давлении в паровом пространстве, заполненном парами воды (бромистый литий нелетуч). По аналогичным соображениям в каждой машине объединены в одном кожухе испаритель и абсорбер.

Источником тепла служит горячая вода с температурой 120°С, подаваемая от районной котельной к генераторам. Последовательно проходя через генераторы, горячая вода охлаждается до температуры 90°С. После испарителей температура воды снижается до 8°С. Вода стекает в резервуар, откуда насосом подается по магистральному трубопроводу к воздухоохладителям СКВ. Для охлаждения конденсаторов и абсорберов используется водопроводная вода, температура которой повышается с 20 до 45°С. Затем вода подается насосом в обратный трубопровод, где смешивается с горячей водой после генераторов. Полученная смесь с температурой 65°С поступает в систему горячего водоснабжения зданий.

§ 61. Методы испарительного охлаждения воздуха

Наименьшие затраты энергии на осуществление процессов прямого испарительного охлаждения воздуха достигаются при использовании специально запроектированных для этих режимов аппаратов. На рис. VIII.13 показано конструктивное решение секции прямого испарительного охлаждения на номинальную производительность по воздуху 10 тыс. м^3/ч. Кассеты с гигроскопичным материалом имеют глубину 80 мм и располагаются по высоте ступенчато, что позволяет развить площадь поверхности и сохранить

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

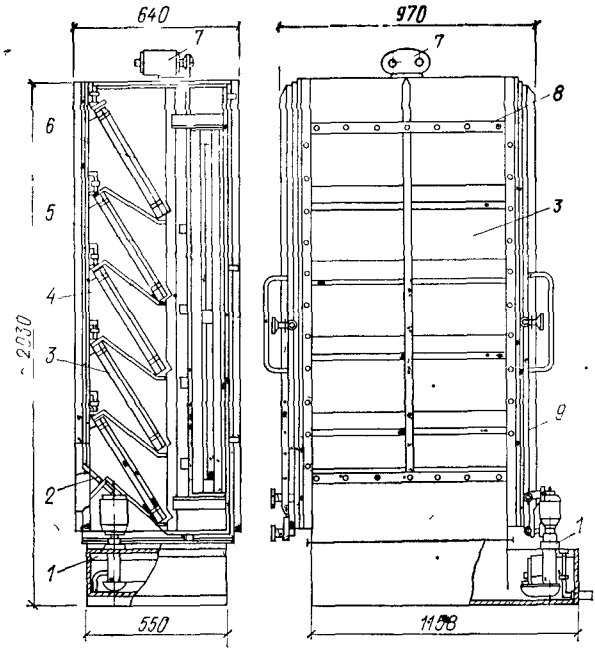


Рис. VIII.13. Секция аппарата адиабатного увлажнения в орошаемых кассетах

1 — погружной насос для рециркуляции орошающей воды, *2* — трубопровод для подачи орошающей воды, *3* — кассеты с гигроскопичным материалом, *4* — регулировочные воздушные клапаны, *5* — простейшие сепараторы, *6* — трубопровод для возврата орошающей воды, *7* — электрический исполнительный механизм, *8* — присоединительные фланцы, *9* — двери для обслуживания

скорости в фасадном сечении на рекомендуемом уровне 1—1,5 м/с. Материал в кассетах орошается с помощью погружного насоса, который гибким шлангом соединен с распределительным коллектором. После орошения материала в кассетах вода возвращается в поддон по сборному трубопроводу.

Расход воды на орошение постоянен и соответствует коэффициенту орошения 0,25—0,3, что обеспечивает получение адиабатного увлажнения воздуха с эффективностью 0,8. Для регулирования степени увлажнения воздуха у каждой кассеты предусмотрены воздушные клапаны, перемещение которых исполнительным механизмом обеспечивает открывание свободного от орошаемого слоя прохода для воздуха и одновременное перекрывание фасадного сечения кассет. Секция адиабатного увлажнения присоединяется к типовым секциям центральных УКВ или воздуховодам через присоединительные фланцы. Наличие встроенных в аппарат насоса, подающих и обратных трубопроводов, воздушных клапанов и обводного канала обеспечивает значительное сокращение размеров и массы секции адиабатного увлажнения, а также занимаемой ею строительной площади по сравнению с теми же показателями типовых камер орошения (см. рис. VI.4).

На базе серийно выпускаемого оборудования можно создать

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

схемы круглогодовой обработки воздуха с использованием в теплый период года метода двухступенчатого испарительного охлаждения (рис. VIII.14). В качестве аппаратов для испарительного охлаждения воды в рассматриваемой схеме использована двухрядная камера орошения. Лучшие технико-экономические показатели достигаются при использовании для испарительного охлаждения воды компактных и эффективных градирен [17].

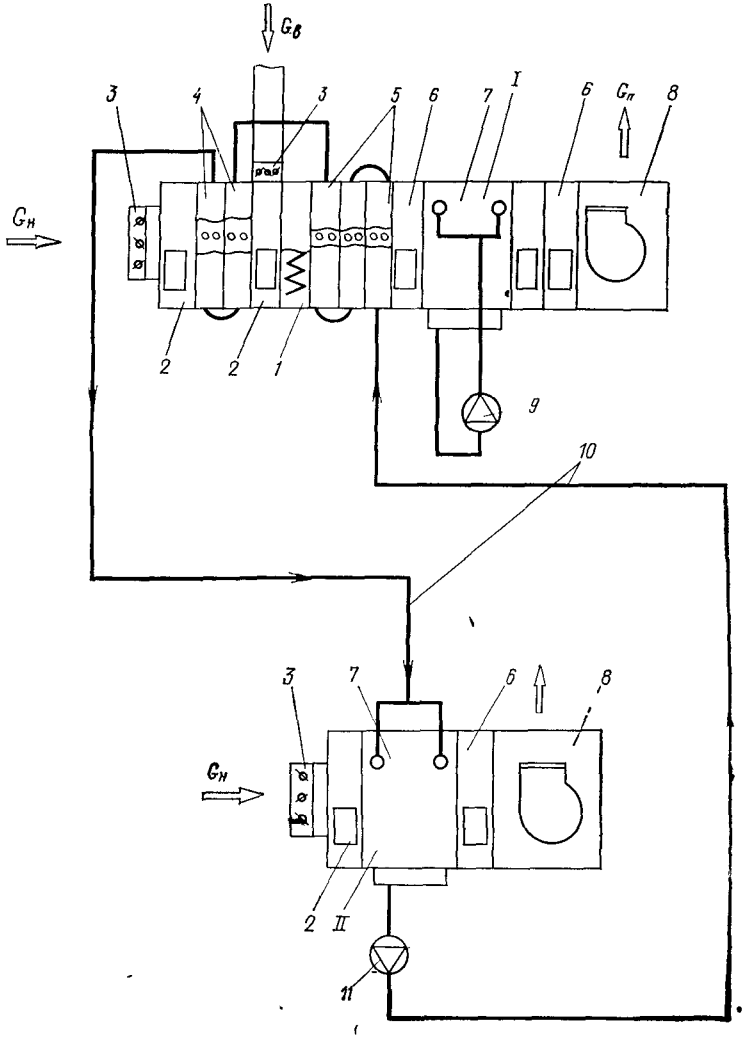


Рис. VIII.14. Прииципиальная схема СКВ с двухступенчатым испарительиым охлаждением воздуха

I — основная УКВ, *II* — агрегат испарительного охлаждения воды; *1* — воздушный фильтр, *2* — приемный блок, *3* — клапаны воздушные, *4* — теплообменники, используемые летом в качестве I ступени охлаждения, а зимой для нагрева утилизируемым теплом, *5* — то же, а зимой для окончательного нагрева приточного воздуха, *6* — камеры воздушные, *7* — камера орошения, *8* — блок вентиляторов, *9* — насос камеры орошения, *10* — соединительные трубопроводы для циркуляции воды в режиме охлаждения, *11* — насос для подачи охлажденной испареннем воды

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В теплый период года СКВ работает по прямоточной схеме. Расход приточного воздуха определяется из условий восприятия тепло- и влагоизбытков при рационально достижимой степени охлаждения приточного воздуха методом двухступенчатого испарительного охлаждения. В центральных УКВ I ступень обработки приточного воздуха выполняется по раздельной схеме косвенного испарительного охлаждения. Рационально достижимая температура воздуха после теплообменников I ступени вычисляется по формуле

$$t_2 \geqslant t_{w1} + 2. \qquad \text{(VIII.15)}$$

Поступающая в теплообменник I ступени вода с температурой t_{w1} охлаждается испарением в потоке воздуха. Как правило, при использовании в СКВ только испарительного охлаждения наименьшую температуру по мокрому термометру для I ступени имеет наружный воздух $t_{н\,м}$. Тогда рационально достижимая температура воды после ее испарительного охлаждения может быть определена по формуле

$$t_{w1} \geqslant t_{н\,м} + 2. \qquad \text{(VIII.16)}$$

Во II ступени в центральной УКВ (по схеме на рис. VIII.14) используется камера орошения, так как в настоящее время отечественная промышленность не выпускает аппаратов адиабатного увлажнения.

§ 62. Комбинированная схема охлаждения воздуха

Сочетание искусственного и испарительного охлаждения (рис. VIII.15) позволяет получать лучшие энергетические показатели, чем при использовании только холодильных машин. В УКВ в теплый период года приточный воздух первоначально охлаждается в теплообменниках I ступени, по трубкам которых циркулирует охлажденная испарением вода. Во вспомогательный агрегат для испарительного охлаждения воды забирается удаляемый воздух, который имеет в рассматриваемом случае более низкую температуру по мокрому термометру по сравнению с температурой наружного воздуха. Окончательное охлаждение и осушение приточного воздуха до параметров точки O (рис. VIII.16) осуществляется в воздухоохладителе непосредственного испарения хладона. Для улучшения энергетических показателей холодильной машины воздушный конденсатор включен в воздушный тракт вспомогательного агрегата после контактного аппарата испарительного охлаждения воды. Как видно из построения на рис. VIII.16, воздух после испарительного охлаждения воды имеет более низкую температуру по сравнению с температурой наружного воздуха и использование его для охлаждения конденсатора позволяет получить более низкое давление конденсации.

Общее потребление холода на охлаждение приточного воздуха вычисляется по формуле

$$Q_х = G_п\,(I_{н1} - I_2) + G_п\,(I_2 - I_о). \qquad \text{(VIII.17)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

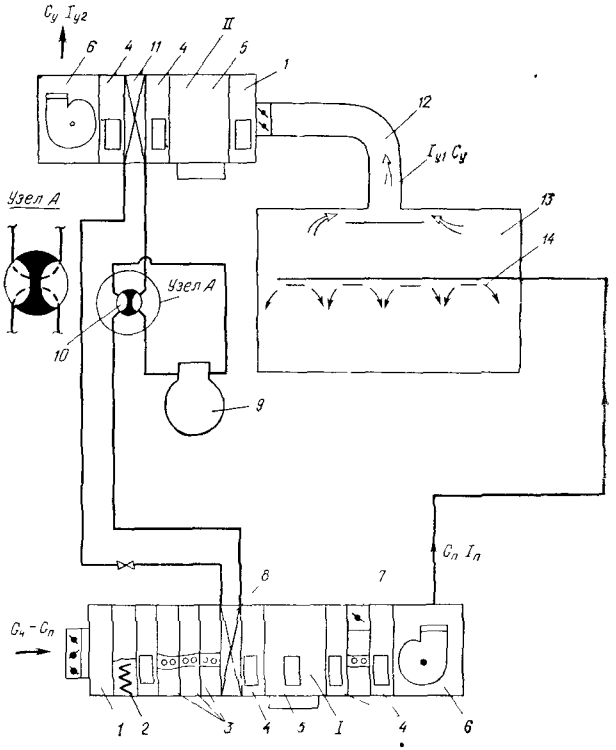


Рис. VIII.15. Комбинированная схема использования методов косвенного и искусственного охлаждения приточного воздуха

I — основная УКВ, *II* — агрегат испарительного охлаждения воды и воздушного охлаждения конденсатора холодильной машины, *1* — приемные блоки, *2* — воздушный фильтр, *3* — теплообменники косвенного испарительного охлаждения (*1* ступени), *4* — камеры воздушные, *5* — камеры орошения, *6* — блоки вентиляторов, *7* — концевой воздухонагреватель для холодного периода года, *8* — воздухоохладитель-испаритель непосредственного кипения хладона, *9* — компрессор холодильной машины, *10* — четырехходовой клапан изменения режимов работы холодильной машины (пунктиром показано положение клапана в режиме теплового насоса), *11* — воздушный конденсатор, *12* — вытяжной воздуховод *13* — кондиционируемое помещение, *14* — приточные воздуховоды и система воздухораспределения

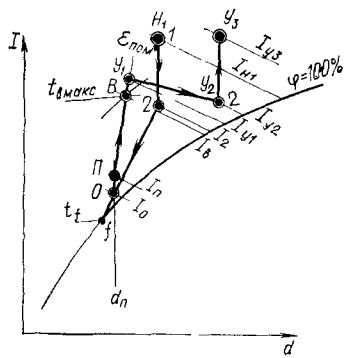


Рис. VIII.16. *I—d*-диаграмма режимов работы СКВ с использованием комбинированной схемы охлаждения приточного воздуха

$H_1 2$ — косвенно испарительное охлаждение $2O$ — охлаждение в испарителе холодильной машины, $ОП$ — нагрев в вентиляторе и приточных воздуховодах, $ПУ_1$ — процесс в помещении, $У_1У_2$ — испарительное охлаждение воды, $У_2У_1$ — охлаждение воздушного конденсатора холодильной машины

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Первое слагаемое определяет количество холода, обеспечиваемого методом косвенного испарительного охлаждения. Здесь справедливо следующее уравнение теплового баланса (пренебрегаем нагревом воды в насосе и трубопроводах):

$$G_{\text{п}} (I_{\text{н1}} - I_2) = G_{\text{у}} (I_{\text{у2}} - I_{\text{у1}}). \qquad \text{(VIII.18)}$$

Второе слагаемое определяет количество искусственного холода, обеспечиваемого работой холодильной машины. В режиме охлаждения приточного воздуха от работы холодильной машины справедливо следующее уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{п}} (I_2 - I_{\text{о}}) = G_{\text{у}} (I_{\text{у3}} - I_{\text{у2}}) - N_{\text{к.ин}}. \qquad \text{(VIII.19)}$$

В холодный период года извлечение тепла удаляемого воздуха на нагревание приточного воздуха в схеме СКВ, приведенной на рис. VIII.15, обеспечивается работой холодильной машины в режиме теплового насоса. Холодильная машина переключается с одного режима на другой четырехходовым клапаном. На рис. VIII.15 пунктирной линией показано положение четырехходового клапана при переключении холодильной машины с режима охлаждения приточного воздуха на режим теплового насоса. Горячий газообразный хладон после компрессора нагнетается в трубки теплообменника *8*, где тепло конденсации идет на нагревание приточного воздуха. Испарение жидкого хладона происходит в трубках теплообменника *11*, и теплота испарения хладона отбирается от удаляемого вытяжного воздуха.

При нагревании приточного воздуха от работы холодильной машины в режиме теплового насоса справедливо следующее уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{п}} (I_{\text{н2}} - I_{\text{н1}}) = G_{\text{у}} (I_{\text{у1}} - I_{\text{у2}}) + N_{\text{к.ин}}. \qquad \text{(VIII.20)}$$

Левая часть этого уравнения определяет расход тепла, воспринятого от работы холодильной машины и нагревание приточного воздуха. Сравнение уравнений теплового баланса по формулам (VIII.19) и (VIII.20) показывает, что при работе холодилной машины в режиме теплового насоса индикаторная мощность компрессора $N_{\text{к ин}}$ полезно используется на нагревание кондиционируемого воздуха.

Если тепла конденсации хладона в теплообменника *8* (см. рис. VIII.15) недостаточно для нагрева приточного воздуха, то в теплообменники *3* подается горячая вода, и они выполняют роль воздухонагревателей. Камера орошения в основном кондиционере обеспечивает адиабатное увлажнение, а для окончательного нагревания служит теплообменник *7*.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава IX. ХОЛОДО- И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ АППАРАТОВ СКВ

§ 63. Холодоснабжение от центральных холодильных станций

Для снабжения холодной водой аппаратов центральных и местно-центральных неавтономных СКВ получили распространение центральные холодильные станции. Холодильные станции общей производительностью до 1,8 МВт обычно проектируют на основе двух-трех поршневых или винтовых парокомпрессионных холодильных машин одинаковой производительности [40]. Станции большей холодопроизводительности оборудуются турбокомпрессионными холодильными машинами производительностью каждой от 1,2 МВт и более. Для гибкости регулирования общей производительности рекомендуется предусматривать одну или две холодильные машины меньшей производительности, которые могут быть с поршневым компрессором.

Холодильные станции с машинами на хладоне-12 и хладоне-22 по взрывопожарной и пожарной опасности относятся в соответствии со СНиП [40] к категории «Д» и к выбору места их расположения предъявляются следующие требования. Отдельные холодильные машины и холодильные станции не разрешается размещать непосредственно в жилых помещениях, на лестничных площадках и под лестницами, а также в коридорах, фойе и вестибюлях, в эксплуатационных выходах зданий и сооружений различного назначения. Холодильные станции производительностью 350 кВт и более и отдельные машины той же производительности не допускается размещать в подвалах и цокольных этажах зданий и сооружений. Допускается размещать холодильные станции и отдельные машины производительностью до 700 кВт в подвалах и цокольных этажах зданий (кроме жилых зданий), если над перекрытием станции исключена возможность массового постоянного или временного пребывания людей. Холодильные станции производительностью 700 кВт и более могут размещаться в промышленных зданиях, в специальных пристройках к обслуживаемым зданиям, в заглубленных отдельно стоящих помещениях, а также в подвалах и цокольных этажах, вынесенных из-под контура зданий.

Высоту помещения для размещения холодильных машин принимают не менее 3,6 м, считая до выступающих частей перекрытия. Проходы между щитом управления и выступающими частями машин (аппаратов) необходимо предусматривать не менее 1,5 м, между выступающими частями рядом стоящих машин — не менее 1 м, между машинами (аппаратами) и стеной здания — не менее 0,8 м, а между машинами (аппаратами) и колоннами — не менее 0,7 м. Для удобства обслуживания крупногабаритного оборудования обычно предусматривают площадки и лестницы, а для производства ремонтных работ — передвижные или стационарные подъемно-транспортные средства (блоки, тали, монорельсы).

От холодильной станции к потребителям холодной воды про-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кладывается сеть трубопроводов. В целях выравнивания режима работы холодильных машин внутренний объем системы холодоснабжения (суммарный внутреннний объем бака, аппаратов и трубопроводов) должен быть не менее вычисленного по формуле

$$V_c = \frac{0{,}9\,Q_{\text{х.мин}}}{c_w\,(t_{w2} - t_{w,\text{х}})\,\rho_w}, \qquad \text{(IX.1)}$$

где $Q_{\text{х мин}}$ — холодопроизводительность наименьшей холодильной машины станции, Вт.

При применении только турбокомпрессионных машин обьем систем холодоснабжения

$$V_c = \frac{25{,}2\,Q_{\text{х}}}{c_w\,(t_{w2} - t_{w,\text{х}})\,\rho_w}, \qquad \text{(IX.2)}$$

где $Q_{\text{х}}$ — холодопроизводительность одной турбокомпрессионной холодильной машины, Вт.

Сброс в канализацию холодоносителя (циркулирующей воды) при остановке насосов не допускается. Поступающая через переливные устройства из поддонов камер орошения и других аппаратов вода должна собираться в приемники, роль которых могут выполнять баки-аккумуляторы.

Системы холодоснабжения от станций с холодильной нагрузкой менее 290 кВт рассчитываются на пиковую часовую потребность в холоде и проектируются со сборными баками, но без баков-аккумуляторов. Для холодильных станций с холодильной нагрузкой от 290 кВт и более в систему холодоснабжения включаются баки-аккумуляторы, позволяющие проектировать холодильную станцию не на пиковую холодильную нагрузку, а исходя из потребности в холоде в расчетные сутки. В течение расчетных суток теплого периода года во многих СКВ потребность в холоде изменяется на 40—50% максимального пикового значения. Вместимость баков-аккумуляторов назначается с учетом суточной потребности СКВ в холоде. Для этого рассчитывают почасовые расходы холода и суммируют их за время работы СКВ. Производительность холодильной станции с аккумуляцией холода вычисляют по формуле

$$Q_{\text{х.ст}} = \Sigma\, Q_{\text{х.сут}} / \Delta\, z, \qquad \text{(IX.3)}$$

где $\Sigma Q_{\text{х сут}}$ — суммарная потребность холода в расчетные сутки; Δz — продолжительность работы станции в течение суток; обычно принимают $\Delta z \leqslant 22$ ч.

Вычисленную по формуле (IX.3) полезную часовую холодопроизводительность станции наносят на почасовой график суточного расхода холода СКВ и находят количество холода, которое может быть аккумулировано $Q_{\text{х.ак}}$ [1, 30].

Требуемая полезная вместимость баков-аккумуляторов холодной воды с температурой $t_{w,\text{х}}$ определяется по выражению

$$V_{\text{б.ак}} = \frac{3{,}6\,Q_{\text{х.ак}}}{c_w\,(t_{w2} - t_{w,\text{х}})\,\rho_w}. \qquad \text{(IX.4)}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Период работы холодильной машины (или нескольких машин), обеспечивающих накопление холодной воды в баке-аккумуляторе, находят по уравнению

$$\Delta z_{\text{х м}} = Q_{\text{х ак}}/Q_{\text{х м}}, \qquad \text{(IX.5)}$$

где $Q_{\text{х м}}$ — часовая холодопроизводительность работающих холодильных машин в период накопления холода в баке-аккумуляторе, Вт/ч

Максимальная пиковая потребность в холоде СКВ обеспечивается работой холодильных машин станций производительностью, вычисленной по формуле (IX 3), и потреблением части накопленной в баке-аккумуляторе холодной воды. Применение баков-аккумуляторов позволяет уменьшить установочную мощность холодильных машин (или их число) на центральной холодильной станции и способствует выравниванию суточного графика нагрузки.

В целях снижения установочной мощности машин на холодильной станции разработана программа для ЭВМ [30], позволяющая рассчитать и выбрать оптимальное решение системы холодоснабжения СКВ с аккумулирующей емкостью. В качестве критерия оптимизации принимается минимум приведенных затрат на сооружение холодильной станции и бака-аккумулятора.

На рис. IX 1 показана принципиальная схема центральной холодильной станции для выработки и подачи холодной воды. Ох-

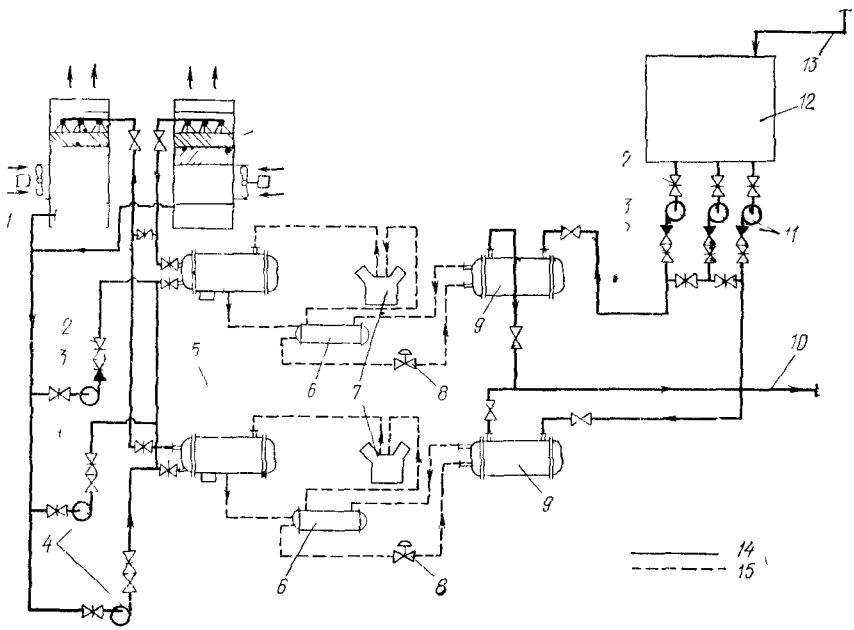


Рис. IX.1. Принципиальная схема центральной холодильной станции из двух агрегированных машин 2МКТ 110

1 — градирни (на крыше), *2* — задвижки *3* — обратный клапан *4* — насосы оборотного водоснабжения *5* — конденсаторы, *6* — теплообменники хладоновые *7* — компрессоры *8* — ТРВ, *9* — испарители, *10* — трубопровод холодной воды к УКВ *11* — насосы холодной воды *12* — бак, *13* — трубопровод отепленной воды от УКВ *14* — трубопроводы для воды *15* — трубопроводы для хладона

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

лаждение воды обеспечивается работой двух холодильных машин типа 2МКТ 110. Завод-изготовитель поставляет холодильные машины агрегатно. В комплект поставки входят. компрессор, кожухотрубный конденсатор, кожухотрубный испаритель, электрический щит и приборы автоматики. Агрегаты холодильной машины соединяются между собой трубопроводами для циркуляции хладона (на рис. IX.1 показано пунктирными линиями). К конденсаторам подводятся трубопроводы системы оборотного снабжения охлаждающей водой. Испарительное охлаждение нагретой в конденсаторах воды осуществляется в вентиляторных градирнях. Для обеспечения надежности и гибкости регулирования, как правило, каждая холодильная машина имеет свою систему оборотного водоснабжения, а на трубопроводах предусматриваются перемычки для возможности использования в случае необходимости резервного насоса. Охлажденная испарением вода забирается насосами из поддонов градирен и подается в трубки кожухотрубных конденсаторов.

Источником холода для аппаратов СКВ служит холодная вода с температурой $t_{w,x}$. Насосы забирают отепленную воду из сборного бака и подают в межтрубное пространство кожухотрубных испарителей холодильных машин. Охлажденная вода по магистральному трубопроводу поступает к аппаратам УКВ. После охлаждения кондиционируемого воздуха отепленная вода с температурой t_{w2} поступает в сборный бак. Каждая холодильная машина обычно имеет свой насос для подачи отепленной воды в кожухотрубный испаритель, а на трубопроводах предусматриваются перемычки для использования резервного насоса.

§ 64. *Холодо- и теплоснабжение центральных СКВ*

Холодоснабжение в теплый период года. В качестве аппаратов для снижения энтальпии кондиционируемого воздуха в центральных СКВ наибольшее распространение получили камеры орошения, к которым подается холодная вода от холодильных станций (рис. IX 2). Необходимым условием для осуществления этой схемы является расположение сборного бака ниже баков-поддонов камер орошения, что дает возможность отепленной воде через переливное устройство поддонов самотеком поступать в первый отсек сборного бака. Отсюда отепленная вода подается в кожухотрубный испаритель холодильной машины. Охлаждаемая вода проходит по трубкам, а в межтрубном пространстве испарителя кипит холодильный агент. При испарении температура воды понижается на $\Delta t_{u\,\chi}=4\div8°C$ Охлажденная вода с температурой $t_{w,x}=6\div7°C$ по соединительному трубопроводу поступает во второй отсек сборного бака.

На стороне всасывания насоса камеры орошения смонтирован трехходовой автоматический клапан, к которому присоединен рециркуляционный трубопровод от бака-поддона камеры орошения и соединительный трубопровод от отсека охлажденной воды в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

сборном баке. В соответствии с импульсом от датчика, контролирующего охлаждение кондиционируемого воздуха, в трехходовом клапане изменяется степень открытия проходных сечений и соответственно изменяются количества поступающей к насосу охлажденной воды $G_{w,x}$ с температурой $t_{w,x}$ и рециркуляционной воды $G_{w,p}$ с температурой t_{w2}. Смесь воды с температурой t_{w1} подается насосом на разбрызгивание через форсунки для осуществления заданного режима охлаждения кондиционируемого воздуха.

При работе камеры орошения сохраняется следующий материальный баланс по воде:

для работы насоса

$$G_w\, t_{w1} = G_{w,x}\, t_{w,x} + G_{w,p}\, t_{w2};$$

для бака-поддона камеры орошения

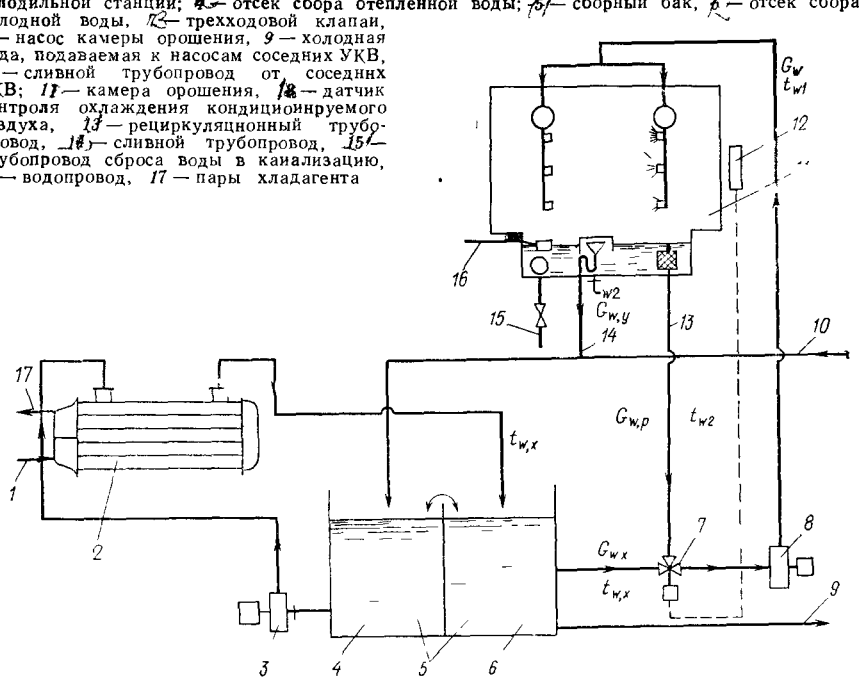
$$G_w\, t_{w2} = G_{w,p}\, t_{w2} + G_{w,y}\, t_{w2}.$$

Избыток отепленной воды в баке-поддоне камеры орошения $G_{w,y}$ через переливное устройство поступает самотеком по присоединительному трубопроводу в первый отсек сборного бака.

В закрытой схеме снабжения холодной водой камер орошения и поверхностных теплообменников УКВ (рис. IX.3) насос холодильной станции через бак-аккумулятор прокачивает охлаждаемую воду в межтрубном пространстве кожухотрубного испарителя

Рис. IX.2. Схема снабжения холодной водой небольшой группы камер орошения, расположенных вблизи холодильной стаиции

1 — жидкий хладагент; *2* — кожухотрубный испаритель холодильной машины; *3* — насос холодильной станции; *4* — отсек сбора отепленной воды; *5* — сборный бак, *6* — отсек сбора холодной воды, *7* — трехходовой клапан, *8* — насос камеры орошения, *9* — холодная вода, подаваемая к насосам соседних УКВ, *10* — сливной трубопровод от соседних УКВ; *11* — камера орошения, *12* — датчик контроля охлаждения кондиционируемого воздуха, *13* — рециркуляционный трубопровод, *14* — сливной трубопровод, *15* — трубопровод сброса воды в каиализацию, *16* — водопровод, *17* — пары хладагента



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

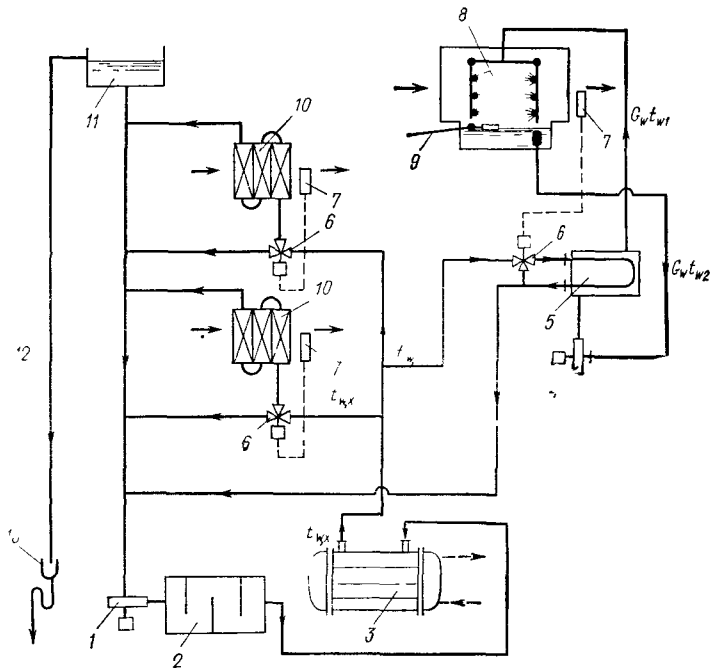


Рис IX.3. Закрытая схема снабжения холодной водой камер орошения и поверхностных теплообменников в УКВ

1 — насос холодильной станции, *2* — бак-компенсатор, *3* — кожухотрубный испаритель холодильной машины, *4* — насос камеры орошения, *5* — водо-водяной теплообменник, *6* — трехходовой клапан, *7* — датчик контроля охлаждения кондиционируемого воздуха, *8* — камера орошения, *9* — водопровод, *10* — поверхностные воздухоохладители БТМ, *11* — расширительный бак, *12* — переливная труба, *13* — воронка для стока воды

холодильной машины. Снабжение холодом камеры орошения осуществляется с помощью водо-водяного теплообменника, где через стенку трубок холодная вода охлаждает циркуляционную воду в контуре камеры орошения. Охлаждение кондиционируемого воздуха в камере орошения регулируется трехходовым клапаном, изменяющим количество поступающей в водо-водяной теплообменник холодной воды, что обеспечивает соответствующее изменение температуры разбрызгиваемой в камере орошения воды. Поверхностные теплообменники снабжаются холодной водой через трехходовой клапан, автоматически пропускающий в теплообменник тот расход холодной воды, который необходим для обработки кондиционируемого воздуха. В закрытой схеме снабжения холодной водой не требуется сборных баков, что значительно упрощает систему холодоснабжения. Как это видно из рис. IX.3, наиболее простыми являются схемы холодоснабжения поверхностных теплообменников, что является значительным их преимуществом.

Теплоснабжение в холодный и переходный периоды года. В центральных УКВ для нагревания приточного воздуха источником тепла является горячая вода, подаваемая от ТЭЦ, районных или местных котельных. В зданиях оборудуются индивидуальные

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

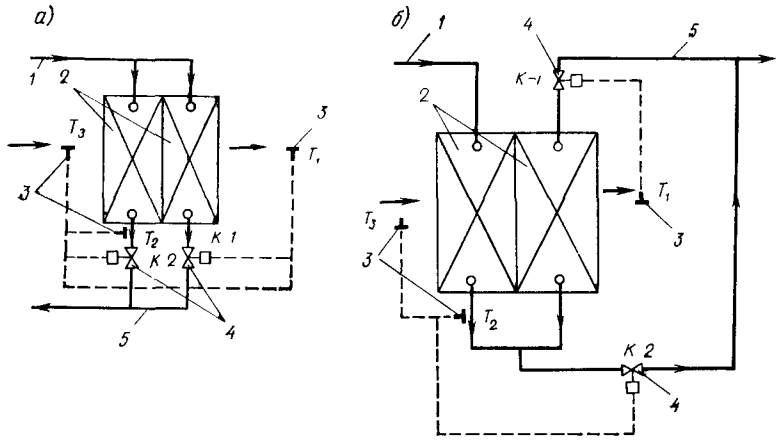


Рис IX 4 Схема снабжения горячей водой воздухонагревателей I подогрева с защитой от замерзания

а — института Проектпромвентиляция *б* — МНИИТЭПа *1* — трубопровод подачи горячей воды из теплосети, *2* — воздухонагреватели *3* — датчики температуры, *4* — регулирующие клапаны *5* — трубопровод обратной воды

тепловые пункты (ИТП). Как правило, ИТП размещают в подвальной части здания, куда подводятся трубопроводы, подающие от центрального теплоснабжения воду с расчетными температурными перепадами 150—70°С или 130—70°С [13].

Воздухонагреватели I подогрева, как правило, снабжаются горячей водой, непосредственно поступающей из сетей центрального теплоснабжения Степень нагревания воздуха в воздухонагревателях I подогрева регулируется изменением количества поступающей в их трубки горячей воды. Такое количественное регулирование при отрицательных температурах наружного воздуха может создать условия для замерзания воды в трубках воздухонагревателей и вызвать из разрушение, поэтому воздухонагреватели I подогрева снабжаются автоматическими устройствами, обеспечивающими защиту от замерзания воды в трубках По схеме, предложенной институтом Проектпромвентиляция (рис. IX 4, *а*), горячая вода одновременно поступает в два теплообменника, на выходных трубопроводах из которого установлены автоматические регулирующие клапаны *К-1* и *К-2*. Нагревание воздуха контролируется датчиком T_1. При необходимости снижения теплоотдачи воздухонагревателя по команде датчика T_1 первоначально закрывается клапан *К-1*, установленный на обратном трубопроводе из второго по ходу воздуха теплообменника При полном закрытии клапана *К-1* дальнейшее снижение нагревания воздуха достигается перекрытием клапана *К-2*, установленного на обратном трубопроводе из первого по ходу воздуха теплообменника. Температура воды в обратном трубопроводе после этого теплообменника контролируется датчиком T_2. При понижении температуры обратной воды до 20°С датчик T_2 приоткрывает клапан *К-2* не-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

зависимо от команды датчика T_1, контролирующего температуру нагревания воздуха. Датчик T_3 выполняет роль ограничителя и разрешает работу датчика T_2 только при температурах воздуха ниже 3°С.

МНИИТЭПом предложена схема (рис. IX.4, *б*), обладающая более широкими пределами регулирования и имеющая защиту от замораживания. Датчик T_1 контролирует нагрев воздуха изменением расхода горячей воды через клапан *К-1*. Если в процессе снижения нагревания воздуха путем сокращения прохода горячей воды через клапан *К-1* температура воды в обратном трубопроводе после первого по ходу воздуха теплообменника понизится до 20°С, то датчик T_2 откроет клапан *К-2* и увеличит проход горячей воды только через этот теплообменник. Датчик T_1 продолжает контролировать нагревание воздуха и может продолжаться снижение расхода горячей воды через второй по ходу воздуха теплообменник независимо от работы узла защиты от замораживания (клапана *К-2*, работающего по команде датчика T_2).

При снабжении воздухонагревателей непосредственно из тепловой сети температура подаваемой воды, регулируемая по сетевому графику, оказывается выше требуемой (особенно в переходный период года). С целью стабилизации работы приборов автоматики и улучшения регулирования применяют схемы снабжения горячей водой воздухонагревателей I подогрева с помощью смесительных насосов (рис. IX.5). Через воздухонагреватели насосом подается смесь горячей и обратной воды. Количество поступающей горячей воды из тепловой сети регулируется клапаном *К-1*, управляемым датчиком T_1, контролирующим нагревание воздуха. Если требуется снижение нагревания воздуха, то клапан *К-1* уменьшает поступление горячей воды из теплосети Однако насос обеспечивает примерно постоянный расход воды через воздухонагреватели. Следовательно, увеличивается количество обратной воды в общей смеси и снижается температура горячей воды, поступающей в воздухонагреватель (качественное регулирование).

Защита от замораживания при работающем смесительном насосе осуществляется в следующем порядке. Если температура обратной воды, контролируемая датчиком T_2, будет ниже 10°С, то откроется клапан *К-2*. При остановленных вентиляторах УКВ защита от замерзания воды в трубках воздухонагревателей осуществляется клапаном *К-2* по команде датчика T_2. На схеме показано, что коррекция настройки датчика T_2 производится автоматически по команде датчика T_3, регистрирующего наружную температуру. При работающем смесительном насосе датчик T_2 имеет настройку 1°С, но при выключении насоса предельная температура настройки автоматически повышается до 20°С. Для устранения перетекания горячей воды в обратную линию на перемычках между подающим трубопроводом от тепловой сети и после смесительного насоса установлены обратные клапаны.

Воздухонагреватели второго подогрева в составе УКВ, а также зональные воздухонагреватели в многозональных СКВ потреб-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

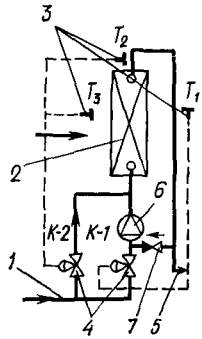
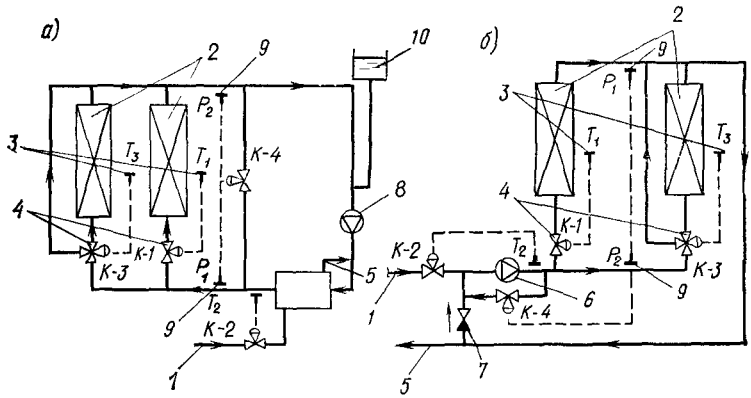


Рис. IX.5. Схемы снабжения горячей водой воздухонагревателей I подогрева с помощью смесительного насоса

1 — трубопровод горячей воды из теплосети, *2* — воздухонагреватели, *3* — датчики температуры, *4* — регулирующие клапаны, *5* — трубопровод обратной воды, *6* — смесительный насос, *7* — обратный клапан

Рис. IX.6. Схемы снабжения горячей водой концевых и зональных воздухонагревателей

а — независимая с водо-водяным теплообменником (бойлером), *б* — зависимая со смесительным насосом, *1*—*7* — см. рис IX 5; *8* — насос циркуляции воды по замкнутому контуру, *9* — датчики P_1— P_2 контроля давления воды в подающем и обратном трубопроводах; *10* — расширительный бак



ляют горячую воду постоянной температуры, подаваемую по графику горячего водоснабжения. На рис. IX.6,*а* показана независимая схема теплоснабжения воздухонагревателей при наличии кожухотрубного водо-водяного теплообменника (бойлера), питаемого горячей водой. Через воздухонагреватели с помощью насоса циркулирует по замкнутому контуру вода. Постоянная температура воды перед воздухонагревателями контролируется датчиком T_2, воздействующим на клапан *К-2*, находящийся на линии подачи горячей воды в бойлер. По схеме, показанной на рис. IX.6, *б*, горячая вода непосредственно поступает к смесительному насосу. В воздухонагреватели подается смесь горячей и обратной воды. Постоянство температуры подаваемой воды обеспечивается изменением клапаном *К-2* расхода горячей воды по команде датчика T_2.

На рис. IX.6 показаны два варианта регулирования теплоотдачи воздухонагревателей. В первом варианте на входе горячей воды в воздухонагреватель установлен клапан *К-1*. Температура подогреваемого приточного воздуха контролируется датчиком T_1, который передает команду на клапан *К-1*, в результате чего происходит соответствующее изменение расхода горячей воды через воздухонагреватель. Для сохранения гидравлической устойчивости системы теплоснабжения при этом варианте регулиро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

вания с помощью датчиков $P_1 — P_2$, воздействующих на клапан *К-4*, поддерживается постоянный перепад давлений в подающем и обратном трубопроводах. Во втором варианте на входе в воздухонагреватель установлен трехпроходной клапан *К-3*, управляемый по команде датчика T_3. Независимо от положения штока клапана *К-3* расход воды через него постоянен. Если по команде датчика T_3 клапан *К-3* снижает поступление горячей воды в воздухонагреватель, то одновременно увеличивается расход воды по обводному трубопроводу. При этом варианте регулирования датчики давлений $P_1 — P_2$ и клапан *К-4* отсутствуют.

§ 65. Холодо- и теплоснабжение местных и местно-центральных СКВ

В местных и местно-центральных СКВ в кондиционируемых помещениях зданий устанавливают местные неавтономные вентиляторные или эжекционные кондиционеры-доводчики, которые имеют поверхностные теплообменники. В зависимости от числа трубопроводов, связывающих теплообменники местных кондиционеров с центральными источниками, различают следующие системы снабжения холодной и горячей водой: двухтрубные, трехтрубные, четырехтрубные.

В двухтрубных системах используют местные кондиционеры с одним теплообменником, который присоединяется к подающему и обратному трубопроводам — две присоединительные трубы (рис. IX.7). Систему насосной циркуляции воды через теплообменники местных кондиционеров проектируют замкнутой (независимой). Для изменения температуры циркулирующей воды предусматривают кожухотрубные водо-водяные теплообменники, в которые подается горячая и холодная вода от центральных источников. Если проектом предусматривается использование местных кондиционеров в режимах как нагревания, так и охлаждения воздуха, необходимо в системе иметь соответствующие устройства для переключения тепловых режимов обработки циркулирующей воды. Переключения для изменения температуры воды, подаваемой в теплообменники местных кондиционеров, можно сделать только для всей системы или зон здания (когда в системе предусмотрено зонирование трубопроводов).

Для местно-центральных СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками обязательным условием является подвод приточного воздуха к сопловым камерам ЭКД. Если в местно-центральной СКВ применяют местные вентиляторные кондиционеры-доводчики, то место подачи приточного наружного воздуха выбирается из условия обеспечения наилучшего воздухораспределения в помещении. Обычно местные вентиляторные агрегаты устанавливают под окнами, а приток от центральной УКВ направляют во внутреннюю зону помещения. На рис. IX.7 показано деление приточного наружного воздуха на две зоны, каждая из которых имеет зональный воздухонагреватель, позволяющий изменять температуру приточного воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

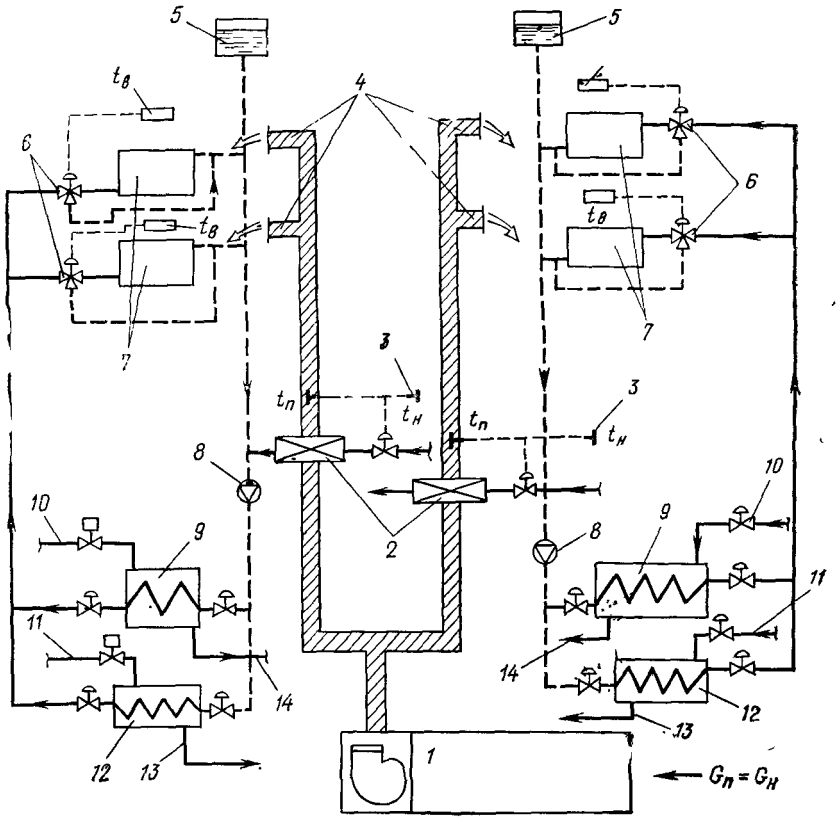


Рис. IX.7. Двухтрубная система тепло- и холодосиабжения местных неавтономных кондиционеров

1 — центральная прямоточная УКВ; *2* — зональные воздухонагреватели приточного воздуха; *3* — датчики наружной температуры; *4* — приточные воздуховоды; *5* — расширительные баки; *6* — трехпроходные автоматические клапаны; *7* — местные неавтономные кондиционеры в помещении; *8* — насосы циркуляции воды через теплообменники местных кондиционеров для зоны здания; *9* — водо-водяные теплообменники нагрева циркуляционной воды; *10* — горячая вода из теплосети; *11* — холодная вода от холодильной станции; *12* — водо-водяные теплообменники охлаждения циркуляционной воды; *13* — обратная вода на холодильную станцию; *14* — обратная вода в теплосеть

Приточный наружный воздух подается с одинаковыми параметрами для всех помещений зоны здания. Параметры приточного воздуха в течение года могут корректироваться датчиком наружной температуры. Так, например, в холодный период года приточный воздух может быть нагрет выше $t_в$; в переходный период $t_п \approx t_в$, а летом $t_п < t_в$. Переключение тепловых режимов обработки циркулирующей воды производится с помощью клапанов, установленных до и после кожухотрубных водо-водяных теплообменников. Автоматизировать работу переключающих клапанов следует по суммирующей оценке воздействия на тепловой режим помещений в зоне здания наружных климатических условий.

В помещении температура внутреннего воздуха $t_в$ регулируется расходом воды через теплообменник с помощью трехпроходных ав-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

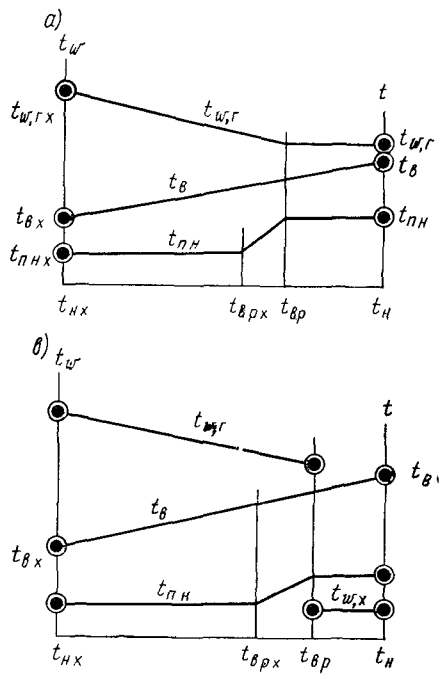


Рис. IX.8. Круглогодовое изменение тепловых режимов в двухтрубных системах холодо- и теплоснабжения

а — теплая вода и холодный приточный наружный воздух; *б* — холодная вода и теплый приточный наружный воздух; *в* — переключение тепловых режимов по воде

томатических клапанов, через которые сохраняется постоянный расход воды независимо от положения штока клапана.

В двухтрубных системах возможны различные варианты сочетания температур циркулирующей воды и параметров приточного воздуха. На рис. IX.8 показаны три варианта круглогодового изменения режимов тепловой обработки в комфортной местно-центральной СКВ: на горизонтальной оси отложены температуры наружного воздуха, а на вертикальной — температуры воды и воздуха. В помещении внутренняя температура колеблется от нижнего предела $t_{в.х}$ в холодный период года до верхнего предела $t_в$ в теплый период (расчетная наружная температура $t_н$). В СКВ по схеме, показанной на рис. IX.8, *а*, в помещения круглый год подается приточный наружный воздух с температурой $t_{п.н}$ ниже $t_в$. К теплообменникам кондиционеров-доводчиков круглый год подается теплая вода $t_{w,г}$, которая служит источником тепла для подогрева внутреннего рециркуляционного воздуха.

В расчетных условиях теплого периода года в целях экономии тепла и холода рационально пропускать теплую воду мимо теплообменников местных кондиционеров-доводчиков. Тогда полностью используется охлаждающая способность приточного наружного воздуха для поглощения тепло- и влагоизбытков в помещении. В случае резкого снижения теплоизбытков в каких-либо помещениях датчик $t_в$ (см. рис. IX.7) воздействует на трехпроходной клапан и дальнейшее понижение внутренней температуры будет остановлено. Го-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рячая вода поступает в теплообменник местного кондиционера-доводчика и за счет нагрева рециркуляционного воздуха $t_в$ повысится.

В переходный период года в целях экономии энергии СКВ работает на переменной температуре точки росы внутреннего воздуха от максимального значения $t_{в.р}$ до минимального $t_{в\,р\,х}$. В холодный период года температура горячей воды увеличивается до $t_{w.г.х}$, при которой теплопроизводительность теплообменника местного кондиционера-доводчика должна быть достаточной не только для восполнения теплопотерь, но и для компенсации холода приточного наружного воздуха.

Двухтрубные системы, работающие по схеме, приведенной на рис. IX.8, *а*, не нуждаются в зонировании по фасадам здания, так как автоматическое регулирование расхода горячей воды через теплообменник местного кондиционера-доводчика позволяет поддерживать $t_в$. Установленные на подающем трубопроводе у теплообменников местных кондиционеров-доводчиков автоматические клапаны круглый год имеют одинаковую направленность действия: с понижением температуры внутреннего воздуха от контролируемого датчиком значения $t_в$ клапан увеличивает поступление горячей воды в теплообменник. В этой системе источником поглощения теплои влагоизбытков в помещении является только приточный наружный воздух, количество которого рационально ограничивать на уровне санитарно-гигиенических требований. Поэтому такие системы применяются в зданиях, где теплоизбытки малы. При значительных теплоизбытках для их поглощения требуется увеличивать количество приточного наружного воздуха свыше требуемого санитарно-гигиеническими нормами, что лишает местно-центральные СКВ их преимуществ.

На рис. IX.8, *б* показан температурный график работы двухтрубной системы с подачей круглый год в теплообменники местных кондиционеров холодной воды и подогретого приточного наружного воздуха. В холодный период года теплопотери помещения компенсируются поступлением нагретого приточного наружного воздуха. Температура приточного воздуха регулируется автоматически по команде датчика, контролирующего изменение наружных климатических условий (см. схему регулирования зональных воздухонагревателей, показанную на рис. IX.7). Чем ниже $t_н$, тем больше должна быть температура нагретого приточного наружного воздуха $t_{п.н}$ для компенсации теплопотерь. Холодная вода служит источником для удаления теплоизбытков в тех помещениях, где резко изменилась тепловая обстановка (дополнительное число людей, включение тепловыделяющего оборудования).

В целях экономии энергии в холодный и переходный периоды года холодную воду получают охлаждением ее в поверхностных теплообменниках, установленных в центральных УКВ, в которых осуществляется обработка наружного приточного воздуха. Такой способ получения холодной воды часто называют «свободным охлаждением». Проходя по трубкам теплообменников, вода отдает тепло на нагревание приточного воздуха и охлаждается.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Вследствие применения свободного охлаждения значительно сокращается продолжительность работы холодильных машин и одновременно достигается использование на нагревание наружного воздуха теплоизбытков тех помещений, где они воспринимаются холодной водой в теплообменниках местных кондиционеров-доводчиков.

В теплое время года получение холодной воды обеспечивается работой холодильных машин. Ее температура выбирается по условиям поглощения расчетных теплоизбытков в помещении, а также компенсации тепла, вносимого приточным наружным воздухом.

Недостатком таких систем является затрудненность применения в холодный период режимов дежурного отопления, когда в помещениях отсутствуют люди. По санитарно-гигиеническим требованиям в это время не следует подавать наружный воздух, но так как он является носителем тепла, то приходится периодически включать центральную УКВ для отопления помещений. Принципиально возможно использование в качестве теплоносителя нагретой воды. Для этого нужно в системе предусмотреть дополнительный водо-водяной теплообменник и переключающие устройства. Кроме этого, у теплообменников местных кондиционеров нужно установить реверсивные регуляторы поддержания температуры внутреннего воздуха, которые при переключении изменяют направленность действия: в дневное время при подаче в теплообменники холодной воды регуляторы увеличивают ее расход с повышением температуры внутреннего воздуха; в ночное время при дежурном отоплении регуляторы увеличивают расход горячей воды с понижением температуры внутреннего воздуха.

На рис. IX.8,*в* показан характер изменения температур в двухтрубной системе с переключением по воде. Приточный наружный воздух круглый год вносит в помещение холод, а влагосодержание этого воздуха, как правило, выбирается из условий поглощения влагоизбытков в помещении. В холодный период года в теплообменники местных кондиционеров поступает горячая вода $t_{w,г.х}$, которая должна обеспечить компенсацию теплопотерь и холода приточного наружного воздуха. При повышении $t_в$ регулятор снижает расход горячей воды через теплообменник. В теплый период года в теплообменники местных кондиционеров подается холодная вода, обеспечивающая охлаждение рециркуляционного воздуха. Поглощение тепло- и влагоизбытков осуществляется суммарным количеством холода, вносимым в помещения приточным наружным и охлажденным в теплообменнике рециркуляционным воздухом. Уменьшение холодопроизводительности при снижении $t_в$ достигается регулятором, который снижает расход холодной воды через теплообменник местного кондиционера.

В теплый и холодный периоды года регулятор имеет различную направленность работы и поэтому его конструкция должна быть переключаемой. Переключение регуляторов должно произ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

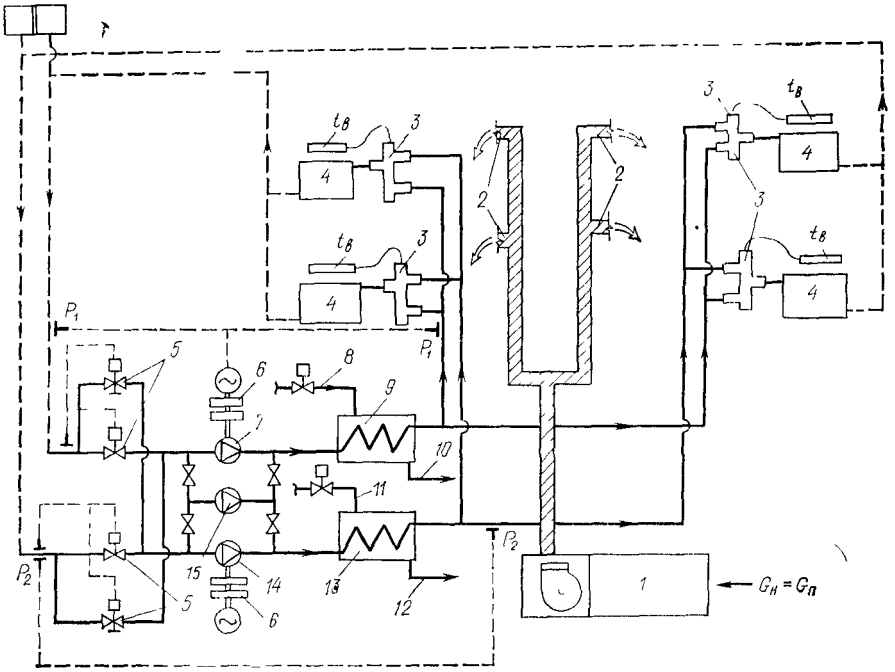


Рис. IX.9. Трехтрубная система холодо- и теплоснабжения местных неавтономных кондиционеров

1 — центральная прямоточная УКВ; *2* — приточный наружный воздух; *3* — трехпроходные клапаны регулирования подачи воды в теплообменники местных кондиционеров; *4* — местные неавтономные кондиционеры; *5* — взанмообратные автоматические задвижки, управляемые от датчика температуры воды в обратном трубопроводе; *6* — индукторные муфты скольжения, *7* — насос горячей воды; *8* — горячая вода из теплосети; *9* — водо-водяной теплообменник нагрева циркуляционной воды; *10* — обратная вода в теплосеть; *11* — холодная вода от холодильной станции; *12* — обратная вода на холодильную станцию, *13* — водо-водяные теплообменники охлаждения циркуляционной воды; *14* — насос холодной воды; *15* — запасной насос; P_1 — датчик перепада давлений в контуре горячей воды, P_2 — то же, в контуре холодной воды

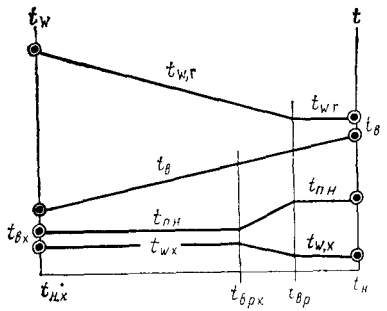


Рис. IX.10. Круглогодовое изменение температур первичного воздуха, горячей и холодной воды в трехтрубных системах тепло- и холодоснабжения местных неавтономных кондиционеров

водиться одновременно с переключением тепловых режимов обработки воды, подаваемой в теплообменники местных кондиционеров. К недостаткам этой системы относятся: необходимость переключения с режима нагрева на режим охлаждения воды (особенно часто в переходный период года); отсутствие подачи тепла в по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мещения при работе на холодной воде; применение сложных реверсивных (переключаемых) регуляторов; большая инерционность системы при переключении с режима на режим. Из-за этих недостатков в настоящее время системы с переключением по воде применяются редко.

В трехтрубной системе (рис. IX.9) местные кондиционеры имеют один теплообменник, к которому через трехпроходной автоматический клапан подведены трубопроводы для подачи холодной и горячей воды (две трубы) и один общий обратный трубопровод (всего три трубы). Приточный наружный воздух круглый год подается с температурой ниже $t_в$. Поддержание требуемой $t_в$ в каждом помещении обеспечивается наличием перед теплообменниками местных кондиционеров горячей и холодной воды. Температура горячей и холодной воды регулируется централизованно в зависимости от изменения $t_н$ (рис. IX.10). Подача воды в теплообменники местных кондиционеров регулируется автоматическими трехпроходными клапанами по команде датчика, контролирующего $t_в$. В расчетных условиях холодного периода в теплообменник подается расчетное количество горячей воды $G_{w,г}$ (рис. IX.11,*а*). При повышении $t_в$ от контролируемого уровня шток автоматического трехпроходного клапана начинает перемещаться, уменьшая поступление горячей воды в теплообменник. При равенстве $t_в$ настроенному значению (обычно 21—22°С в комфортных СКВ) перемещение штока клапана прекращает поступление в теплообменник воды. При дальнейшем повышении $t_в$ шток клапана перемещается и открывает доступ холодной воде в теплообменник. В расчетных условиях теплого периода через теплообменник проходит расчетное количество холодной воды $G_{w,х}$. За один ход штока автоматического клапана $h_{кл}$ происходит полное изменение тепловых режимов обработки рециркуляционного внутреннего воздуха в теплообменниках местных кондиционеров.

Из рис. IX.11,*а* видно, что при регулировании режимов тепловой обработки внутреннего воздуха наблюдается переменный расход холодной и горячей воды через теплообменники местных кондиционеров. Соответственно изменяются и расходы циркулирующей воды, что создает условия для гидравлической разрегулировки сети тепло- и холодоснабжения. Это является серьезным недостатком трехтрубных систем. Изменения расходов в сети влияют на перепады давлений воды у автоматических клапанов, что приводит к нарушению условий их работы, хотя по уровню температуры воздуха в помещении работа клапанов не требуется. Изменение режимов работы клапанов приводит к нарушению температурного режима помещения и к перерасходу энергии. Чтобы сохранить постоянство перепадов давлений в контурах циркуляции воды, прибегают к центральному регулированию. На рис. IX.9 показано такое регулирование, где датчики отбора давлений в подающем и обратном трубопроводах контуров горячей

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

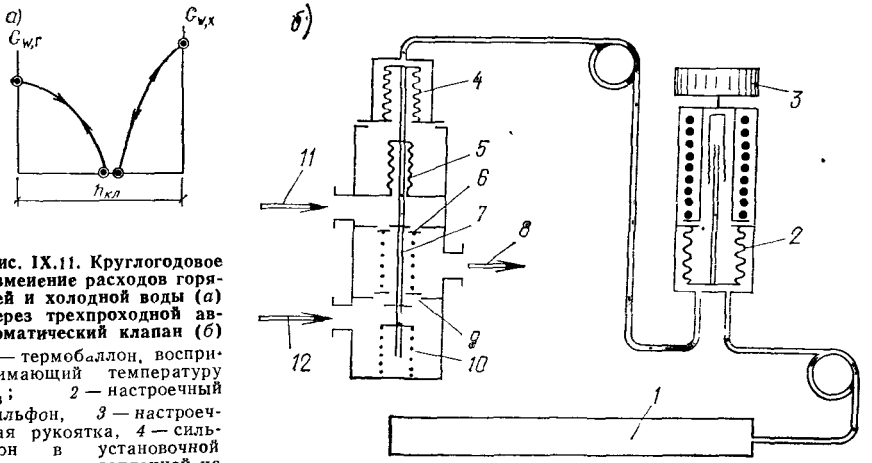


Рис. IX.11. Круглогодовое изменение расходов горячей и холодной воды (*а*) через трехпроходной автоматический клапан (*б*)

1 — термобаллон, воспринимающий температуру $t_в$; *2* — настроечный сильфон, *3* — настроечная рукоятка, *4* — сильфон в установочной крышке, закрепленной на головке клапана, *5* — разделительный сильфон клапана, *6* — седло клапана изменения расхода холодной воды, *7* — шток клапана, *8* — трубопровод к теплообменнику ЭКД, *9* — седло клапана изменения расхода горячей воды, *10* — возвратная пружина штока, *11* — подающий трубопровод холодной воды; *12* — то же, горячей воды

P_1P_1 и холодной P_2P_2 воды управляют индукционными муфтами скольжения у электродвигателей соответствующих насосов. Сеть трубопроводов тепло- и холодоснабжения, как правило, имеет весьма сложную конфигурацию, что затрудняет обеспечение централизованного контроля и сохранение гидравлической устойчивости сети в двух контурах циркуляции.

Вторым недостатком трехтрубных систем являются тепловые потери от смешивания воды в общем обратном трубопроводе, куда она поступает после теплообменников местных кондиционеров. При эксплуатации СКВ могут создаваться условия, когда часть местных кондиционеров потребляет холодную воду (например, в помещениях на стороне облучаемой солнцем), а другая часть — горячую воду (в помещениях на теневой стороне). Даже на одной стороне могут быть помещения с различными тепловыми режимами, что вызовет подачу в теплообменники разной по температуре воды на обработку рециркуляционного воздуха. В таких случаях в обратных трубопроводах происходит смешивание возвратной теплой и холодной воды, приводящее к тепловым потерям.

Для уменьшения тепловых потерь прибегают к зонированию обратных трубопроводов, как это показано на рис. IX.9. На обратном трубопроводе от каждого фасада установлены две автоматнческие двухпозиционные взаимообратные задвижки, управляемые датчиком контроля температуры обратной воды. Обычно датчик настраивают на температуру 22°С, соответствующую средней температуре воздуха в помещениях, обслуживаемых от комфортных СКВ. Если температура обратной воды будет ниже 22°С, то открывается задвижка на трубопроводе к водо-водяному

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

охладительному теплообменнику. При температурах возвратной воды более 22°С открывается задвижка на трубопроводе к водоводяному нагревательному теплообменнику. Наличие таких регулирующих устройств создает трудности при эксплуатации, хотя и не обеспечивает полного устранения тепловых потерь от смешивания. В зданиях сложной конфигурации с большим числом разноориентированных фасадов вообще невозможно осуществить четкое зонирование и от него отказываются для упрощения системы, что приводит к большим тепловым потерям.

Перечисленных выше недостатков лишены *четырехтрубные системы.* В конструкции местного кондиционера имеется, как правило, два теплообменника, каждый из которых соединен с подающим и обратным трубопроводами (всего четыре трубы). В системе имеются два независимых двухтрубных контура соответственно для циркуляции холодной и горячей воды (рис. IX.12). В каждом контуре предусмотрен водо-водяной теплообменник для соответствующей тепловой обработки циркулирующей воды. Температуры первичного воздуха и циркулирующей воды регулируются автоматически, и характер их круглогодового изменения сходен с графиком, представленным на рис. IX.10.

При необходимости в наибольшей холодопроизводительности через автоматический трехходовой клапан в теплообменник местного кондиционера поступает расчетный расход холодной воды $G_{w,\,х}$. В этом режиме теплая вода через второй трехходовой клапан проходит в обратный трубопровод $G_{w,\,г.об}$, минуя нагревательный теплообменник. При снижении внутренней температуры шток первого трехпроходного клапана начинает перемещаться и уменьшает поступление холодной воды в охладительный теплообменник. Однако общий расход холодной воды в обратной линии $G_{w,\,х.об}$ сохранится постоянным независимо от положения штока клапана $h_{кл.х}$. При достижении внутренней температуры контролируемого значения по датчику $t_в$ холодная и горячая вода (рис. IX.13) поступает в обратные трубопроводы, минуя теплообменники местного кондиционера. При дальнейшем снижении температуры внутреннего воздуха начинает перемещаться шток клапана, открывающий доступ горячей воде в нагревательный теплообменник местного кондиционера. При наибольшей потребности помещения в тепле шток клапана совершает полный ход $h_{кл.г}$, и через нагревательный теплообменник проходит расчетный расход горячей воды $G_{w,\,г}$. Снижение нагревания рециркуляционного воздуха достигается перемещением штока клапана, вызывающим уменьшение расхода горячей воды через теплообменник. При этом расход горячей воды в обратной линии $G_{w,\,г.об}$ сохраняется постоянным.

Благодаря применению трехпроходных клапанов и обводных трубопроводов у нагревательных и охладительных теплообменников местных кондиционеров, в четырехтрубной системе с регулированием по воде сохраняется постоянный расход циркулирующей горячей и холодной воды. Поэтому системы снабжения го-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

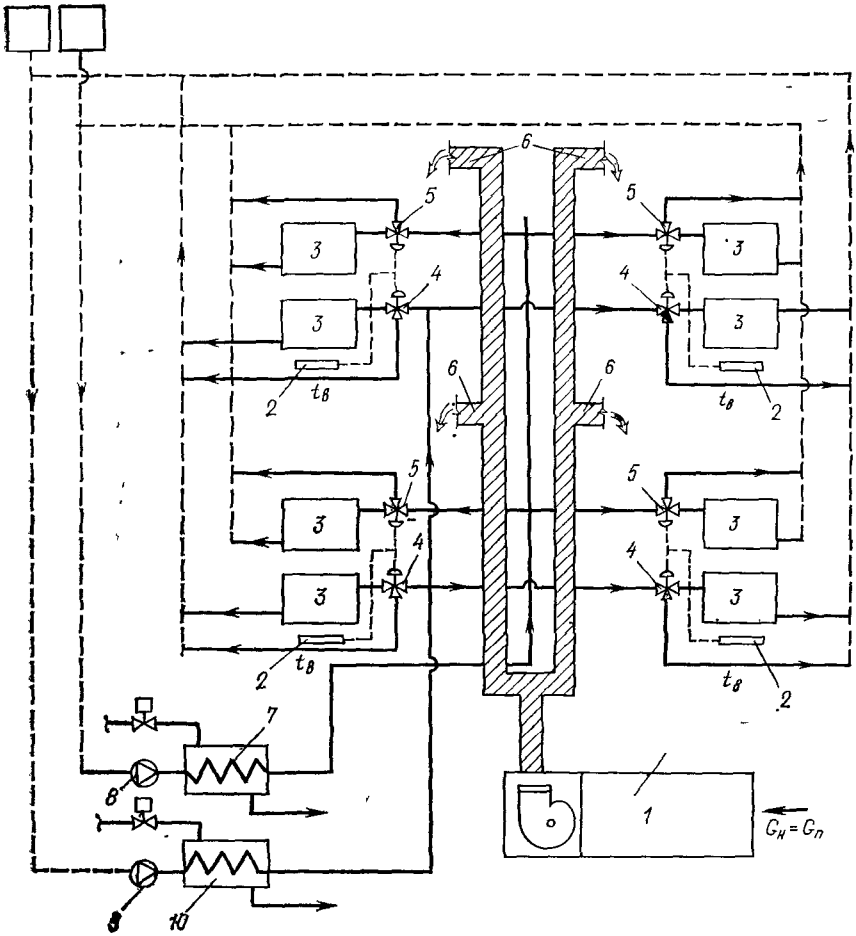


Рис. IX.12. Четырехтрубная система холодо- и теплоснабжения местных неавтономных кондиционеров с регулированием по воде

1 — центральная прямоточная УКВ, *2* — датчик контроля температуры помещения, управляющий клапанами поступления горячей и холодной воды; *3* — теплообменники в местных неавтономных кондиционерах; *4* — трехпроходные клапаны регулирования поступления холодной воды; *5* — то же, горячей воды, *6* — приточные воздуховоды; *7* — водо-водяной теплообменник для нагрева циркуляционной воды, *8* — насос горячей воды; *9* — насос холодной воды, *10* — водо-водяной теплообменник для охлаждения циркуляционной воды

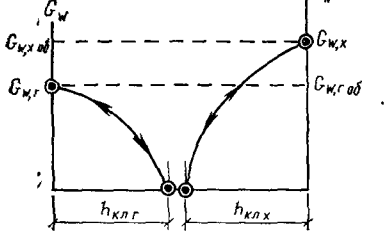


Рис. IX.13. Круглогодовое изменение расходов горячей и холодной воды через соответствующие теплообменники местного неавтономного кондиционера в четырехтрубных системах, регулируемых по воде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

рячей и холодной водой сохраняют гидравлическую устойчивость независимо от промежуточного положения регулирующих органов у автоматических клапанов на линии подачи воды. Это является большим достоинством четырехтрубной системы. Вторым важным достоинством четырехтрубных систем является возможность обеспечения экономичных режимов по расходу тепла и электроэнергии на приготовление горячей и холодной воды. Как видно из рис. IX.12, контуры циркуляции холодной и горячей воды не имеют соприкосновения, отсутствуют смешивание в обратном трубопроводе и связанные с этим тепловые потери. Остановка насосов одного из контуров циркуляции не вносит нарушений в гидравлическую устойчивость другого контура. Это позволяет останавливать насосы подачи холодной воды в периоды эксплуатации, когда в большинстве помещений требуется нагревание, а для снятия внезапных теплоизбытков достаточно холода приточного наружного воздуха. Обычно в пиковых условиях теплого периода нужно останавливать насосы контура теплой воды. Сезонная остановка насосов позволяет экономить электроэнергию. Одновременная работа насосов горячей и холодной воды требуется в переходный период года. В этот период экономичнее охлаждать циркуляционную воду наружным воздухом по методу «свободного» охлаждения [18].

§ 66. Оборотное водоснабжение конденсаторов холодильных машин

Холодильные машины с водяным охлаждением конденсаторов, как правило, оборудуются оборотной системой охлаждающей воды. Как показано в гл. VIII, в кожухотрубном конденсаторе охлаждающая вода воспринимает тепло конденсации холодильного агента и нагревается на 4—6°С. Полученное тепло должно быть отведено от воды.

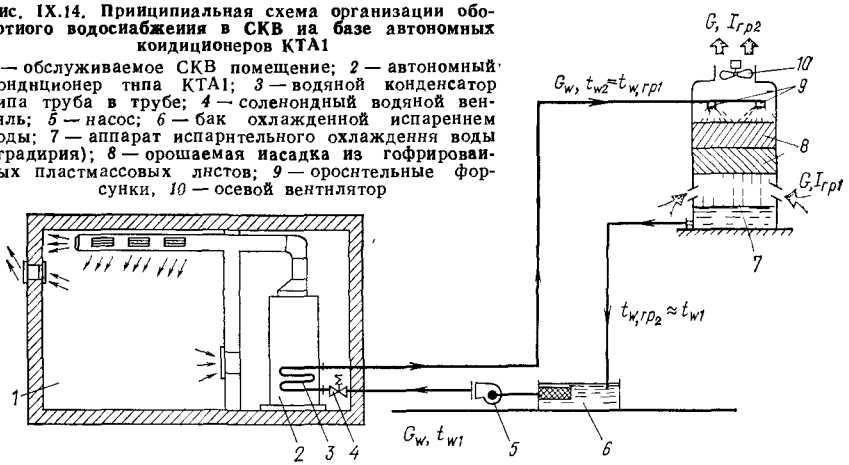
В СКВ наибольшее распространение получил метод испарительного охлаждения воды в контактных аппаратах, часто называемых градирнями. По способу организации движения воздуха градирни бывают открытые, башенные и вентиляторные.

В открытых градирнях движение воздуха у поверхности воды обеспечивается силой ветра. Эти градирни характеризуются малой интенсивностью испарительного охлаждения воды и требуют значительной площади для размещения. Часто открытые градирни выполняют в форме декоративных фонтанов. В башенных градирнях движение воздуха создается с помощью высокой вытяжной башни, являющейся корпусом аппарата. Башенные градирни имеют большие габариты и применяются на ТЭЦ и промышленных предприятиях. В вентиляторных градирнях движение воздуха обеспечивается встроенными в них осевыми или центробежными вентиляторами. Градирни этого типа имеют малые размеры, обеспечивают высокую интенсивность испарительного охлаждения и поэтому получили наибольшее применение в СКВ. Для развития площади поверхности контакта между охлаждаемой водой и по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Рис. IX.14. Принципиальная схема организации оборотного водоснабжения в СКВ на базе автономных кондиционеров КТА1

1 — обслуживаемое СКВ помещение; *2* — автономный кондиционер типа КТА1; *3* — водяной конденсатор типа труба в трубе; *4* — соленоидный водяной вентиль; *5* — насос; *6* — бак охлажденной испарением воды; *7* — аппарат испарительного охлаждения воды (градирия); *8* — орошаемая насадка из гофрированных пластмассовых листов; *9* — оросительные форсунки, *10* — осевой вентилятор



током воздуха в вентиляторных градирнях используются орошаемые слои, собираемые из гофрированных пластмассовых листов и сотовых блоков [17].

Количество отводимого тепла в кожухотрубном конденсаторе вычисляется по формуле (VIII.14). Это тепло воспринимается охлаждающей водой и должно быть передано при частичном ее испарении в поток воздуха, проходящий через градирню.

На рис. IX.14 показана принципиальная схема оборотного водоснабжения конденсатора холодильной машины автономного кондиционера КТА1. В вентиляторные градирни, обычно размещаемые на крыше здания, поступает наружный воздух с энтальпией $I_{гр1}$. Проходя над поверхностью воды, воздух воспринимает теплоту испарения водяных паров и его энтальпия повышается до $I_{гр2}$. Охлажденная от частичного испарения вода собирается в поддоне градирни, соединенном сливным трубопроводом со сборным баком. Обычно сборный бак располагают вблизи от обслуживаемых холодильных машин, где монтируются и насосы циркуляции охлаждающей воды. Насос трубопроводами связан с водяным конденсатором и градирней.

Второй пример организации оборотного водоснабжения холодильных машин с водяным конденсатором показан на рис. IX.1. На холодильной станции установлены две холодильные машины и каждая имеет свою систему оборотного водоснабжения конденсаторов. В целях повышения надежности и гибкости использования на трубопроводах предусмотрены переключающие задвижки, позволяющие подключать градирни на работу с любой холодильной машиной. Электрические пускатели холодильной машины, а также насоса для подачи охлаждающей воды в конденсатор и на градирню должны иметь общие электрические схемы управления, поскольку и машина и насос должны запускаться и останавливаться одновременно. Электродвигатель вентилятора градирни

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

может запускаться по команде датчика, контролирующего температуру охлажденной от испарения воды.

В условиях установившегося режима работы градирни между охлаждаемой водой и увлажняемым воздухом справедливо следующее уравнение теплового баланса:

$$G_{w,\text{гр}}\, c_w\, (t_{w,\text{гр}\,1} - t_{w,\text{гр}\,2}) = G\, (I_{\text{гр}\,2} - I_{\text{гр}\,1})\, A_w,$$

где $G_{w,\text{гр}}$ — расход воды через конденсатор и градирню, кг/ч; $t_{w,\text{гр}1}$ и $t_{w,\text{гр}2}$ — температура воды, поступающей и покидающей градирню, °С; $I_{\text{гр}1}$ и $I_{\text{гр}2}$ — энтальпия воздуха, поступающего и покидающего градирню; A_w — поправочный множитель, учитывающий количество теплоты воды и зависящий от температуры воды; при $t_w = 25 \div 30$°С A_w может быть принят равным 0,96.

Эффективность процессов испарительного охлаждения оценивается перепадом относительных энтальпий, вычисляемым по выражению

$$\theta_{I,\text{гр}} = (I_{w,\text{гр}\,1} - I_{w,\text{гр}\,2})/(I_{\text{гр}\,2} - I_{\text{гр}\,1}),$$

где $I_{w,\text{гр}1}$ и $I_{w,\text{гр}2}$ — энтальпия насыщенного воздуха при температурах воды $t_{w,\text{гр}1}$ и $t_{w,\text{гр}2}$, соответственно поступающей и покидающей градирню.

В градирнях с двумя блоками в корпусе (высота орошаемой насадки 600 мм) показатель $\theta_{I,\text{гр}}$ изменяется от 0,4 до 0,55 в зависимости от соотношения расходов воды и воздуха. При необходимости достижения большей степени испарительного охлаждения воды применяются градирни с тремя блоками (высота насадки 900 мм), и показатель $\theta_{I,\text{гр}}$ увеличивается до 0,6—0,75.

Глава X. ЭФФЕКТИВНОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ И ЭКОНОМИЯ ЭНЕРГИИ В СКВ

§ 67. Повышение эффективности использования энергии в СКВ

Сооружение и эксплуатация СКВ связаны с большими затратами средств. Это обусловливает необходимость реализации таких путей совершенствования систем и экономии средств, которые были бы направлены прежде всего на эффективное использование и экономию энергии, на использование нетрадиционных ее источников. Актуальность данной задачи подтверждается тем, что отопительно-вентиляционная техника занимает по потреблению энергии, как было сказано выше, одно из первых мест среди энергопотребляющих отраслей народного хозяйства.

Первостепенной задачей этого направления является эффективное использование энергии в СКМ. Оно имеет в виду совершенствование теплотехнических решений здания и специального оборудования, использование рациональных схемных решений и новых систем кондиционирования. Экономия энергии в СКМ связана прежде всего с оптимизацией градостроительных и объемно-планировочных решений, с повышением защитных свойств конструкций и теплоустойчивости здания. Эти вопросы, направ-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ленные на создание современных зданий с эффективным использованием энергии, являются предметом рассмотрения в курсе «Строительная теплофизика». Важным является сокращение потребления энергии при эксплуатации систем, разработка оптимальных режимов работы и регулирования, осуществляемых с помощью автоматизированных систем управления тепловым режимом здания (работой СКВ, микроклиматом отдельных помещений). Эти вопросы применительно к СКВ рассмотрены в гл. XI. В настоящей главе рассмотрены вопросы, связанные с созданием энергосберегающих техники и технологии для СКВ. Реализация этого направления требует разработки оборудования и систем вторичного использования затрачиваемой тепловой энергии (утилизация промышленных ВЭР, тепла вытяжного воздуха, сточных вод и т. д.), а также нетрадиционных источников энергии, таких как солнечная радиация, теплота земли, морских и речных вод и т. д. Внедрение энергосберегающих схем связано со значительными материальными затратами. В связи с этим исключительно важное значение приобретает отыскание наиболее рациональных, оптимальных решений. Для их получения инженер должен уметь хорошо рассчитывать теплофизические процессы, протекающие в установках и системах, поэтому в данной главе при рассмотрении многочисленных устройств утилизации тепла именно этому вопросу уделяется первостепенное внимание.

В СКВ процесс утилизации тепла предшествует всем остальным процессам обработки воздуха, так как в этом случае, как было сказано в гл. IV, наблюдаются наибольшие перепады термодинамических потенциалов обменивающихся сред и поэтому наиболее полно и эффективно используется обычно отбросное низкопотенциальное тепло. Далее при рассмотрении всех видов СКВ предполагается осуществление этого начального этапа, не исключающего, а в некоторых случаях обязательно имеющего в виду последующие стадии обработки кондиционируемого воздуха.

§ 68. Классификация теплоутилизаторов и их термодинамические показатели

Теплоутилизационные установки можно разделить на два вида: теплоутилизаторы-теплообменники непосредственного действия и тепловые насосы, обеспечивающие увеличение потенциала утилизируемого тепла. Теплоутилизаторы-теплообменники могут использоваться только в том случае, если потенциал источника выше потенциала той среды, которой передается тепловая энергия.

Теплоутилизаторы-теплообменники подразделяются на три группы: воздухо-воздушные или воздухо-жидкостные рекуперативные теплоутилизаторы, теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем и регенеративные теплоутилизаторы.

При всем многообразии конструктивных решений утилизаторов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

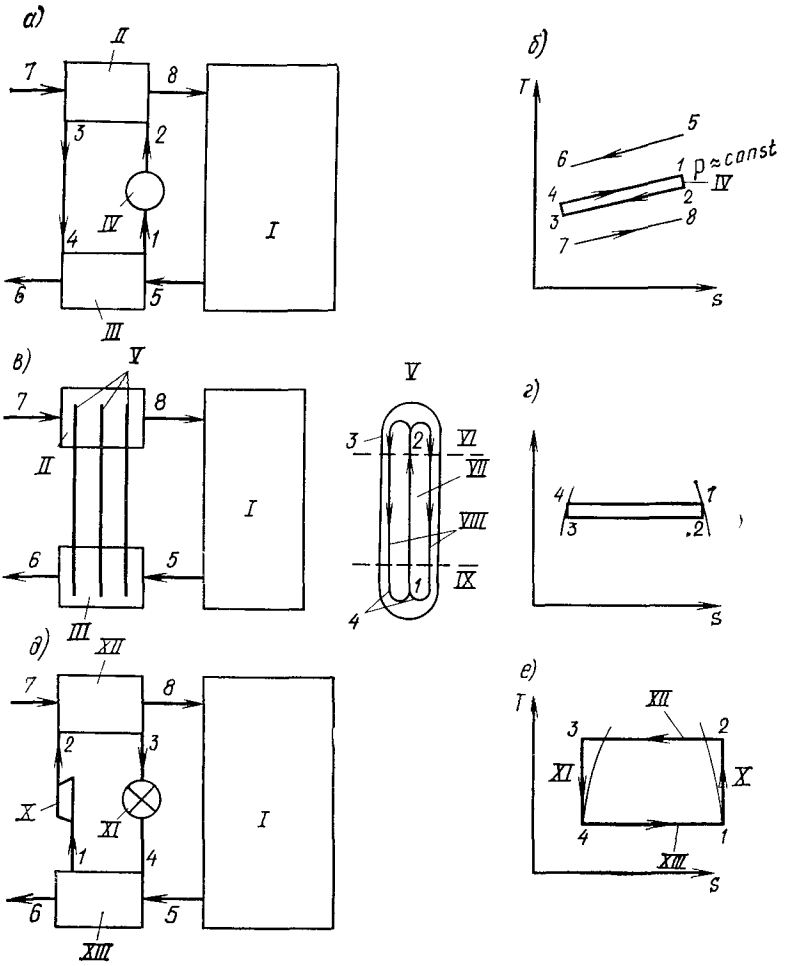


Рис. X.1. Схемы теплоутилизаторов и изображение на $T - s$-диаграмме протекающих в них термодинамических процессов

а, б — теплообменники с промежуточным однофазным теплоносителем, *в, г* — теплообменники с тепловыми трубками, *д, е* — теплообменники с тепловым насосом, *I* — помещение, *II* — теплообменник теплопередатчик, *III* — теплообменник-теплоприемник, *IV* — циркуляционный насос, *V* — тепловые трубки, *VI* — зона конденсации, *VII* — пар *VIII* — конденсат, *IX* — зона испарения, *X* — компрессор, *XI* — регулирующий вентиль, *XII* — теплопередатчик-конденсатор, *XIII* — теплоприемник испаритель

тепла характерным для них является наличие следующих элементов· среды — источника тепловой энергии; среды — потребителя тепловой энергии; теплообменника-теплоприемника, воспринимающего тепловую энергию от источника; теплообменника-теплопередатчика, передающего тепловую энергию потребителю; рабочего вещества, транспортирующего тепловую энергию от источника к потребителю. В регенеративных и рекуперативных утилизаторах рабочим веществом являются сами теплообменивающиеся среды Определенный интерес представляет термодинамический анализ

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

работы утилизаторов, который позволяет установить термодинамическую общность и различие процессов, протекающих в них. Для этой цели воспользуемся изображением процессов на T — s-диаграмме (рис. X.1). В утилизаторах тепла с однофазными рабочими веществами процесс на T — s-диаграмме изображается в области жидкой или газообразной фазы. Рассмотрим как наиболее общий случай работу теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем (рис. X.1, *а, б*). Поскольку состояние рабочего вещества в циркуляционном насосе меняется незначительно, можно полагать, что точки на T — s-диаграмме (см. рис. X.1, *б*), изображающие состояние рабочего вещества на выходе из теплообменника (*1*) и на входе в теплопередатчик (*2*), а также на выходе из теплопередатчика (*3*) и на входе в теплоприемник (*4*) почти совпадают. Тогда изменение состояния рабочего вещества на T — s-диаграмме изобразится практически совпадающими линиями *1—4* и *2—3*, проходящими по направлению $p \approx \text{const}$. Изменению параметров состояния среды-источника тепла (например, вытяжной воздух) соответствует на диаграмме линия *5—6*, а среды, воспринимающей тепло (например, приточный воздух), — линия *7—8*.

Процесс в утилизаторе с тепловыми трубками, который также соответствует случаю с промежуточным теплоносителем (рис. X. 1, *в, г*), отличается от рассмотренного выше тем, что он протекает на T — s-диаграмме в области влажного пара с изменением фазового состояния при практически постоянной температуре. Поскольку теплоприемник и теплопередатчик имеют общий объем, в них устанавливается одинаковое давление. При одинаковых тепловых потоках в конденсаторе и испарителе давление испарения и конденсации можно считать соответствующим средней температуре среды на входах в теплоприемник (в зоне испарения) и в теплопередатчик (в зоне конденсации). Изменение состояния рабочего вещества можно изобразить горизонтальными, практически совпадающими с $T = \text{const}$ линиями. Изменение состояния теплообменивающихся сред (линии *5—6* и *7—8*) аналогично первому случаю.

Утилизатор с тепловым насосом (рис. X.1, *д, е*) отличается тем, что циркуляция рабочего вещества в нем осуществляется компрессором. В компрессоре в отличие от тепловой трубки происходит адиабатное сжатие рабочего вещества. В результате его температура увеличивается. Чем больше работа, затрачиваемая в компрессоре на адиабатное сжатие рабочего вещества, тем больше на T — s-диаграмме расходятся прямые *1—4* и *2—3*, определяющие температурный уровень в испарителе и конденсаторе, от приблизительно среднего положения, соответствующего температурному уровню в тепловой трубке. Состояния теплообменивающихся сред (линии *5—6* и *7—8*) аналогичны первому случаю. В результате увеличиваются перепады температур рабочего вещества в теплоприемнике и теплопередатчике и сред в источнике (*5—6*) и потребителе (*7—8*) тепловой энергии. Это

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

приводит к сокращению теплообменной поверхности, необходимой для передачи тепловой энергии. Однако одновременно с этим затрачивается мощность на адиабатное сжатие. Одна из возможных форм термодинамической оценки циклов, протекающих в утилизаторах, состоит в определении отношения полезной тепловой мощности к затрачиваемой на совершение цикла. Поскольку в утилизаторах тепла с насосами затраты мощности на совершение цикла несоизмеримо меньше, чем в компрессорах, для них это отношение выше. Однако окончательное решение о целесообразности применения конкретного утилизатора следует делать на основе экономических расчетов.

§ 69. Воздухо-воздушные рекуператоры

В качестве воздухо-воздушных теплоутилизаторов применяют пластинчатые и кожухотрубные теплообменники. Пластинчатые рекуператоры могут собираться из гладких пластин, образующих плоские каналы (рис. X.2, *а*). Между гладкими пластинами часто устанавливают пластины треугольного, U- или П-образного профиля (рис. X.2, *б*, *в*, *г*), что значительно увеличивает поверхность контакта воздуха с пластиной без увеличения объема аппарата.

Площадь теплообменной поверхности F_V и площадь живого сечения для прохода воздуха $f_{уд}$ в пластинчатых воздухо-воздушных рекуператорах обычно относят к объему теплообменника $V=l_1 l_2 l$.

При теплотехническом расчете рекуператоров необходимо также знать эквивалентный диаметр каналов

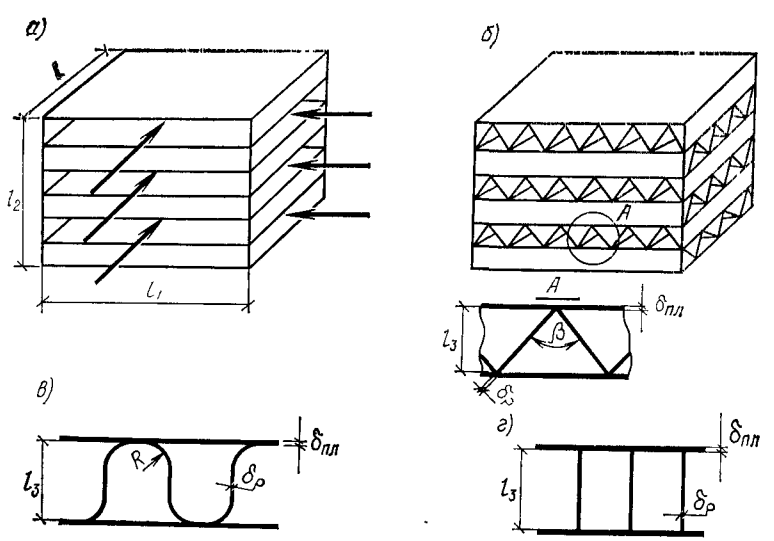


Рис. X.2. Схема устройства воздухо-воздушного рекуператора
а — с гладкими пластинами; *б* — с треугольными пластинами; *в* — с *U* -образными пластинами; *г* — с П-образными пластинами

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица XI. **Характеристики каналов различной конфигурации**

Просвет $l_з$, м	Треугольные каналы ($\beta=60°$, $\delta_{пл}=\delta_р=0{,}15$ мм)			U-образные каналы ($l_з=2R$)			Плоские каналы		
	F_V, м²/м³	$f_{уд}$, м²/м³	$D_{экв}$, 10^3 м	F_V, м²/м³	$f_{уд}$, м²/м³	$D_{экв}$, 10^3 м	F_V, м²/м³	$f_{уд}$, м²/м³	$D_{экв}$, 10^3 м
0,001	5217	0,608	0,436	4469,5	0,665	0,595	1738	0,869	2
0,002	2790	0,790	1,100	2391,0	0,820	1,373	930	0,930	4
0,003	1905	0,857	1,769	1632,0	0,877	2,150	634	0,952	6
0,005	1165	0,912	3,100	998,0	0,925	3,700	398	0,971	10
0,006	975	0,926	3,770	836,0	0,937	4,460	324	0,976	12
0,010	591	0,955	6,430	506,0	0,962	7,600	196	0,985	20

Электронная библиотека http://lgv.khstu.ru/

$$D_{экв} = 4 f_{уд} l/F \qquad (X.1)$$

и коэффициент оребрения ψ, представляющий собой в данном случае отношение площади суммарной теплообменной поверхности, включая площадь профильных пластин F, к площади поверхности гладких пластин $F_{пл}$, который для треугольных каналов, например, равен:

$$\psi = F/F_{пл} = 1/\cos\beta + 1.$$

Значения F_V, $f_{уд}$ и $D_{экв}$ для каналов различной конфигурации приведены в табл. X.1. Применение профилированных каналов в рекуператорах позволяет значительно увеличить теплообменную поверхность.

В рекуператорах с изогнутыми по ходу движения воздуха каналами можно увеличить теплообмен в 1,3 раза и более.

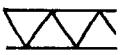
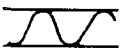
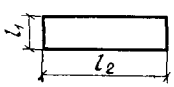
Наиболее эффективной, с теплотехнической точки зрения, является противоточная схема движения теплообменивающихся сред. Однако конструктивное решение противоточных рекуператоров вызывает сложности, связанные с необходимостью обеспечить герметичность воздушных распределительных камер, количество стыков в которых в этом случае оказывается значительно большим. В связи с этим часто прибегают к перекрестноточному конструктивному решению теплоутилизаторов, как это показано на рис. X.2.

Для расчета коэффициентов теплообмена и аэродинамических сопротивлений при движении рабочих сред в плоских, прямоугольных, треугольных и U-образных каналах следует пользоваться критериальными зависимостями для определения критерия Нуссельта вида

$$Nu = A\,Re^{n}\,(l/D_{экв})^{n_1}\,Pr^{0,33} \qquad (X.2)$$

и показателя Фаннинга вида

Таблица X2 **Значения коэффициентов A, A_1 и показателей степени n, n_1**

Форма канала	$l/D_{экв}$	Re	A	n	A_1	n_1
	⩾70	⩽1200	1,9900	0,09	9,2600	—0,934
		1200—5000	0,0055	0,92	0,0650	—0,257
	20—50	100—1400	1,2600	0,20	8,0900	—0,860
		1400—5000	0,0197	0,77	0,3020	—0,410
	⩾70	⩽2000	0,8730	0,27	5,2900	—0,796
		2000—10000	0,0197	0,77	0,2790	—0,410
	10—35	⩽1000	0,8730	0,27	5,2900	—0,796
		1000—10000	0,0390	0,73	0,2790	—0,410
$l_2/l_1 = 8$ 	⩾70	⩽2000	7,8800	0,00	20,5000	—1,00
		2000—8000	0,0767	0,627	0,0417	—0,188

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$f = A_1 \, \mathrm{Re}^n \quad (l/D_{экв})^{n_1}, \qquad (X.3)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha D_{экв}/\lambda$; $\mathrm{Re} = (v D_{экв})/\nu$; $\mathrm{Pr} = \nu/a = \mu c_p/\lambda$; λ — теплопроводность; a — температуропроводность; μ — диинамическая вязкость.

Эмпирические коэффициенты A, A_1 и n, n_1 для каналов различной конфигурации приведены в табл. X.2.

Потери давления в каналах произвольного сечения равны

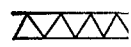
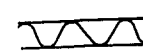
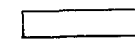
$$\Delta p = 4 f \, (v^2/2) \, \rho \, l/D_{экв}, \qquad (X.4)$$

где f — показатель Фаннинга [16], равный $\lambda/4$ (здесь λ — коэффициент трения).

Значения коэффициентов теплообмена и показателя f для пластинчатых воздухо-воздушных теплообменников, в которых использованы рассмотренные теплообменные поверхности, даны в табл. X.3.

Значения коэффициентов теплопередачи, отнесенные к площади

Таблица X.3. **Теплотехнические и гидродинамические характеристики каналов различной конфигурации**

Массовая скорость воздуха в живом сечении, кг/(с·м²)	Просвет между пластинами, 10^{3}м	Значения коэффициентов теплообмена α, Вт/(м²·°С) (над чертой), и показателя f (под чертой) при $t = 20$°С для каналов различной формы		
				
3	3	42,8 / 0,0460	45,2 / 0,0510	29,9 / 0,0230
	5	25,7 / 0,0275	30,5 / 0,0315	18,2 / 0,0145
	10	13,2 / 0,0140	18,0 / 0,0170	11,9 / 0,0110
5	3	44,9 / 0,0290	52,0 / 0,0320	30,3 / 0,0145
	5	26,8 / 0,0170	35,0 / 0,0200	21,0 / 0,0150
	10	19,0 / 0,0100	21,0 / 0,0125	21,8 / 0,0093
10	3	47,7 / 0,0150	62,7 / 0,0180	39,7 / 0,0109
	5	38,2 / 0,0100	42,9 / 0,0125	43,6 / 0,0093
	10	36,0 / 0,0080	36,4 / 0,0105	— / —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

теплообменной поверхности F (для потока холодного воздуха индекс «2», для потока теплого воздуха индекс «1»), для пластинчатых теплообменников вычисляют по формуле

$$K = [(F_1/F_2)/(\alpha_1 \eta_{ор\,1}) + 1/(\alpha_2 \eta_{ор\,2})]^{-1}, \qquad (X.5)$$

где показатель оребрения одной и другой поверхности равен:

$$\eta_{ор} = F_{пл}/F + (F_р/F)\ (\eta_р K_{кт}), \qquad (X.6)$$

где F, $F_{пл}$, $F_р$ — площади поверхности соответственно общей, пластии и профильных пластии-ребер; $\eta_р$ — показатель эффективности оребрения [формула (III.43)]: $\eta_р = Q_р/Q_{р\,макс}$; $K_{кт}$ — коэффициент, учитывающий качество контакта ребер с гладкими пластинами, изменяющийся обычно от 0,5 до 0,9 и принимаемый равным 0,7.

Воздухо-воздушный рекуператор может работать в режиме «сухого» теплообмена, а также с выпадением конденсата на всей или части теплообменной поверхности. При температуре хладоносителя ниже 0°С выпадающий на поверхности теплообменника конденсат может замерзать, образуя слой инея.

Рассмотрим работу воздухо-воздушного теплообменника. Пусть термодинамическое состояние холодного воздуха с температурой $t_н$ на входе в теплообменник характеризуется точкой X_1 на $I-d$-диаграмме (рис. X.3), а его параметры после подогрева на выходе из теплообменника — точкой X_2. Луч процесса нагрева наружного воздуха $X_1 - X_2$. Считаем, что температура поверхности теплообмена при этом будет изменяться от точки $П_х$ в наиболее холодной части теплообменника до точки $П_т$ в его наиболее нагретой части. Температура внутреннего (удаляемого) воздуха равна $t_в$. Рассмотрим случай, когда термодинамическое состояние внутреннего воздуха на изотерме $t_в = \text{const}$ соответствует точке T_1'. Она определяет параметры охлаждаемого воздуха на входе в теплообменник. Для этого случая и при условии, что внутренний воздух будет иметь еще меньшее влагосодержание, теплообменник будет работать в «сухом» режиме, так как на всей поверхности теплообмена температура будет выше температуры точки росы $t_{р1}$ охлаждаемого воздуха.

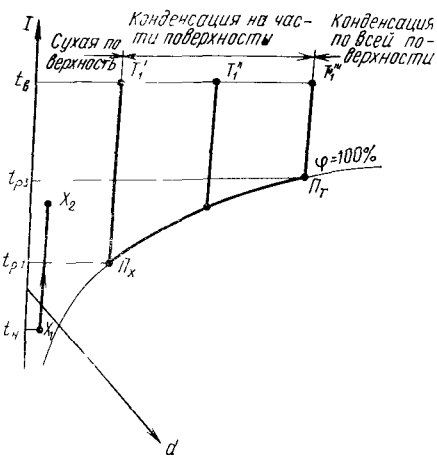


Рис. X.3. Области сухого теплообмена и теплообмена с конденсацией в воздухо-воздушных рекуператорах

Будем увеличивать влагосодержание удаляемого воздуха. Тогда на поверхности теплообменника начнет конденсироваться пар. Точка T_1'' соответствует условию, когда на части поверхности теплообменника образуется конденсат. Когда параметры удаляемого

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

воздуха достигнут точки T_1''', на всей поверхности теплообменника будет выпадать конденсат. Точка T_1''' соответствует условию, когда в наиболее нагретой части теплообменника (точка $П_т$) температура окажется равной $t_{р3}$ соприкасающегося с ней удаляемого воздуха.

Степень нагрева холодного воздуха в теплообмениике характеризуется относительным перепадом температур:

$$\theta_2 = (t_{х2} - t_{х1})/(t_{т1} - t_{х1}).$$

При изменении параметров удаляемого воздуха до точки T_1' (см. рис. X.3), когда воздухоохладитель работает в «сухом» режиме, величина θ_2 остается постоянной. При изменении параметров удаляемого воздуха от точки T_1' до точки T_1''' температура нагреваемого воздуха на выходе из теплообменника будет возрастать, несмотря на то, что начальные температуры потоков воздуха остаются неизменными. Это объясняется тем, что в рассматриваемых режимах наряду с потоком явного тепла существует поток скрытого тепла. В результате происходит рост θ_2 от значения $\theta_2^{мин}$, соответствующего режиму «сухого» теплообмена до точки T_1', до значения $\theta_2^{макс}$ от и после точки T_1''', когда вся поверхность рекуператора покрыта конденсатом.

При расчете режима «сухого» теплообмена рекуператора значения θ_2 определяются по зависимостям, полученным для ТП-модели (см. табл. III.1).

При расчете режима с выпадением конденсата на всей поверхности рекуператора значения θ_{2I} по охлаждаемому воздуху и по нагреваемому воздуху определяются по зависимостям, полученным для ТМП-модели (см. табл. III.1). Формально эти зависимости совпадают с зависимостями для ТП-модели. Однако безразмерные параметры Fo_I' и W_I при этом определяются с учетом значений коэффициентов K_I и $e_{нас}$ [по формуле (III.108)].

Наиболее сложным является случай расчета рекуператора с выпадением конденсата на части поверхности.

Пример X.1. Рассчитать рекуперативный воздухо-воздушный теплоутилизатор. Теплообменная поверхность рекуператора собрана из пластин, между которыми расположено оребрение $\delta_р = 0{,}15$ мм, образующее каналы в виде равносторонних треугольников (см. рис. X.2 *б*; $\beta = 60°$). Просвет между пластинами 3 мм. Расход приточного и удаляемого воздуха 5000 кг/ч. Начальная температура удаляемого воздуха $t_{т1} = 20°C$, влагосодержание $d_{т1} = 7$ г/кг, $t_{р1} = 8{,}2°C$; $I_{р1} = 25{,}96$ кДж/кг; $I_{т1} = 37{,}59$ кДж/кг. В рекуператоре подогревают приточный воздух с начальной температурой $t_{х1} = -5°C$, энтальпией воздуха в состоянии насыщения при $t_{х1} = -5°C$ $I_{х1} = 1{,}26$ кДж/кг. Размеры фронтального сечения в каждом канале рекуператора $f_{фр} = 0{,}7 \times 0{,}7$ м, глубина $l = 0{,}3$ м Схема движения теплообменивающихся сред противоточная Требуется определить параметры приточного и удаляемого воздуха на выходе из теплообмениика.

Р е ш е н и е.

1. Определяем живое сечение для прохода воздуха по формуле $f = f_{фр} l f_{уд}$, где величину параметра $f_{уд}$ определяем по табл. X.1 ($f_{уд} = 0{,}857$):

$$f = 0{,}7 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}3 \cdot 0{,}857 = 0{,}126 \text{ м}^2.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

2 Определяем площадь теплообменной поверхности в потоке удаляемого (F_1) и приточного (F_2) воздуха по формуле $F=F_1=F_2=f_{\text{ф}p}\,l\,F_V$, где F_V определяем по табл. X.1 ($F_V=1905$ м^2/м^3):

$$F = 0{,}7\cdot 0{,}7\cdot 0{,}3\cdot 1905 = 280{,}035 \text{ м}^2.$$

3. Определяем эквивалентный диаметр теплообменника $D_{\text{экв}}$ по табл. X.1: $D_{\text{экв}}=1{,}77\cdot 10^{-3}$ м.

4. Определяем массовую скорость воздуха в живом сечении теплообменника

$$w\,\rho = G_{\text{в}}/(3600f) = 5000/(3600\cdot 0{,}126) = 11{,}02 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2).$$

Плотность удаляемого воздуха ($t_{\text{т}1}=20$°С) равна $\rho_{\text{т}1}=1{,}164$ кг/м^3; а плотность приточного воздуха ($t_{\text{х}1}=-5$°С) — $\rho_{\text{х}1}=1{,}26$ кг/м^3.

Скорости потоков удаляемого и приточного воздуха соответственно равны: $w_1=11{,}02/1{,}164=9{,}47$ м/с; $w_2=11{,}02/1{,}26=8{,}75$ м/с.

5. Определяем значения критерия Re, принимая $\nu_1=15\cdot 10^{-6}$ м^2/с и $\nu_2=12{,}86\cdot 10^{-6}$ м^2/с:

$$\text{Re}_1 = w_1 D_{\text{экв}}/\nu_1 = 9{,}47\cdot 1{,}77\cdot 10^{-3}/(15{,}06\cdot 10^{-6}) = 1113;$$

$$\text{Re}_2 = w_2 D_{\text{экв}}/\nu_2 = 8{,}75\cdot 1{,}77\cdot 10^{-3}/(12{,}86\cdot 10^{-6}) = 1204.$$

6 Определяем значения критериев Nu_1 и Nu_2 по формуле $\text{Nu}=\alpha D_{\text{экв}}/\lambda = 1{,}99\,\text{Re}^{0{,}09}\,\text{Pr}^{0{,}33}$:

$$\text{Nu}_1 = 1{,}99\cdot 1113^{0{,}09}\cdot 0{,}703^{0{,}33} = 3{,}33;$$

$$\text{Nu}_2 = 1{,}99\cdot 1204^{0{,}09}\cdot 0{,}71^{0{,}33} = 3{,}37.$$

Определяем коэффициенты теплообмена α_1 и α_2, принимая $\lambda_1=2{,}59\cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) и $\lambda_2=2{,}34\cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К):

$$\alpha_1 = \lambda_1\,\text{Nu}_1/D_{\text{экв}} = 2{,}59\cdot 10^{-2}\cdot 3{,}33/(1{,}77\cdot 10^{-3}) = 48{,}73 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)};$$

$$\alpha_2 = \lambda_2\,\text{Nu}_2/D_{\text{экв}} = 2{,}34\cdot 10^{-2}\cdot 3{,}37/(1{,}77\cdot 10^{-3}) = 44{,}55 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

Коэффициенты теплообмена могут быть найдены также по данным табл. X.3. Определяем показатель $\eta_{\text{о}p}$ по формуле (X.6), считая $\eta_{\text{р}}=1$; $1/\psi$ по формуле

$$1/\psi = F_{\text{пл}}/F = 1/(1/\cos\beta + 1) = 1/(1/0{,}5 + 1) = 0{,}333.$$

Тогда $\eta_{\text{о}p}=0{,}333+(1-0{,}333)\,1\cdot 0{,}7=0{,}8$.

7. Определяем коэффициент теплопередачи по формуле (X.5) при $F_1/F_2=1$:

$$K = \frac{1}{1/(48{,}73\cdot 0{,}8) + 1/(44{,}55\cdot 0{,}8)} = 18{,}59 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи K_I, учитывающий тепло- и массоперенос, по формуле

$$K_I = \frac{1}{c_{\text{в}}/(c_{\text{нас}}\,\alpha_1\,\eta_{\text{о}p\,1}) + 1/(\alpha_2\,\eta_{\text{о}p\,2})},$$

вычисляя значение $c_{\text{нас}}$ по формуле (II.60) при $(t_{\text{т}1}+t_{\text{х}1})/2=(20-5)/2=7{,}5$°С; $c_{\text{нас}}=2{,}084$ кДж/(кг·°С).

Тогда

$$K_I = \frac{1}{1/(2{,}084\cdot 48{,}75\cdot 0{,}8) + 1/(44{,}55\cdot 0{,}8)} = 24{,}75 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°С)}$$

8. Определяем безразмерные параметры, характеризующие режимы работы теплообменников без выпадения конденсата (Fo'_1 и W_1) и при выпадении конденсата на поверхности (Fo'_{I1} и W_{I1}):

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$Fo_1' = K F/(G_1 c_в) = 3{,}6\ 18{,}59\ 280{,}035/(5000 \cdot 1{,}012) = 3{,}7;$$

$$W_1 = G_1 c_в/(G_2 c_в) = 1;$$

$$Fo_{I1}' = K_I F/(G_1 c_{нас}) = 3{,}6\ 24{,}75\ 280{,}035/(5000\ 2{,}084) = 2{,}39;$$

$$W_{I1} = G_1 c_{нас}/(G_2 c_в) = 5000 \cdot 2{,}084/(5000\ 1{,}012) = 2{,}06.$$

9 Используя найденные значения Fo_1' определяем значения θ_2 при работе теплообменника в режиме «сухого» теплообмена по формуле ТМ-модели

$$\theta_2 = Fo_1'/(1 + Fo_1') = 3{,}7/(1 + 3{,}7) = 0{,}79.$$

Используя найденные значения Fo_{I1}' и W_{I1}, определяем значения θ_{I2} при работе теплообменника в режиме выпадения конденсата на всей поверхности по формуле ТМП-модели (III 104)·

$$\theta_{I2} = \frac{1 - \exp\,[-2{,}39\ (1 - 2{,}06)]}{1 - 2{,}06\ \exp\,[-2{,}39\ (1 - 2{,}06)]} = 0{,}465.$$

10 Определяем температуру приточного воздуха после утилизатора пря работе его в «сухом» режиме по формуле

$$t_{x2} = t_{x1} + \theta_2\ (t_{т1} - t_{x1}) = -5 + 0{,}79\ (20 + 5) = 14{,}6\ °C$$

11. Если влагосодержание удаляемого воздуха увеличнть до величины, соответствующей точке $П_т$ (см рис X 3), то рекуператор будет работать в условиях выпадения конденсата на всей поверхиости.

Определим температуру приточного воздуха после утилизатора при работе его в режиме с выпадением кондеисата иа всей поверхности при следующих параметрах удаляемого воздуха $t_{т1} = 20°C$; $d_{т1} = 12$ г/кг; $I_{т1} = 50$ кДж/кг Получим

$$t_{x2}' = t_{x1} + [\theta_{I2}\,(I_{т1} - I_{x1})\ G_{в1}/G_{в2}]/c_в = -5 + [0{,}465\ (50 - 1{,}26)\ 1]/1 = 17{,}65\ °C$$

В случае выпадения конденсата на части поверхностн (точка T_1'' на рис X 3) конечная температура приточного воздуха будет находиться между двумя полученными выше значениями

В порядке первого приближения можно принять, что в режиме частичной конденсации $t_{x2}'' = t_{x2} + (t_{к2}' - t_{x2}) F_к/F$, где $F_к/F$ — доля поверхности, покрытой конденсатом, определяется методом последовательного приближения

§ 70. Установки утилизации тепла с промежуточным теплоносителем

Общие положения. Утилизаторы тепла с промежуточным теплоносителем объединяют большую группу установок. Отличительной особенностью этих теплоутилизаторов является наличие циркуляционного контура, в котором перемещается рабочее вещество, обеспечивающее передачу тепловой энергии от теплоприемника к теплопередатчику.

Установки с промежуточным теплоносителем являются наиболее широко распространенным классом теплоутилизаторов. Они могут входить в системы с непосредственной передачей тепла, с использованием тепловых насосов и др

В зависимости от класса используемого теплообменника теплоутилизаторы могут быть рекуперативного или контактного типа. В контактных теплоутилизаторах теплоноситель вступает в непосредственный контакт с теплообменивающимися средами. Возмож-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

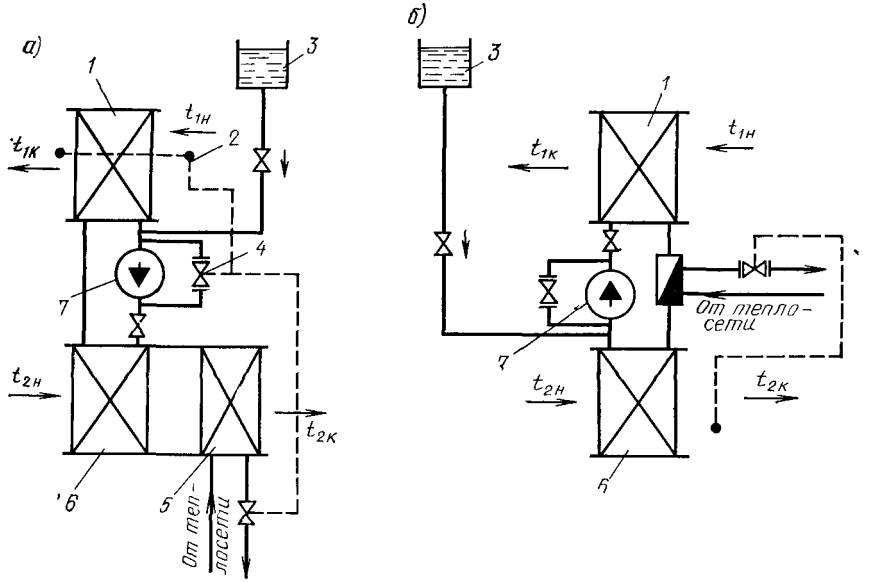


Рис. X 4. Схемы систем утилизации тепла в рекуперативных теплообменниках с промежуточным теплоносителем

а — с дополнительным догревом воздуха, *б* — с дополнительным подогревом теплоносителя, *1* — теплообменник теплоприемник, *2* — датчик перепада давления, *3* — расширительный бак *4* — регулирующий клапан *5* — дополнительный воздухонагреватель, *6* — теплообменник-теплопередатчик, *7* — циркуляционный насос

ны также варианты, когда в одном канале теплоноситель непосредственно взаимодействует с теплообменивающейся средой, а в другом канале используется рекуперативный теплообменник.

Теплообменники с промежуточным теплоносителем могут работать в области однофазной жидкости, а также в области влажного пара.

В качестве однофазной жидкости обычно применяют воду либо другие жидкости, не замерзающие в рабочем диапазоне температур.

В качестве жидкостей, обеспечивающих работу теплоутилизаторов в области влажного пара, используют хладоны, водяной пар, аммиак, а также растворы (водоаммиачные, бромисто- и хлористолитиевые).

Большую группу утилизаторов тепла с промежуточным теплоносителем составляют теплообменники из тепловых трубок, работающие в области влажного пара.

Технологические схемы утилизаторов тепла с промежуточным теплоносителем.

Утилизаторы тепла рекуперативного типа. Наибольшее распространение получили утилизаторы, использующие тепло удаляемого из помещений воздуха или технологических выбросов. Технологические схемы воздухоприготовительных центров с рекуперативными теплообменниками, использующими тепло удаляемого воздуха для нагрева приточного, приведены на рис. X.4,*а, б.*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Как правило, утилизируемого тепла оказывается недостаточно для нагрева приточного воздуха до требуемых температур в течение всего отопительного периода, поэтому в воздухоприготовительных центрах необходимо иметь дополнительные источники тепла. При этом возможны два пути решения этой задачи. В соответствии с первым из них (см. рис X.4,*а*) подогрев воздуха осуществляется в дополнительных воздухонагревателях. Другой возможный путь решения состоит в догреве промежуточного теплоносителя в периоды похолоданий (см. рис. X.4,*б*).

В большинстве установок с промежуточным теплоносителем, применяемых в СКВ, на части поверхности теплообменника, расположенного в вытяжном канале, происходит конденсация водяного пара. Наличие конденсата вызывает опасность образования наледи, что приводит к необходимости либо предотвращения этого процесса, либо периодического оттаивания наледи. Способы защиты теплообменников с промежуточным теплоносителем от образования наледи показаны на рис. X.4.

В схеме на рис. X.4,*а* при образовании наледи на поверхности теплообменника по сигналу датчика перепада давления периодически изменяется расход промежуточного теплоносителя или воздуха через теплообменник приточного воздуха и происходит оттаивание замерзшего конденсата.

В схеме на рис. X.4,*б* для тех же целей используется подогрев промежуточного теплоносителя от постороннего источника.

Защита от замерзания конденсата может достигаться также путем увеличения расхода промежуточного теплоносителя в период низких температур при включении резервного насоса.

Утилизаторы тепла контактного типа. Теплоутилизаторы контактного типа могут применяться для подогрева или охлаждения приточного воздуха, а также его осушки и увлажнения. В случае опасности замерзания промежуточной жидкости применяют растворы солей: хлористый натрий, хлористый кальций, хлористый литий. Чаще других применяют раствор хлористого лития, обладающий активными сорбирующими свойствами. В результате оказывается возможным увлажнять приточный воздух за счет влаги, сорбируемой из вытяжного воздуха. Раствор хлористого лития при рабочих концентрациях имеет низкую температуру замерзания (до —30°С) и высокую температуру кипения, т. е. во всем возможном диапазоне температуры в системе утилизации тепла теплоноситель находится в жидком состоянии. Кроме того, хлористый литий обладает бактерицидными свойствами. Отрицательным качеством хлористого лития является то, что он вызывает коррозию многих широко применяемых металлов, если он недостаточно очищен от примесей. Стойки к растворам хлористого лития легированные стали, латунь, алюминий, олово. Достаточно стойка сталь марки 45. Для замедления коррозионных процессов применяют ингибиторы (см. § 25).

В качестве контактных аппаратов для обработки воздуха растворами солей могут применяться форсуночные камеры, камеры с

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

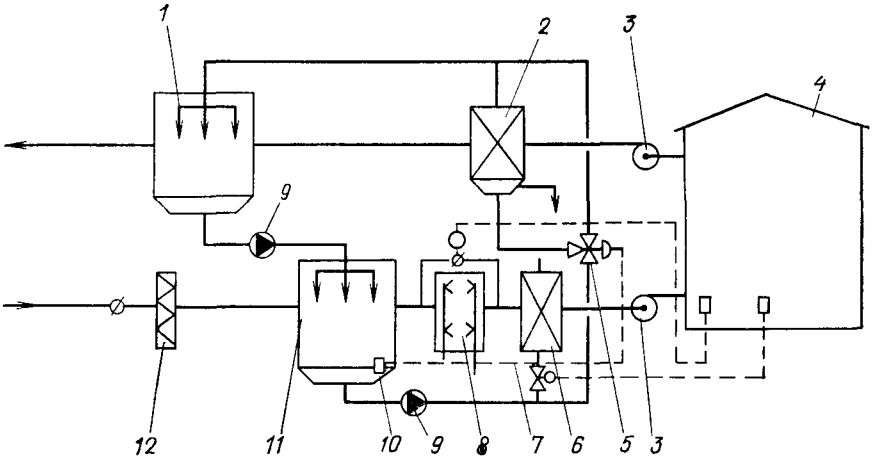


Рис. X.5. Схема системы утилизации тепла в контактных теплообменниках с промежуточным теплоносителем — раствором хлористого лития

1, 11 — контактные теплообменники; *2* — поверхностный теплообменник, *3* — вентилятор приточный, *4* — помещение, *5* — трехходовой кран, *6* — воздухонагреватель второго подогрева; *7* — импульсная линия, *8* — камера орошения, *9* — циркуляционный насос, *10* — датчик концентрации раствора, *12* — фильтр

орошаемой насадкой, пленочные камеры, барботажные или пенные аппараты.

В настоящее время в СКВ с использованием раствора хлористого лития применяют следующие способы восстановления концентрации раствора: выпаривание влаги при кипении раствора, подогреваемого высокотемпературной водой или паром; выпаривание влаги под вакуумом; воздушной десорбцией, при которой раствор подогревается до 60°С и направляется в камеру регенерации, где взаимодействует с потоком воздуха и отдает ему избыточную влагу.

В МИСИ им. В. В. Куйбышева предложена система кондиционирования с установкой утилизации тепла контактного типа, которая не требует специального устройства для регенерации раствора (рис. X.5). В этой системе удаляемый из помещения воздух поступает в поверхностный теплообменник, где он охлаждается ниже температуры точки росы, и часть влаги из воздуха конденсируется на поверхности теплообменника и выводится из системы. Далее воздух направляется в контактный аппарат, в котором происходит его окончательное охлаждение и осушение в результате контакта с жидким сорбентом.

Расход холодного раствора через поверхностный теплообменник *2* выбирается таким образом, чтобы из воздушного потока конденсировалась только избыточная для системы влага. Для возможности осуществления такого процесса поверхностный теплообменник снабжен обводным трубопроводом. Холодный раствор после контактного теплообменника *11* поступает к трехходовому крану *5*, который по импульсу датчика концентрации раствора *10* устанавливает соотношение количества раствора, направляемого

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

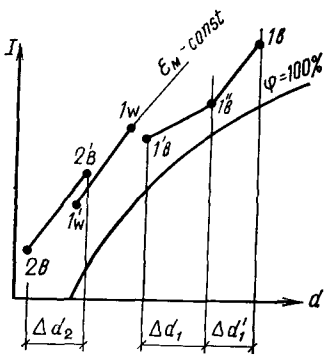


Рис. X.6. Процессы изменения состояния воздуха и раствора на *I-d*-диаграмме в системе утилизации тепла с контактными теплообменниками и промежуточным теплоносителем

в аппарат *2* и по обводному трубопроводу. Сигнал для срабатывания регулирующего вентиля *5* поступает по импульсной линии *7*. Датчик концентрации раствора *10* установлен в поддоне контактного аппарата *11*.

Доведение состояния воздуха до требуемых параметров приточного производится с помощью увлажнительного устройства *8* и воздухонагревателя второго подогрева *6*. Импульсом для открывания и закрывания клапана воздухонагревателя служит сигнал, поступающий от датчика температуры, расположенного в помещении. Для поддержания постоянной относительной влажности в помещении сигнал от датчика влажности поступает на клапан байпасного канала камеры орошения *8*. При этом регулируется соотношение количеств воздуха, проходящего через камеру и обводной канал.

Процессы изменения состояния воздуха и раствора хлористого лития в аппаратах такой системы на *I — d*-диаграмме влажного воздуха показаны на рис X 6 Поступающий наружный воздух с параметрами, отвечающими точке *2в*, нагревается и увлажняется в контактном теплообменнике в процессе $2в — 2в'$. Увеличение его влагосодержания равно Δd_2. Теплый раствор, подаваемый в этот аппарат с параметрами, соответствующими точке *1w*, при контакте с воздухом меняет свои параметры в процессе $1w — 1w'$ практически при постоянной концентрации $\varepsilon_м = \text{const}$. Воздух, удаляемый из помещения, соприкасаясь в поверхностном теплообменнике с поверхностью, имеющей температуру на 3—6°С выше t_w, изменяет свои параметры в процессе $1в — 1в''$. При этом часть влаги из воздуха конденсируется ($\Delta d_1'$).

После поверхностного теплообменника воздух с параметрами, соответствующими точке $1в''$, поступает в контактный теплообменник, где окончательно осушается и охлаждается при непосредственном контакте с раствором (процесс $1в''—1в'$). Раствор же меняет свои параметры в процессе $1w'—1w$. Изменение влагосодержания удаляемого воздуха в контактном аппарате составляет Δd_1.

При работе системы достигается равенство изменений влагосодержаний наружного и удаляемого воздуха в контактных аппаратах, т. е. $\Delta d_1 = \Delta d_2$. Раствор получает от удаляемого и отдает приточному воздуху равное количество влаги, поэтому в предлагаемой системе нет необходимости в затратах тепловой энергии на восстановление концентрации раствора.

Расчет тепло- и массопереноса в установках утилизации тепла с промежуточным теплоносителем. Основное отличие расчета систем с промежуточным теплоносителем от расчета отдельных тепло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

обменников состоит в том, что помимо параметров приточного и удаляемого воздуха неизвестными являются также температуры на входе в теплообменники.

Воздухоохладитель, входящий в систему с промежуточным теплоносителем, может работать в режиме с выпадением конденсата на всей или части поверхности, а также в «сухом» режиме.

Основные особенности работы одиночных воздухоохладителей в условиях конденсации пара на поверхности, рассмотренные в § 69, сохраняются также и в установках с промежуточным теплоносителем.

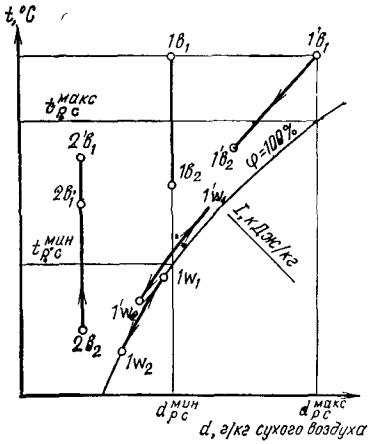


Рис. X.7. Процессы изменения состояния воздуха на *I-d*-диаграмме в системе утилизации тепла с рекуперативными теплообменниками и промежуточным теплоносителем

При увеличении влагосодержания удаляемого воздуха и фиксированных параметрах приточного воздуха установка с промежуточным теплоносителем последовательно пройдет три режима работы: 1) «сухой» режим; 2) режим с выпадением конденсата на части поверхности воздухоохладителя; 3) режим с выпадением конденсата на всей поверхности воздухоохладителя.

При работе установки в «сухом» режиме наружный воздух (рис. X.7) с параметрами, соответствующими точке $2в_2$, нагревается в воздухонагревателе в процессе $2в_2 — 2в_1$. Раствор меняет свои параметры в воздухонагревателе в процессе $1w_1—1w_2$. Воздух, удаляемый из помещения, охлаждается в воздухоохладителе в процессе $1в_1—1в_2$, а раствор нагревается в процессе $1w_2—1w_1$.

При работе установки в режиме конденсации пара на поверхности приточный холодный воздух меняет свои параметры в процессе $2в_2—2в_1'$, , а вытяжной — в процессе $1в_1' — 1в_2$. Раствор охлаждается в воздухонагревателе в процессе $1w_1'—1w_2'$ и нагревается в воздухоохладителе в процессе $1w_2'—1w_1'$.

Предварительно рассмотрим наиболее простой случай, когда два рекуперативных теплообменника, работающих в «сухом» режиме ($d_{p\,c1} < d_{p\,c}^{мин}$), объединены контуром циркуляции

Запишем систему алгебраических уравнений, включающую

1) относительный перепад температур в первом теплообменнике

$$\theta_{t1} = (t_{в1к} - t_{в1н})/(t_{w\,2к} - t_{в2н}); \qquad (X.7)$$

2) относительный перепад температур во втором теплообменнике

$$\theta_{t2} = (t_{в2к} - t_{в2н})/(t_{w\,2н} - t_{в2н}); \qquad (X.8)$$

3) выражение баланса обмена тепловой энергии между жидкостью и воздухом в первом теплообменнике

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$G_{в1}\, c_{в1}\, (t_{в1н} - t_{в1к}) = G_w\, c_w\, (t_{w\,2к} - t_{w\,2н}); \qquad (X.9)$$

4) выражение баланса обмена тепловой энергии между воздухом в первом и втором теплообменниках

$$G_{в1}\, c_{в1}\, (t_{в1н} - t_{в1к}) = G_{в2}\, c_{в2}\, (t_{в2к} - t_{в2н}). \qquad (X.10)$$

Неизвестными в данной системе являются $t_{в1к}$, $t_{в2к}$, $t_{w2н}$, $t_{w2к}$. Решим данную систему относительно этих неизвестных. Представив решение в виде безразмерных комплексов, приходим к следующей зависимости:

$$\theta_{об1} = \frac{1}{1/\theta_{t1} + (1/\theta_{t2})\,(G_{в1}/G_{в2}) - W_1}, \qquad (X.11)$$

где $$W_1 = G_{в1}\, c_{в1}/(G_w\, c_w). \qquad (X.12)$$

Аналогичным образом, используя зависимости для расчета относительных перепадов энтальпий и температур одиночных теплообменников, можно получить формулы для расчета общих относительных перепадов температур и энтальпий для различных установок с промежуточным теплоносителем.

В теплоутилизаторах с контактными теплообменниками приточный и удаляемый воздух (либо один из них) меняет не только свою температуру, но и влагосодержание, поэтому при расчете таких систем недостаточно определять только энтальпию воздуха после теплообменника, необходимо дополнительно рассчитывать температуру воздуха после теплообменника.

Особенности работы теплообменников с промежуточным теплоносителем. При работе установок с рекуперативными теплообменниками в «сухом» режиме относительные перепады температур зависят от четырех безразмерных параметров: $\mathrm{Fo}_1' = K_1F_1/(G_{в1}c_{в1})$; $W_1 = G_{в1}c_{в1}/(G_{w2}c_{w2})$; $G_{в1} = G_{в1}/G_{в2}$; $\mathrm{Fo}_1'/\mathrm{Fo}_2'$.

Если расход воздуха и KF в каналах приточного и удаляемого воздуха одинаковы, то работа установок определяется двумя первыми параметрами. Для теплообменников с промежуточным теплоносителем существует оптимальная величина параметра $1/W = G_w c_w/(G_в c_в)$, лежащая в пределах 0,8—1,5.

Если расход промежуточного теплоносителя превышает величину, определяемую из указанного соотношения, относительные перепады температур для глубоких теплообменников ($\mathrm{Fo}' > 1{,}6$) снижаются.

При конденсации пара на поверхности воздухоохладителя общий относительный перепад энтальпий зависит от четырех параметров: W_2; Fo_2'; $\bar{G}_2$; $\mathrm{Fo}_2'/\mathrm{Fo}_{I1}' = [K_2F_2/(K_{I1}F_1)]\ [G_{в1}c_{нас}/(G_{в2}c_{в2})]$. Первые три из них совпадают с аналогичным для «сухого» теплообмена. Дополнительно при конденсации пара появляется параметр $G_{в1}c_{нас}/(G_{в2}c_{в2})$. Этот параметр представляет собой отношение полного тепла к явному в теплообменнике потока удаляемого воздуха, когда вся поверхность теплообменника покрыта конденсатом. Так же как и в условиях «сухого» теплообмена, оптимальная величина параметра $1/W$ приблизительно равна 0,8—2.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Теплотехническая эффективность установки зависит от размера поверхности, на которой происходит выпадение конденсата, повышаясь с увеличением этой поверхности. Размер поверхности, покрытой конденсатом, определяется начальными параметрами воздуха в вытяжном и приточном каналах.

В отличие от установок, работающих в условиях «сухого» теплообмена, относительные перепады энтальпий и температур в рассматриваемом случае меняются в течение отопительного периода.

Отличительная особенность работы систем с промежуточным теплоносителем, в которых используются форсуночные камеры, от систем с рекуперативными теплообменниками состоит в том, что для них характерно монотонное увеличение относительного перепада энтальпий θ_I с ростом расхода жидкости во всем диапазоне изменения G_w. Это объясняется тем, что для форсуночных камер увеличение расхода жидкости приводит к существенному росту поверхности тепло- и массопереноса в отличие от рекуперативных теплообменников, где расход жидкости незначительно влияет лишь на обменные коэффициенты.

Для систем с пленочными контактными аппаратами существует оптимальная величина $1/W = 0{,}8...1{,}5$, так же как и для системы с рекуперативными теплообменниками, при которой величина θ_I максимальна.

Установки с теплообменниками из тепловых трубок. «Тепловая» трубка представляет собой теплообменный аппарат испарительно-конденсаторного типа, в котором циркуляция промежуточного теплоносителя осуществляется под действием естественной конвекции или сил капиллярного давления.

Конструктивно тепловые трубки выполняются в виде герметичной оболочки, заполненной рабочим веществом. В качестве последнего используются химические элементы и соединения, которые при рабочей разности температуры могут находиться в парообразном и жидком состоянии. Форма герметичной оболочки зависит от условий применения, но чаще всего используется цилиндрическая форма трубки

В рабочем положении тепловая трубка закрепляется в разделительной перегородке, и каждая ее сторона выступает в каналы, по которым движутся потоки, имеющие различную температуру. Одна сторона трубки омывается потоком с высокой температурой и образует зону подвода тепла, которое передается через стенку оболочки заполняющему ее рабочему веществу и обусловливает протекание процесса испарения рабочего вещества. Образовавшиеся пары перемещаются в зону низкого давления. Другая сторона омывается потоком с более низкой температурой и образует зону отвода тепла, которое передается от конденсирующегося рабочего заполнителя через разделяющую оболочку внешнему потоку. Сконденсировавшееся рабочее вещество в виде жидкости перемещается из зоны конденсации в зону испарения, где снова превращается в пар.

Из описания видно, что в герметичной оболочке тепловой трубки осуществляется замкнутый цикл циркуляции рабочего вещества.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Эффективность работы тепловой трубки зависит от следующих факторов: условий обеспечения возвращения жидкого заполнителя из зоны конденсации в зону испарения; интенсивности подвода тепла через оболочку и условий протекания процессов испарения заполнителя в зоне испарения; условий обеспечения переноса паров заполнителя из зоны испарения в зону конденсации.

Обеспечение возвращения жидкого заполнителя из зоны конденсации в зону испарения зависит прежде всего от конструктивного исполнения тепловой трубки.

Наиболее простой является конструкция бесфитильной тепловой трубки. Возвращение сконденсировавшегося жидкого заполнителя в зону испарения происходит в ней самотеком под действием гравитационных сил. В связи с этим бесфитильные тепловые трубки должны устанавливаться в рабочем положении с некоторым наклоном в сторону зоны испарения. Необходимый угол наклона оси трубки определяется из уравнения требуемого перепада давления $\Delta p_т$:

$$\Delta p_т = \rho g L \sin \varphi, \qquad (X.13)$$

где L — длина трубки; φ — угол между осью тепловой трубки и горизонтальной плоскостью;

$$\varphi = \arcsin [\Delta p_т/(\rho g L)]. \qquad (X.14)$$

В тепловых трубках с капиллярным устройством перемещение жидкости осуществляется благодаря силам поверхностного натяжения (разности потенциалов влажности). Капиллярные устройства могут выполняться в виде канавок на внутренней поверхности трубки, вкладышей из пористых материалов, сеток, фитилей и др.

Основное уравнение, определяющее движение жидкости в тепловой трубке с капиллярным устройством, имеет вид

$$\Delta p_{кап} \pm \Delta p_{грав} = \Delta p_и + \Delta p_к + \Delta p_{к.д}, \qquad (X.15)$$

где $\Delta p_{кап}$ — капиллярное давление (разность потенциалов влажности) в фитиле; $\Delta p_{грав}$ — гравитационное давление (разность гравитационного потенциала); $\Delta p_и$, $\Delta p_к$ — потери давления в зоне испарения и конденсации; $\Delta p_{к\,д}$ — потери давления, связанные с изменением количества движения.

Уравнение (X.15) налагает определенные ограничения на максимально возможный расход жидкости (пара) в трубках, т. е. на максимальную передачу тепла тепловых трубок.

Тепловые трубки, используемые в СКВ, работают в режимах, далеких от максимальных тепловых нагрузок. В соответствии с исследованиями, выполненными в работе [6], при углах наклона $>2{,}5$—3° теплопередача тепловой трубки без капиллярного устройства сохраняется постоянной и резко начинает меняться лишь при углах $<2{,}5°$. Коэффициент теплопередачи тепловой трубки может быть определен по обычным для теплообменников с кипением или испарением жидкости формулам.

Коэффициенты внутреннего теплообмена для зоны испарения и конденсации существенно различаются. Причем коэффициенты теплообмена отличаются от аналогичных, полученных для условий

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

большого объема. С ростом удельного теплового потока при конденсации коэффициенты теплообмена возрастают, а при испарении убывают. Аппроксимация данных исследований, приведенных в работе [6], для трубок внутренним диаметром 12—20 мм для хладонов дает следующие приближенные зависимости для расчета:

при $q = 600...6000$ Вт/м^2 для испарения

$$\alpha_и = 14{,}2\ (q)^{0{,}5}; \tag{X.16}$$

при $q \approx 200 \cdot 10^4$ Вт/м^2 для конденсации

$$\alpha_к = 28\,309\ (q)^{-0{,}272}. \tag{X.17}$$

Полученные данные позволяют выполнить расчет относительных перепадов температуры теплообменников из тепловых трубок. Исходной является следующая система балансовых уравнений:

$$\left.\begin{aligned} K_и F_и\ (t_{в.и} - t_w)\ dx &= -G_{в.и}\ c_в\ d\,t_{в.и}; \\ K_к F_к\ (t_{в.к} - t_w)\ dx &= -G_{в.к}\ c_в\ d\,t_{в.к}; \\ K_и F_и\ (t_{в.и} - t_w) &= K_к F_к\ (t_{в.к} - t_w). \end{aligned}\right\} \tag{X.18}$$

Первые два уравнения определяют баланс и обмен теплом соответственно в зоне испарения и конденсации, а третье — равенство тепловых потоков в зоне конденсации и испарения.

Решение данной системы позволяет установить зависимость для расчета относительных перепадов температур [6].

Теплообменники с использованием тепловых трубок. Схемы воздухоприготовительных центров с использованием тепловых трубок по компоновочным решениям мало отличаются от схем с рекуперативными теплообменниками. Защита теплообменной поверхности от образования наледи в таких установках осуществляется путем байпасирования и предварительного подогрева наружного воздуха. Для нагрева и увлажнения приточного воздуха может использоваться схема, предусматривающая орошение части теплообменной поверхности. В такой установке необходим предварительный подогрев приточного воздуха, так как теплообменники из тепловых трубок не позволяют использовать подогрев промежуточного теплоносителя в отличие от схем с рекуперативными теплообменниками.

Регулирование тепломассообмена установок с тепловыми трубками можно осуществить путем изменения угла наклона трубок или байпасированием наружного воздуха.

§ 71. Регенеративные воздухо-воздушные утилизаторы

Конструкции регенеративных теплообменников. Широкое применение в установках утилизации тепла удаляемого воздуха приобрели регенеративные вращающиеся и переключающиеся теплообменники, в которых передача тепла осуществляется массой, находящейся последовательно в потоках охлаждаемого и нагреваемого воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

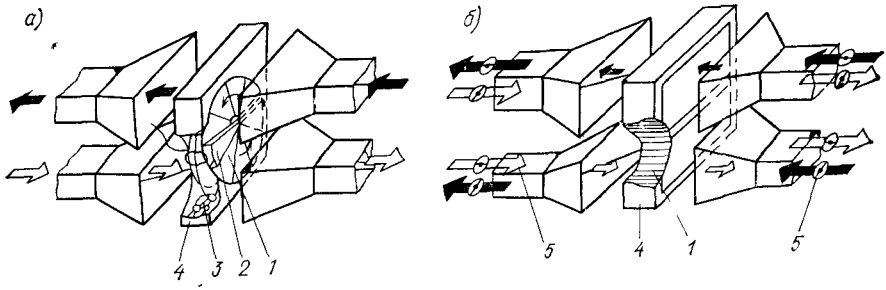


Рис. Х.8. Схемы устройства воздухо-воздушных регенеративных утилизаторов

а — вращающийся регенеративный теплообменник, *б* — переключающийся регенератор; *1* — насадка, *2* — продувочная камера, *3* — электропривод; *4* — корпус; *5* — переключающиеся клапаны на вытяжном и приточном воздуховоде

Регенеративные вращающиеся теплообменники бывают несорбирующие и сорбирующие. В сорбирующих регенераторах аккумулирующая масса пропитана сорбентом (хлористым литием, бромистым литием и т. д.), который обеспечивает поглощение влаги из удаляемого воздуха и передачу его в процессе десорбции приточному воздуху.

Регенератор (рис. Х.8, *а*) состоит из аккумулирующей массы — насадки, корпуса, электродвигателя с редуктором, приводящим во вращение насадку, продувочной камеры. Продувочная камера предназначена для очистки поверхности регенератора при переходе ее из потока удаляемого воздуха в приточный. Насадка может быть образована пластинами разной конфигурации, сетками, шариками, стружкой и т. д.

Применяют также переключающиеся регенераторы. В этих регенераторах насадка неподвижна и последовательно омывается теплым и холодным воздухом (рис. Х.8, *б*).

Разработками конструкций регенераторов занимаются ЦНИИпромзданий, ТашЗНИИЭП, ВНИИКондиционер, МНИИТЭП; в нашей стране начинается их серийное производство.

В табл. Х.4 приведены основные конструктивные характеристики регенераторов, разработанных ВНИИКондиционером, ТашЗНИИЭП и МНИИТЭП. Регенераторы являются наиболее эффективными и экономичными утилизаторами тепла удаляемого воздуха. Для их насадки могут использоваться дешевые материалы. Недостаток регенераторов состоит в возможности переноса запахов и вредностей. Перенос вредностей и переток удаляемого воздуха в приточный предотвращается устройством продувочной камеры, а также созданием подпора в канале приточного воздуха по отношению к вытяжному. В современных конструкциях регенераторов переток воздуха не превышает 0,4—4%.

Варианты установки регенеративных теплообменников в воздухоприготовительных центрах приведены на рис. Х.8.

При отрицательных температурах приточного воздуха на поверхности регенератора может замерзать конденсат, образующийся при прохождении насадкой потока удаляемого воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица X.4. **Вращающиеся регенеративные воздухо-воздушные утилизаторы тепла**

Организация-разработчик	Тип регенератора	Номинальный расход воздуха, м³/ч	Характеристика материала насадки	Площадь, м²		Глубина насадки, м	Масса, кг	Относительный перепад температур θ_t при $G_1=1$ и работе в режиме „сухого„ теплообмена
				теплообменной поверхности	фронтального сечения			
МНИИТЭП	РТ-5	5 000	Алюминиевая фольга или технический картон	424	0,63	0,20	450	0,77
				305	0,63	0,20	375	0,65
	РТ-10	10 000		1060	1,59	0,20	725	0,72
				763	1,59	0,20	536	0,65
	РТ-15	15 000		1526	2,29	0,20	910	0,72
				1090	2,29	0,20	636	0,65
	РТ-20	20 000		1884	2,83	0,20	1100	0,72
				1353	2,83	0,20	762	0,65
	РТС-5	5 000	Технический картон, пропитанный раствором хлористого лития	305	0,63	0,20	375	0,65
	РТС-10	10 000		763	1,59	0,20	536	0,65
	РТС-15	15 000		1090	2,29	0,20	636	0,65
	РТС-20	20 000		1353	2,83	0,20	762	0,65
ТашЗНИИЭП	ВРТ-2	16 000	Алюминиевая фольга	1394	2,83	0,24	692	0,72
		14 000	Полиэтиленовые волокна	1394	2,83	0,20	450	0,70
	ВРТ-2,5	25 000	Алюминиевая фольга	2224	4,52	0,24	1050	0,72
		21 000	Полиэтиленовые волокна	2224	4,52	0,20	950	0,66
	ВРТ-3	38 000	Алюминиевая фольга	3240	6,58	0,24	1437	0,73
		31 000	Полиэтиленовые волокна	3240	6,58	0,20	1150	0,66
ВНИИКондиционер	—	10 000	Алюминиевая фольга	1230	—	—	—	0,74
		16 000		1800	—	—	—	0,74
		25 000		2571	—	—	—	0,74

Электронная библиотека http://gv.khstu.ru/

В системах вентиляции, допускающих кратковременное прекращение подачи вентиляционного воздуха, можно допустить образование инея на поверхности с последующим его оттаиванием. С этой целью достаточно прекращать подачу холодного воздуха примерно на 5 мин через каждые 3—5 ч работы системы.

В тех случаях, когда системы вентиляции не допускают кратковременного отключения, следует предусматривать меры, предотвращающие образование инея. Для предотвращения инеобразования в периоды похолоданий следует предусматривать пропуск части наружного воздуха через обводной канал, минуя регенератор, или уменьшение частоты вращения регенератора. Для изменения скорости вращения регенератора применяют специальные тиристорные регуляторы. Иногда для предотвращения инеобразования применяют установки с предварительным подогревом приточного воздуха.

Предотвратить инеобразование можно также путем перехода в периоды похолоданий от противоточной к прямоточной схеме движения воздушных потоков в регенераторе (рис. X.9, *а*). В таких регенераторах следует предусматривать специальную конструкцию продувочной камеры с переключающимся клапаном (рис. X.9, *б*, *в*).

Наиболее широко используют в регенераторах пластинчатые, сетчатые и шариковые насадки. Применяют также некоторые нерегулярные структуры: стружку, нитки и другие подобные отходы промышленной технологии.

Насадка регенератора вращается с небольшой частотой ($\leqslant 10$ мин$^{-1}$), которая практически не сказывается на интенсивности теплообмена, поэтому для расчета регенераторов могут использоваться данные по коэффициентам теплообмена, полученные в стационарных условиях. Регенераторы с нерегулярной насадкой обладают повышенным аэродинамическим сопротивлением по сравнению с регенераторами с пластинчатой насадкой. Переток воздуха в них больше. Особенностью сорбирующего регенератора является капиллярно-пористая структура материала насадки (асбестокартон, технический картон и т. п., пропитанные раствором хлористого лития). Раствор хлористого лития усиливает сорбционные свойства картона. Известны также способы напыления на металлическую поверхность насадки сорбирующего вещества.

Если сорбирующая насадка находится в потоке воздуха достаточно длительное время, то между воздухом и материалом насадки устанавливается равновесное состояние, характеризующееся некоторым равновесным для данных условий влагосодержанием материала насадки. Величина равновесной влажности зависит от потенциала влажности или парциального давления водяных паров и температуры омывающей среды. Кривые, показывающие связь между влагосодержанием материала и относительной влажностью воздуха и температурой, носят название изотерм сорбции-десорбции.

Пропитка картона 20%-ным раствором хлористого лития уве-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

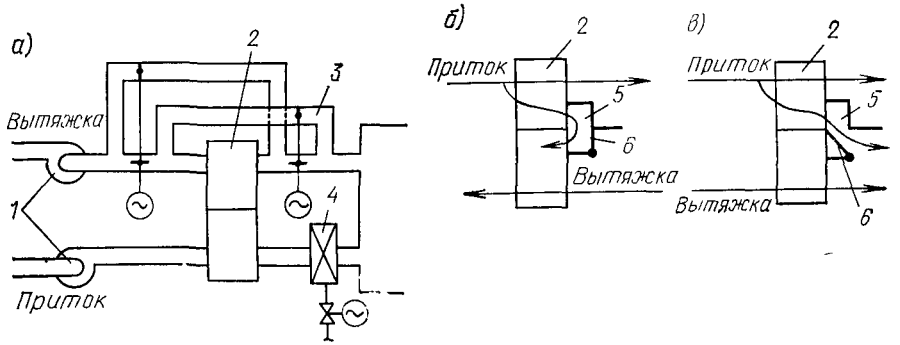


Рис. X.9. Схемы воздушных потоков в системах с вращающимся регенераторами
а — противоточно-прямоточная, *б*, *в* — с продувочной камерой, *1* — вентилятор, *2* — регенеративный теплообменник; *3* — обводной канал; *4* — дополнительный воздухонагреватель; *5* — переключающийся клапан, *6* — заслонка

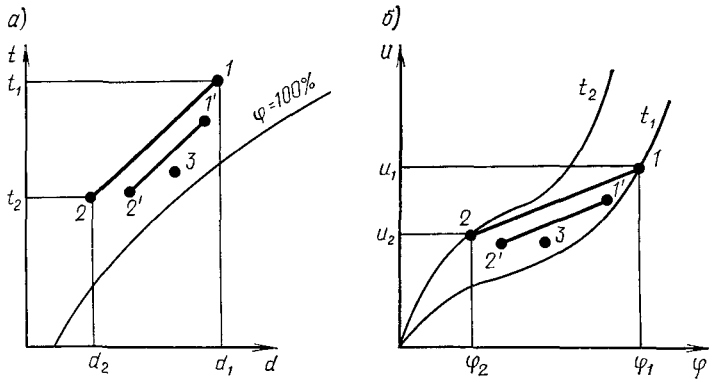


Рис. X.10. Процесс изменения тепловлажностного состояния насадки регенератора
а — изображение на *I* — *d*-диаграмме; *б* — изображение на диаграмме изотермы сорбции

личивает равновесное влагосодержание технического картона в 2,5 раза по сравнению с непропитанным картоном.

Расчет тепло- и массопереноса в регенеративных теплообменниках. При медленном вращении ротора сорбирующего регенератора процесс изменения состояния насадки изобразится на *I* — *d*-диаграмме (рис. X.10, *а*) и на диаграмме изотермы сорбции (рис. X.10, *б*) линиями *1—2*, *2—1*. Точка *1* соответствует предельному состоянию материала в потоке удаляемого воздуха после достижения им равновесного состояния с воздухом, имеющим температуру t_1 и влагосодержание d_1, а точка *2* — то же, в потоке приточного воздуха с параметрами t_2, d_2. Линия *1—2* изображает процесс изменения состояния элемента в потоке удаляемого воздуха, а линия *2—1* — в потоке приточного воздуха. Причем имеется в виду, что продолжительность пребывания насадки в потоках воздуха достаточна для приобретения равновесного состояния.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Если увеличить частоту вращения элемента насадки, то продолжительность ее пребывания в потоках удаляемого и приточного воздуха становится недостаточной для достижения предельных состояний. Изменение состояния насадки в этом случае изобразится линиями *1′—2′* и *2′—1′*.

По мере увеличения частоты вращения точки *1* и *2* на рис. X.10 сближаются и при некоторой частоте они практически совпадают. Этот режим работы регенератора характеризуется некоторой практически постоянной температурой и влажностью насадки (точка *3*).

Механизм переноса теплоты и массы между воздухом и поверхностью в пограничном слое для условий сорбции можно принять аналогичным переносу в условиях конденсации. Как в том, так и в другом случае для определения коэффициентов переноса массы можно воспользоваться соотношением Льюиса.

Различают регенераторы с «толстыми» и «тонкими» пластинами. Подобного рода названия носят условный характер. Под «толстыми» понимают пластины, в которых существенны градиенты температуры или влажности по толщине пластин; в «тонких» пластинах этими градиентами можно пренебречь. Используемые в системах вентиляции и КВ вращающиеся регенераторы, как правило, имеют «тонкие» пластины.

Для регенераторов с «тонкими» пластинами пространственным распределением температур по толщине пластины можно пренебречь. Для воздухо-воздушных регенераторов несущественным являются также теплоемкость и массоемкость воздуха. С учетом указанных упрощений процесс тепло- и массопереноса в сорбирующих регенераторах описывается следующей системой уравнений, которая при использовании безразмерных параметров и обобщенных характеристик (см. § 30) имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} \partial\,\theta_{I\,пл}/\partial\,\mathrm{Fo}_{пл} &= \theta_{I\,пл} - \theta_I\,; \\ \partial\,\theta_I/\partial\,\mathrm{Fo}_I' &= \theta_{I\,пл}\,W_I - \theta_I\,. \end{aligned}\right\} \qquad (X.19)$$

Первое уравнение определяет тепломассообмен и баланс по полному теплу пластины насадки регенератора. Здесь $\theta_{I_{пл}}$ — относительная избыточная энтальпия всей пластины или ее части до сечения x/l, равная

$$\theta_{I\,пл} = (I_{пл} - I_{пл.н})/(I_{пл\,\infty} - I_{пл\ н});$$

$\mathrm{Fo}_{пл}$ — критерий Фурье для пластины, равный по аналогии с формулой (III.119)

$$\mathrm{Fo}_{пл} = K_1\,F_{пл}\,\tau_0/(M_{пл}\,c_{пл.сб}),$$

где K_1 — коэффициент полного теплообмена между воздухом и пластиной, имеющей площадь $F_{пл}$, массу $M_{пл}$ (это может быть часть поверхности протяженностью x/l или вся поверхность протяженностью l) и теплоемкость с учетом теплоты сорбции $c_{пл\,сб}$; $\tau_0 = 1/n$ — продолжительность одного оборота регенератора.

Второе уравнение определяет баланс по полному теплу и тепло- и массообмен потока воздуха, проходящего через регенератор.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Здесь θ_I — относительная энтальпия воздуха в сечении x/l или на выходе из регенератора, равная:

$$\theta_I = (\theta_I - \theta_{I\,\infty})/(\theta_{I\,н} - \theta_{I\,\infty});$$

Fo'_I — модифицированный критерий Фурье (III.76), равный в данном случае

$$Fo'_I = K_I F_{пл}/(G_в c_{нас});$$

W_I — относительная теплоемкость воздуха по полному теплу, равная в данном случае

$$W_I = G_в c_{нас}/(M_{пл} c_{пл.сб}/\tau_0).$$

При необходимости расчета изменения температуры воздуха t и пластины $t_{пл}$ или их влагосодержаний должны быть дополнительно составлены уравнения, подобные (X.19), для каждого из этих параметров.

Система дифференциальных уравнений несорбирующих регенераторов с конденсацией пара на поверхности отличается от системы (X.19) тем, что в них теплоемкость пластины $c_{пл}$ принимается без учета теплоты сорбции.

При работе регенератора в «сухом» режиме система дифференциальных уравнений принимает простейший вид:

$$\left.\begin{aligned} \partial\,\theta_{t\,пл}/\partial\,Fo_{пл} &= \theta_{t\,пл} - \theta_t; \\ \partial\,\theta_t/\partial\,Fo'_t &= \theta_{t\,пл}\,W - \theta_t. \end{aligned}\right\} \qquad (X.20)$$

В первом уравнении относительная избыточная температура пластины

$$\theta_{t\,пл} = (t_{пл} - t_{пл\,н})/(t_{пл\,\infty} - t_{пл.н})$$

и критерий Фурье для явного теплообмена

$$Fo_{пл} = \alpha_t F_{пл}\,\tau_0/(M_{пл}\,c_{пл}).$$

Во втором уравнении относительная избыточная температура воздуха

$$\theta_t = (t - t_\infty)/(t_н - t_\infty)$$

и модифицированный критерий Фурье для явного теплообмена

$$Fo'_t = \alpha_t F_{пл}/G_в\,c_в.$$

Эти комплексы так же, как и сами уравнения по структуре совпадают с аналогичными для рекуперативных теплообменников с промежуточным теплоносителем. Подобное совпадение не является случайным, а отражает физическое сходство процессов, протекающих в регенераторах, рекуператорах и в теплообменниках с промежуточным теплоносителем.

Особенностью работы регенеративного теплообменника является наличие двух характерных режимов в зависимости от величины относительных перепадов и от частоты вращения насадки. При частоте вращения около 7 мин$^{-1}$ относительные перепады темпе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ратуры, энтальпии, влагосодержания сохраняются практически постоянными. При значениях $n<7$ мин$^{-1}$ происходит снижение относительных перепадов (см. рис. X.10).

При $n>7$ мин$^{-1}$ расчет относительного перепада температуры воздуха при работе регенератора в режиме «сухого» теплообмена производят по формулам, аналогичным, например, формуле (III.104):

$$\theta_t = \{1 - \exp[-\mathrm{Fo}'_t \quad (1-W)]\} / \{1 - W \exp[-\mathrm{Fo}_t \quad (1-W)]\} \quad \text{(X.21)}$$

или при $W=1$

$$\theta = \mathrm{Fo}'_t/(1+\mathrm{Fo}'_t). \quad \text{(X.22)}$$

По аналогичным формулам (см. § 32) вычисляют относительные перепады температур, энтальпий и влагосодержаний для регенеративного теплообменника, работающего в режиме конденсации пара на всей поверхности теплообменника, а также для сорбирующего регенератора.

Гигиенические особенности работы регенеративных теплообменников. При использовании регенераторов возникает опасность бактериального загрязнения приточного воздуха. Последнее связано с возможным перетоком воздуха в местах уплотнения насадки, попаданием части удаляемого воздуха, оставшегося в каналах насадки, в приточный и с контактом поверхности насадки попеременно с удаляемым и приточным воздухом. Для устранения перетока в уплотнениях воздухоприготовительные центры проектируют таким образом, чтобы канал удаляемого воздуха находился под разрежением. В этом случае возможен переток только приточного воздуха. Воздух, оставшийся в каналах насадки, удаляется с помощью продувочной камеры (см. рис. X.8 и X.9).

Исследования показали, что в насадке, поверхность которой пропитана раствором хлористого лития, бактерии гибнут вследствие бактерицидного действия химического соединения.

Зарубежные исследования [45] рекомендуют применение регенераторов для широкой номенклатуры общественных зданий.

§ 72. Тепловые насосы

Общие положения. Тепловой насос так же, как и холодильная машина (см. гл. VII), является преобразователем тепловой энергии, но в отличие от последней в нем обеспечивается повышение ее потенциала (температуры).

Тепловые насосы так же, как и холодильные машины, подразделяются на компрессионные, сорбционные и термоэлектрические.

В данном параграфе рассмотрены парокомпрессионные тепловые насосы; абсорбционные рассмотрены в § 73 в связи с использованием для них в качестве источника энергии солнечной радиации. Некоторые данные о термоэлектрических устройствах даны в § 57.

Компрессионные тепловые насосы. В тепловом насосе компрес-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

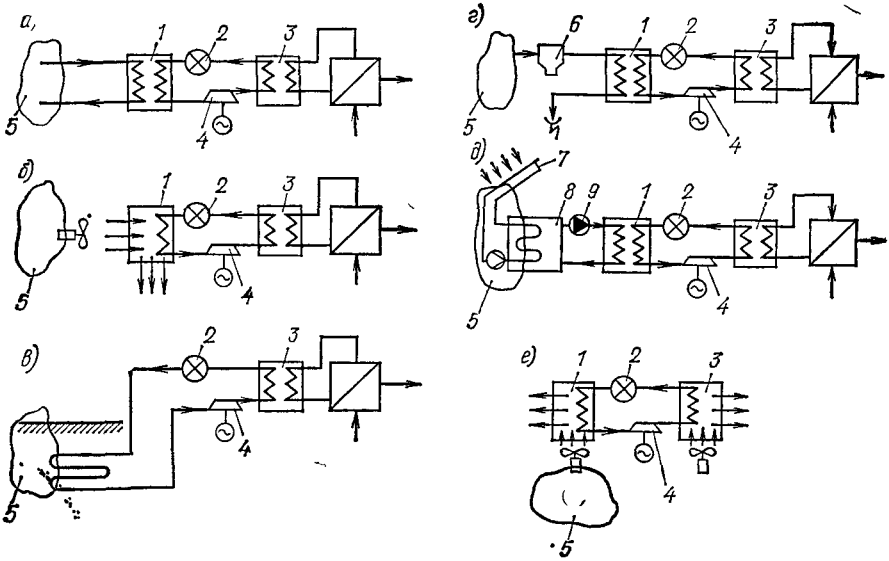


Рис. X.11. Способы использования теплового насоса для утилизации тепла различных источников

а — отработанной воды горячего водоснабжения, *б* — вытяжного воздуха, *в* — грунта, *г* — подземных и морских вод, *д* — солнечной радиации, *е* — наружного воздуха, *1* — испаритель; *2* — терморегулирующий вентиль, *3* — конденсатор, *4* — компрессор, *5* — источник низкопотенциального тепла, *6* — водоочистка, *7* — солнечный коллектор, *8* — аккумулятор тепла; *9* — насос

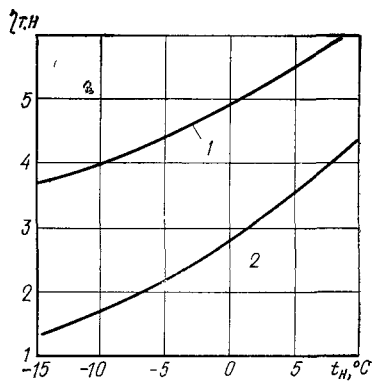


Рис. X.12. Энергетическая характеристика теплонасосных установок

1 — компрессор, работающий от природного газа, *2* — компрессор, работающий от электродвигателя

сор засасывает из испарителя пары рабочего вещества, сжимает их и подает в конденсатор. Тепло, получаемое в результате конденсации рабочей среды, должно быть отведено от конденсатора. Это тепло с достаточно высокой температурой является полезной энергией, которую вырабатывает тепловой насос. Из конденсатора рабочее вещество в жидком состоянии через регулирующий вентиль поступает в испаритель. Тепло, необходимое для испарения рабочей среды, может быть низкопотенциальным.

В качестве источника низкопотенциальной тепловой энергии может использоваться тепло вытяжного воздуха, отработанной воды горячего водоснабжения, грунта, подземных и морских вод, наружного воздуха, солнечной радиации (рис. X.11).

Приводами компрессоров в тепловых насосах могут служить электродвигатели и двигатели внутреннего сгорания. Для тепловых

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

насосов большой тепловой мощности используют дизельные и газотурбинные двигатели. Наиболее широкое распространение в качестве приводов получили электродвигатели. Однако в последние годы внимание специалистов привлекают двигатели, работающие на природном газе. Применение тепловых насосов с компрессорами, работающими от электродвигателя, обычно связано с получением теплоносителя с температурой 50—60°С. Более высокую температуру (до 90—95°С) получают с помощью компрессора, работающего от газового двигателя, утилизируя тепло уходящих выхлопных газов (10%), тепло охлаждающей двигатель воды (33%) и тепло смазочного масла. При этом коэффициент использования топлива можно довести до 80% (доля энергии топлива, передаваемая в двигателе приводу компрессора, составляет 30%, утилизированное в системе теплового насоса тепло, выделяющееся при работе двигателя, — 50%), а коэффициент преобразования энергии возрастает с 1—4 до 3,5—6,5 (рис. X.12). Для привода компрессора используется природный газ, который сжигается в газовом двигателе. Мощность двигателя регулируется путем изменения расхода газа.

В конденсаторе вода нагревается до температуры, которая может использоваться для целей горячего водоснабжения или напольного отопления помещений, подогрева воды в бассейнах и т. п.

В результате прохождения через водоохлаждающую рубашку блока газового двигателя вода нагревается до 80—85°С. При этом выхлопные газы охлаждаются от температуры 650°С до 105°С. Затем вода может направляться в котел-утилизатор, где догревается теплом продуктов сгорания.

К недостаткам поршневых газовых двигателей относится высокий уровень шума, который может достигать 96 дБ, поэтому на стадии проектирования таких установок следует уделять внимание мероприятиям по шумоглушению и звукоизоляции.

Для комплектации установок часто используют выпускаемое промышленностью холодильное оборудование.

Выбор вида рабочего вещества имеет большое значение при разработке тепловых насосов (так же, как и холодильных машин, см. гл. VIII), так как это в значительной степени влияет на коэффициент преобразования. Идеальное рабочее вещество должно характеризоваться химической стабильностью (отсутствием разложения и полимеризации при рабочих температурах), химической инертностью по отношению к конструкционным материалам и смазочным маслам, невоспламеняемостью, нетоксичностью, низкой стоимостью, невысоким давлением конденсации (не более 1,2 МПа) и низким давлением кипения, близким к атмосферному, высокой (относительно температуры конденсации) критической температурой и низкой температурой замерзания (ниже температуры кипения), а также высокой эффективностью холодильного цикла. Последнее требование является комплексным.

Поскольку не существует хладагента, который отвечал бы всем требованиям при использовании его во всем диапазоне температур

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

кипения и конденсации, применяют хладагенты, удовлетворяющие лишь наиболее важным требованиям.

Наибольшее распространение из хладагентов получил хладон R-12.

Рассмотрим некоторые дополнительные (к указанным в гл. VIII) свойства хладонов применительно к их использованию в тепловых насосах.

Хладон R-12 применяют в одноступенчатых среднетемпературных тепловых насосах в диапазоне температур кипения +10... ...:—25°С. Хладон R-12 позволяет получать температуру в конденсаторе не более 55—60°С. Перспективным оказывается применение в тепловых насосах хладона R-142, с помощью которого обеспечивается нагрев теплоносителя до 90—100°С. Недостатком хладона R-142 является его горючесть. При оценке рабочих веществ необходимо обращать внимание на их объемную теплопроизводительность, степень сжатия и максимальное давление в компрессоре. В табл. X.5 приведены эти характеристики для некоторых видов хладонов дополнительно к табл. VIII.1.

Наиболее высокой объемной производительностью обладает хладон R-12. Это означает, что для производства одного и того же количества тепла его потребуется почти в 2 раза меньше, чем, например, хладона R-318. Главный недостаток хладона R-12 — высокое давление на стороне конденсации, вследствие чего максимальная температура теплоносителя, которая достигается в тепловых насосах с R-12, составляет 50°С. При температуре конденсации более 50°С максимальные давления значительно возрастают, поэтому необходимо применять металлоемкое и дорогостоящее оборудование. Для получения более высоких температур конденсации применяют последовательное сжатие рабочего вещества в двух группах компрессоров.

Для целенаправленного изменения свойств рабочих веществ используют смеси хладонов: R-12 и R-11, R-12 и R-113, R-12 и R-114. Использование этих смесей в тепловых насосах позволяет повысить температуру в конденсаторе по сравнению с использованием чистых хладонов. Однако при этом одновременно снижается тепловая мощность тепловых насосов.

Системы с тепловыми насосами можно разбить на две группы. К первой группе относятся системы с тремя контурами циркуля-

Таблица X.5. Характеристика хладонов

Хладон	Температура, °С		Теоретический коэффициент преобразования	Объемная теплопроизводительность, Дж/м³	Степень сжатия $p_к/p_и$	Максимальное давление, 10^5 Па
	испарения	конденсации				
R-11	0	+50	5,53	442	5,88	2,40
R-12	0	+50	5,16	2286	3,96	12,40
R-21	0	+50	4,64	635	5,68	4,10
R-114	0	+50	4,61	783	5,06	4,55
R-318	0	+50	4,53	1161	5,12	6,80

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ции: контур циркуляции рабочего вещества теплового насоса (конденсатор, испаритель, компрессор); контур циркуляции потребителя тепла (воздухонагреватель или отопительные приборы и конденсатор); контур циркуляции источника тепла [воздухоохладитель или подземные (речные) воды и испаритель]. Ко второй группе относятся системы с одним контуром циркуляции. В этих системах используются воздушные испаритель и конденсатор. В данном случае единственный контур циркуляции образует циркулирующее в конденсаторе и испарителе рабочее вещество.

Контуры конденсатора и испарителя представляют собой обычную систему, состоящую из двух теплообменников, объединенных циркулирующей жидкостью. Воздухоохладитель в контуре испарителя может работать в режиме «сухого» теплообмена (ТП-модель) и в режиме, когда на его поверхности выпадает конденсат и образуется наледь (ТМП-модель).

Формулы для расчета относительных перепадов температур в контуре конденсатора и испарителя для различных систем приведены в [41].

Максимально возможная температура конденсации ограничивается предельно допустимым давлением в конденсаторе. Для хладона R-12 при давлении $12 \cdot 10^5$ Па температура конденсации оказывается равной примерно 50°С. Это ограничивает допустимую область использования тепловых насосов.

Существует предельно допустимая по экономическим соображениям величина $\eta^{\text{мин}}$, ниже которой использование теплового насоса в качестве преобразователя тепловой энергии оказывается невыгодным.

В случае если тепловой насос заменяет источник тепла, эквивалентный ему по капитальным затратам и затратам на обслуживание, $\eta_1^{\text{мин}} = S_{\text{эл}}/S_{\text{т}}$, где $S_{\text{эл}}$, $S_{\text{т}}$ — стоимости соответственно электроэнергии и тепла.

Если тепловой насос заменяет более дорогое оборудование и применение его сокращает затраты на обслуживание, $\eta^{\text{мин}} < \eta_1^{\text{мин}}$.

Если применение теплового насоса приводит к росту капитальных затрат, то $\eta^{\text{мин}} > \eta_1^{\text{мин}}$.

В частности, для условий Москвы $\eta_1^{\text{мин}} = S_{\text{эл}}/S_{\text{т}} \approx 3$.

§ 73. Использование энергии солнечной радиации для кондиционирования воздуха

В качестве источника тепловой энергии в системах отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха с целью экономии и рационального использования органического топлива в последнее время все чаще используется солнечная радиация. Наиболее целесообразно использовать тепло солнечной радиации в теплый период года для выработки холода, так как максимум потребления энергии в системах кондиционирования

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

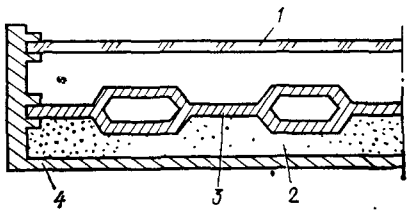


Рис. X.13. Конструкция солнечного коллектора ЭНИН им. Г. М. Кржижановского
1 — остекление, *2* — теплоизоляционный материал; *3* — абсорбционная пластина из стали, *4* — алюминиевый корпус

воздуха совпадает с максимумом прихода солнечной радиации.

Среди многообразия возможных способов использования солнечной радиации для целей кондиционирования воздуха наиболее целесообразным является ее преобразование в тепловую энергию. Исходя из этого установка для выработки тепла или холода должна включать в себя следующие основные элементы: гелиоприемник, аккумулятор тепла, а также при недостаточно высоком температурном потенциале теплоносителя тепловой насос. Для выработки холода в качестве теплового насоса может применяться абсорбционная машина.

В качестве гелиоприемников в настоящее время применяются два основных типа конструкций: плоский коллектор и плоский абсорбер (абсорбционный гелиоприемник).

Солнечный коллектор (рис. X.13) представляет собой металлическую или пластмассовую пластину с каналами для транспортировки теплоносителя. Для предотвращения потерь тепла пластина изолируется путем устройства остекления (иногда в несколько слоев) со стороны, обращенной к солнцу, и устройства теплоизоляции с обратной стороны. Для достижения более высоких температур теплоносителя поверхность пластины с каналами покрывают спектрально-селективными слоями, активно поглощающими коротковолновое излучение солнца и снижающими собственное тепловое излучение пластины в длинноволновой части спектра. Общим критерием, определяющим свойства данной селективной поверхности, является отношение направленной интегральной поглощательной способности в диапазоне длин волн солнечного излучения a к интегральной степени черноты этой поверхности ε в диапазоне инфракрасного излучения a/ε.

В разрабатываемых в настоящее время коллекторах нового поколения для достижения более высоких температур поверхности, кроме того, выкачивают воздух из межстекольного пространства. Все эти мероприятия, однако, приводят к значительному удорожанию коллекторов.

Для оценки степени термодинамического совершенства (см. § 74) гелиоприемника вводят параметр η, представляющий собой отношение полезно используемого тепла солнечной радиации к приходу солнечной радиации на наклонную поверхность гелиоприемника $Q_{н.к}$:

$$\eta \approx a_{гел}\overline{K} - K_{об}\,(t_{ж\,ср} - t_{н})/Q_{н.к}\,, \qquad (X.23)$$

где $a_{гел}$ — коэффициент поглощения гелиоприемника; $K_{об}$ — коэффициент тепло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

передачи от жидкости к наружному воздуху; $t_{w\,ср}$ — средняя температура жидкости, $t_н$ — температура наружного воздуха; $\overline{K}$ — коэффициент совершенства конструкции гелиоприемника,

$$\overline{K} = K_{об}/K', \qquad (X.24)$$

где K' — коэффициент теплопередачи от теплопоглощающей поверхности к наружному воздуху

Из уравнения (X.23) видно, что η является примерно линейной функцией отношения перепада температур к тепловому потоку солнечной радиации, поглощенному гелиоприемником. Зависимость общего коэффициента теплопередачи от температуры теплопоглощающей панели несколько нарушает линейность. Многие авторы предлагают вводить квадратичную зависимость η от $(t_{w\,ср} - t_н)/Q_{н\,к}$ вида:

$$\eta = \eta_0 - A_1 \Delta t/Q_{н\,к} - A_2 (\Delta t/Q_{н\,к})^2, \qquad (X.25)$$

где A_1 и A_2 — эмпирические коэффициенты.

Величина η_0 определяет совершенство гелиоприемника при условии, когда теплопотери его равны нулю:

$$\eta_0 \approx a_{гел}\overline{K}.$$

В паспорте выпускаемых различными заводами-изготовителями гелиоприемников приводятся данные о η, получаемые экспериментально в лаборатории.

В работе [6] приводятся следующие расчетные формулы для коэффициентов η при трех-, двух- и однослойном остеклении:

$$\eta^{(3)} = 0{,}61 - 2{,}18\,\Delta t/Q_{н.к} - 0{,}015\,(\Delta t/Q_{н.к})^2; \qquad (X.26)$$

$$\eta^{(2)} = 0{,}69 - 3{,}3\,\Delta t/Q_{н.к} - 0{,}018\,(\Delta t/Q_{н.к})^2; \qquad (X.27)$$

$$\eta^{(1)} = 0{,}72 - 8\,\Delta t/Q_{н.к} - 0{,}018\,(\Delta t/Q_{н.к})^2. \qquad (X.28)$$

Выпускаемые в настоящее время солнечные коллекторы обладают в среднем высокой мгновенной эффективностью, но относительно низкими суточной ($\eta_{сут} = 0{,}5$) и годовой ($\eta_{год} = 0{,}25$) эффективностями. Это позволяет нагревать теплоноситель в коллекторе до температуры 30—40°С зимой при солнечном освещении и до 80—90°С в теплый период года.

В связи с относительно низкими суточной и годовой эффективностями работы солнечного коллектора наиболее целесообразно его использование в районах с высокой среднегодовой интенсивностью солнечной радиации (не ниже 300 Вт/м^2) или количеством приходящего за год тепла солнечной радиации 800 кВт·год/м^2. Конструкция солнечного коллектора обладает тремя существенными недостатками: 1) высокой стоимостью; 2) неравномерностью выработки тепла, требующей применения емких аккумуляторов тепла; 3) необходимостью постоянной очистки стекол от пыли.

Другая конструкция гелиоприемника, позволяющая более эффективно использовать солнечную радиацию, представляет собой **абсорбционный гелиоприемник**, который в отличие от коллектора не имеет остекления, а часто и теплоизоляции с обратной стороны.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Он позволяет использовать не только прямую и рассеянную солнечную радиацию, но и тепло атмосферного воздуха, осадков, а также теплоту фазовых превращений при конденсации влаги и инееобразования на его поверхности, а также трансмиссионные теплопотери через ограждения здания (рис. X.14).

Абсорбционные гелиоприемники более равномерно загружены в течение года и обладают меньшей мгновениой эффективностью ($\eta_{мгн}=0,4$), но большими суточной ($\eta_{сут}=0,7$) и годовой ($\eta_{год}$ до 0,85) эффективностями. Они не требуют очистки от пыли, так как пыль, осевшая на поверхность, увеличивает коэффициент поглощения радиации с $a_{гел}=0,92$ до $a_{гел}=0,98$. Низкий же температурный уровень теплоносителя, температура которого должна быть постоянно ниже температуры окружающего воздуха, требует его применения, особенно в холодный период, в сочетании с тепловым насосом и обязательно в двухконтурных системах. В качестве теплоносителя в контуре гелиоприемника рекомендуется глизантин (40%-ный водный раствор глицерина), который предохраняет металлы от коррозии.

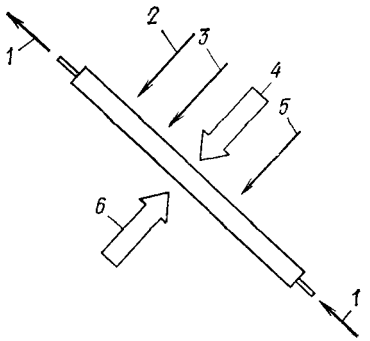
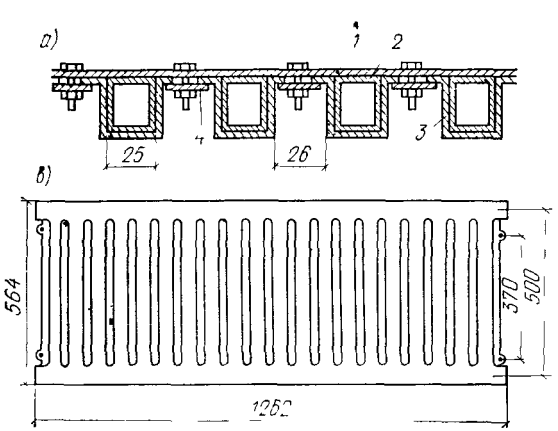


Рис. X.14. Составляющие теплового баланса абсорбционного гелиоприемника

1 — теплоноситель, *2* — ветер *3* — осадки; *4* — солнечная радиация, *5* — тепло атмосферы, *6* — теплопотери через строительные конструкции



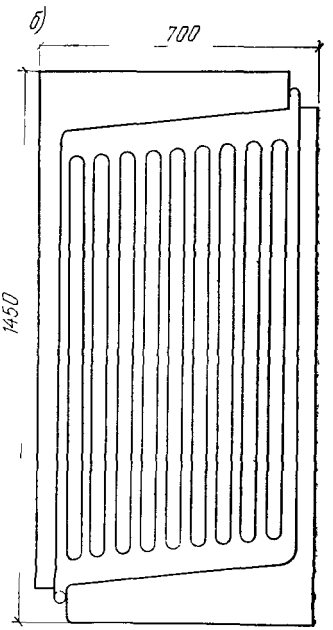


Рис. X.15. Типы абсорбционных гелиоприемников

а — стальной конструкции МИСИ, типа лист труба, *1* — стальной лист $\delta=1,5$ мм *2* — труба квадратного сечения $d_{экв}=25$ мм, *3* — прижимная скоба, *4* — прижимная пластина, *б* — алюминиевый *в* — стальной штампованный радиатор

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

В настоящее время в качестве абсорбционных гелиоприемников используют стальные нагреватели типа лист-труба или штампованные алюминиевые либо стальные панели (рис. X.15).

Гелиоприемники устанавливаются на кровле здания или служат ее конструктивным элементом, а также применяются в виде облицовки стен, балконных ограждений или элементов ограды. Количество тепла, воспринимаемого гелиоприемником, описывается уравнением

$$Q_a = S_{н.п}\, a_{гел}\, F_a + D_{н.п}\, a_{гел}\, F_a + K'\, F\, (t_н - t_a), \qquad (X.29)$$

где $S_{н.п}$ — интенсивность прямой солнечной радиации на поверхность абсорбера, Вт/м²; F_a — площадь обращенной к солнцу поверхности абсорбера; $D_{н.п}$ — интенсивность диффузной радиации, Вт/м²; F — площадь всей тепловоспринимающей поверхности абсорбера; t_a — температура поверхности абсорбера, °С.

На основе теоретических и экспериментальных исследований рекомендуется для более эффективной эксплуатации устанавливать гелиоприемники при эксплуатации в зимний период под углом 60—80° к горизонту, а в летний период под углом 20—30°. При круглогодичной эксплуатации оптимальным будет угол наклона к горизонту, равный приблизительно широте местности. При этом отклонение от южного направления не должно превышать 20—30°.

В табл. X.6 приведены коэффициенты теплопередачи K' различных типов гелиоприемников.

Таблица X.6. **Значения коэффициентов теплопередачи гелиоприемников K'**

Доля поверхности, покрытой конденсатом или инеем, %	Значения K' гелиоприемников			
	коллектора	абсорбера алюминиевого	абсорбера лист-труба	абсорбера в виде стального штампованного радиатора
Сухая поверхность	8	19,0	15,0	17,0
50 (конденсат)	—	22,5	19,1	20,3
100 (конденсат)	—	25,0	21,4	23,1
50 (иней)	—	27,5	23,1	24,9
100 (иней)	—	30,0	26,4	28,5

Исходя из вышеизложенных свойств гелиоприемников, они могут включаться в гелиоустановки кондиционирования воздуха по трем основным схемам (рис. X.16, X.17, X.18).

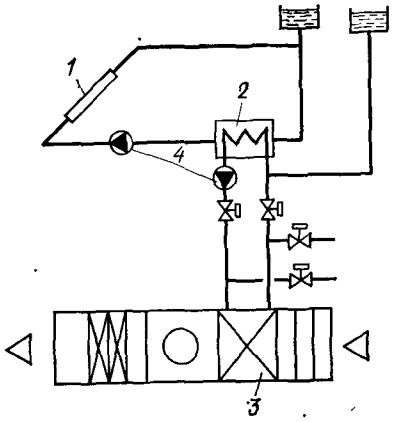
В качестве теплового насоса может быть использована компрессионная холодильная машина установки кондиционирования воздуха. В холодный и переходный периоды она работает для выработки тепла в режиме теплового насоса, а в теплый период года — в режиме холодильной машины. Режим работы холодильной машины можно аппроксимировать линейной зависимостью:

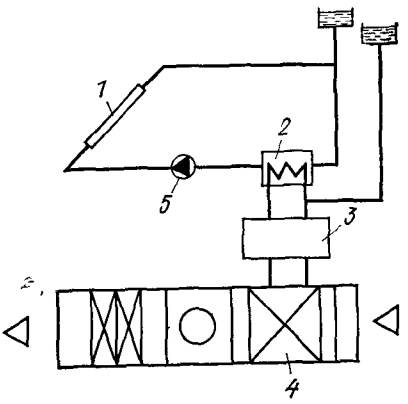
$$Q_к = a_0 + a_1\, t_и; \qquad (X.30)$$

$$Q_и = b_0 + b_1\, t_и; \qquad (X.31)$$

$$W = c_0 + c_1\, t_и, \qquad (X.32)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/





16 | 17
18
19

Рис. X.16. Непосредственное включение гелиоприеминка в СКВ

1 — гелиоприемник; *2* — аккумулятор тепла; *3* — калорифер первого подогрева; *4* — циркуляционный иасос

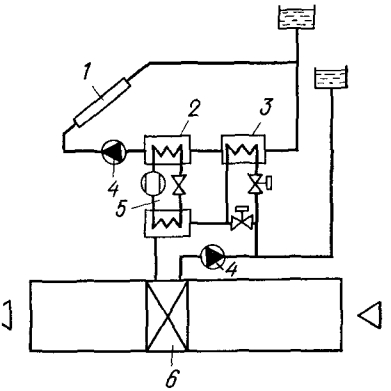


Рис. X.17. Подключение гелиоприемника к СКВ через постоянно работающий тепловой насос

1 — гелиоприемиик; *2* — аккумулятор тепла; *3* — тепловой насос; *4* — калорифер первого подогрева, *5* — циркуляционный насос

Рис. X.18. Комбинированная схема включения гелиоприеминка в СКВ

1 — гелиоприемник; *2* — аккумулятор тепла; *3* — теплообмениик; *4* — циркуляционный иасос; *5* — тепловой насос; *6* — калорифер первого подогрева

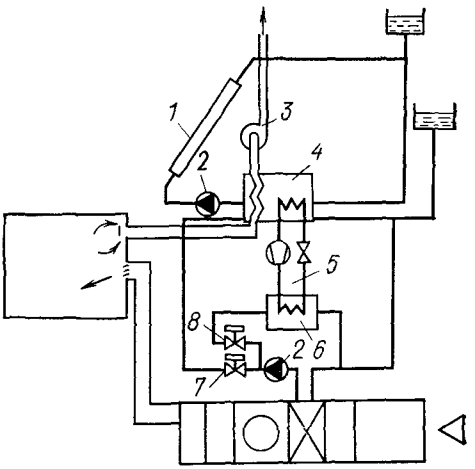


Рис. X.19. Использованне компрессионной холодильной машины для выработки тепла и холода в СКВ

1 — гелиоприемник; *2* — циркуляционный насос; *3* — теплообмеиник иа удаляемом воздухе; *4* — испаритель холодильной машины; *5* — холодильная машина; *6* — кондеисатор холодильной машины; *7*, *8* — магиитные вентили

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

где $Q_к$ — тепло, выделяющееся в конденсаторе; $Q_и$ — тепло, поглощаемое в испарителе; W — мощность, затрачиваемая на привод теплового насоса; $t_и$ — температура испарения, °С.

Значения коэффициентов a_0, b_0, c_0, c_1, а также a_1 и b_1 для выпускаемого в порядке кооперации по линии СЭВ в ГДР теплового насоса WW-12 мощностью 10 кВт приведены в табл. X.7 [44].

Таблица X.7. **Расчетные коэффициенты теплового насоса WW-12 (ГДР)**

Температура на выходе из конденсатора, °С	a_0	b_0	c_0	a_1	b_1	c_1
	Вт			Вт/К		
35	10300	7450	3110			31
40	9700	6800	3210			34
45	9100	6050	3320	260	350	37
50	8500	5400	3400			41
55	7900	4700	3480			41

Холодильную машину, работающую в режиме теплового насоса, рекомендуется включать в цикл работы установки согласно рис X.19

В холодный период года холодильная машина работает в режиме теплового насоса. Для этого вентиль *8* должен быть открыт, а вентиль *7* закрыт. Через теплообменник *3* дополнительно проходит удаляемый из помещений воздух, отдавая свое тепло и подогревая теплоноситель, циркулирующий в контуре *1*.

В теплый период года магнитный вентиль в контуре *7* открывается, а вентиль *8* закрывается. Охлаждаемая вода проходит через испаритель, охлаждается, а затем поступает в поверхностный воздухоохладитель. Поток удаляемого воздуха при этом минует испаритель холодильной машины.

Расчет необходимой площади поверхности гелиоприемников и выбор холодильной машины следует осуществлять в такой последовательности.

1. Определяют тепловую нагрузку на систему для теплого и холодного периодов года $Q_х$ и $Q_т$.

2. В качестве расчетного выбирают холодный период года.

3. По тепловой нагрузке на систему, примерно равной теплоотдаче конденсатора $Q_т = Q_к$ при расчетной температуре для отопления 45—50°С, выбирают холодильную машину из типового ряда, сравнивая ее холодильную мощность для теплого периода года с потребностью в холоде (выбирается по меньшей мощности).

4. По характеристике холодильной машины при заданной температуре конденсации (45—50°С) и температуре испарения на 3°С ниже, чем расчетная наружная температура воздуха для отопления, $t_и = t_н - 3$ определяют тепловую нагрузку на испаритель $Q_и = b_0 + b_1 t_и$.

5. По тепловой нагрузке на испаритель определяют необходимую площадь поверхности гелиоприемника

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

$$F_a = Q_и/(K' \cdot 3 + I_{ср}\, a_a), \qquad (X.33)$$

где $I_{ср}$ — средняя интенсивность суммарной солнечной радиации за наиболее холодную пятидневку; a_a — коэффициент поглощения абсорбера.

6. Определяют необходимый объем бака-аккумулятора для покрытия суточной неравномерности поступления тепла, так как режим работы компрессионного теплового насоса устанавливается в зависимости от среднесуточной температуры наружного воздуха.

В баке-аккумуляторе существует температурная стратификация: в нижней части бака находится наиболее холодная вода, а в верхней — наиболее теплая, поэтому для потребления следует забирать воду из верхней части бака, а к гелиоприемнику — из нижней. Это позволяет получать для потребления горячую воду, не дожидаясь прогрева всего бака. Для укрупненных расчетов можно рекомендовать принимать объем аккумулятора равным 50—100 л на 1 м² площади абсорбера.

Как показали экономические расчеты МИСИ, выполненные для систем солнечного отопления, спроектированных для одноквартирного и административного зданий, в годовом режиме работы удается сэкономить до 40% затраченного топлива, причем 25% за счет тепла окружающего воздуха и 15% за счет солнечной радиации.

Значительную экономию топлива можно получить также при применении в качестве теплового насоса абсорбционной машины. Принцип работы абсорбционной машины представлен на рис. X.20. Как видно из рисунка, тепло солнечной радиации используется в холодильном цикле для выпаривания хладагента (LiCl, LiBr, аммиака) из раствора. Производимый же в испарителе холод используется для охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе установки кондиционирования воздуха. Основная трудность при этом заключается в том, что солнечные коллекторы не обеспечивают высокого уровня температур, необходимого для эффективной регенерации раствора.

Разработаны системы абсорбционного охлаждения с открытым регенератором (рис. X.21). В этих установках хладагентом является хлористый литий, а абсорбентом вода, которая в открытых коллекторах выпаривается из раствора под действием солнечной радиации. К сожалению, распространение таких установок ограничено сухим и жарким климатом.

Выпускаемые до настоящего времени абсорбционные холодильные машины требуют для работы с высокой эффективностью температур регенерации 120—175°С. Коллекторы же способны эффективно обеспечивать температуру 65—95°С.

В настоящее время в стадии разработки находятся малые абсорбционные холодильные машины мощностью от 3 до 15 кВт. которые требуют для своей работы температуру в регенераторе 80°С. Эти машины могут быть применены в широком масштабе для выработки холода и тепла с помощью энергии солнечной радиации. Солнечные коллекторы при этом должны иметь конструкцию, вы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

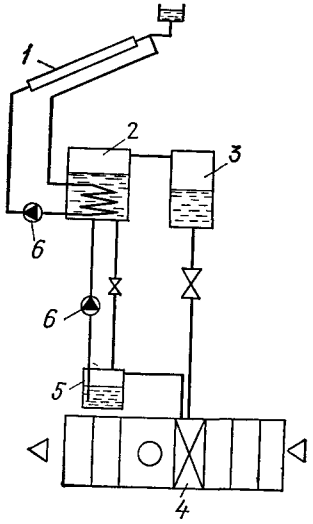


Рис. X.20. Схема солнечного абсорбционного охлаждения

1 — солнечный коллектор; *2* — регенератор; *3* — конденсатор; *4* — испаритель — поверхностный воздухоохладитель; *5* — абсорбер холодильной машины; *6* — циркуляционный насос

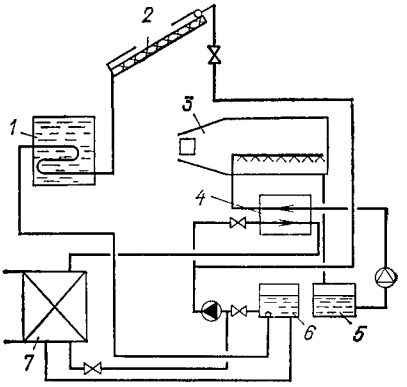


Рис. X.21. Установка солнечного абсорбционного охлаждения с открытым регенератором

1 — бак-аккумулятор; *2* — открытый регенератор; *3* — вентиляторная градирня; *4* — противоточный теплообменник, *5* — охлаждающая вода; *6* — сборный бак раствора; *7* — испаритель

держивающую высокое давление теплоносителя и обладать высокой прозрачностью покрытий. Теплоприемники должны иметь специальные селективные покрытия.

Такие установки позволяют сэкономить в годовом режиме работы до 80% затрачиваемой энергии для выработки холода и до 30% затрачиваемой энергии для выработки тепла по сравнению с традиционными системами выработки тепла и холода на нужды кондиционирования воздуха.

Установки рассчитывают по предложенной схеме, только в качестве расчетного выбирают теплый период года и бак-аккумулятор предназначают для аккумулирования тепла на четырех-пятидневный срок. Для аккумулирования тепла чаще всего используют водяные баки-аккумуляторы, так как вода является наиболее доступным, дешевым и хорошим с теплотехнической точки зрения теплоаккумулирующим материалом. Вода помещается в металлические баки, облицованные теплоизоляционным материалом, например легким бетоном. Баки заглубляются в грунт для увеличения их аккумулирующей способности. Обычно баки-аккумуляторы устанавливают на высокотемпературной стороне теплового насоса. В теплый период года возможно также их непосредственное подключение к гелиоприемникам. Основное внимание при этом следует уделять защите бака от коррозии.

Долговременное аккумулирование тепла, например, при солнечном охлаждении или при непосредственном включении гелиоприемников в систему кондиционирования, требует применения акку-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

муляторов большого объема, сопоставимого в случае сезонного аккумулирования с объемом здания. В этом случае рекомендуется использовать для аккумулирования тепла грунт вблизи здания путем закладки в него пластмассовых труб на глубину от 1 до 1,5 м с расстоянием между ними 1,5—2 м, подземные резервуары, скальные выработки, подземные озера или эффективные аккумуляторы, высокая теплоемкость которых обусловлена теплом фазовых превращений аккумулирующего материала. В качестве фазовых аккумуляторов обычно применяют расплавы солей с низкой температурой плавления. Так, если теплоемкость воды составляет 4,187 кДж/(кг·К), то глауберова соль, имеющая температуру плавления 32,2°С, аккумулирует в процессе плавления 253 кДж/кг. Это позволяет уменьшить объем аккумулятора (при работе, например, в диапазоне температур аккумулирования 40—30°С при разности температур аккумулятора и теплоносителя 10°С) на 80% по сравнению с водяным. В табл. X.8 приведены теплотехнические характеристики гидратов некоторых солей, применяющихся для аккумулирования тепла в системах солнечного кондиционирования.

Наибольшее применение из перечисленных солей в фазовых аккумуляторах получила глауберова соль $Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$ из-за ее невысокой стоимости и доступности (глауберова соль является отходом химического производства). Другие соли имеют более высокую стоимость, значительно удорожающую систему солнечного кондиционирования в целом.

Целесообразность применения системы солнечного кондиционирования определяется экономическим расчетом и сравнением с традиционными системами. При этом необходимо учитывать, что строительные конструкции нельзя рассматривать в отрыве от про-

Таблица X.8. **Гидраты солей, применяющиеся для аккумулированиия тепла солнечной радиации**

Гидраты солей	Химическая формула	Температура плавлеиия, °С	Теплота плавления, кДж/кг	Плотность, кг/м³
Шестигидратный хлористый кальций	$CaCl_2 \cdot 6H_2O$	29—39	174,4	1633,8
Десятигидратный углекислый натрий	$Na_2CO_3 \cdot 10H_2O$	32—36	239,5	1441,0
Двенадцатигидратный динатрийфосфат	$Na_2HPO_4 \cdot 12H_2O$	36	257,5	1521,0
Четырехгидратный кальций	$Ca(NO_3)_2 \cdot 4H_2O$	39—42	135,5	1826,0
Десятигидратный сернокислый натрий (глауберова соль)	$Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$	31—32	244,0	1553,0
Пятигидратный тиосульфат натрия	$Na_2S_2O_3 \cdot 5H_2O$	48—49	203,3	1666,0

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

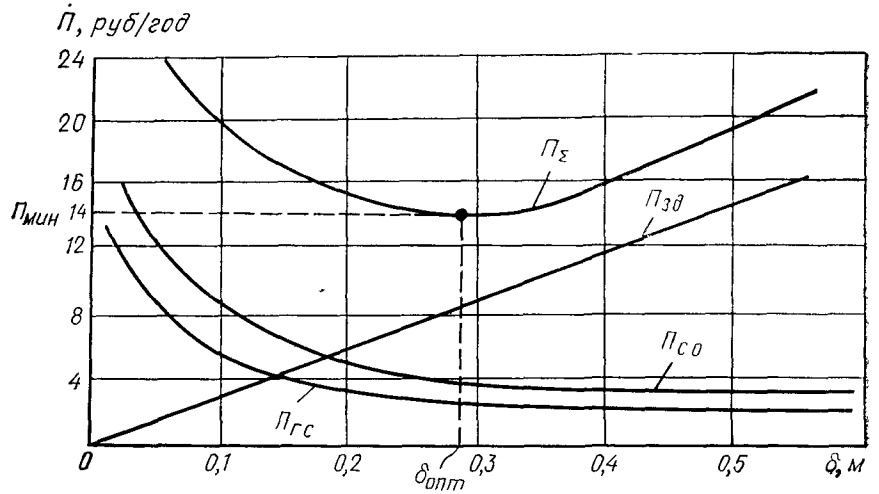


Рис. X.22. Определение экономически целесообразной толщины теплоизоляции ограждений здания при применении системы солнечного кондиционирования для условий Москвы
$П_{зд}$ — приведенные затраты на ограждающие конструкции здания $П_{с\,о}$ — то же систему отопления, $П_{г\,с}$ — то же, на солнечную установку $П_{\Sigma}$ — суммарные приведенные затраты на здание с системой солнечного кондиционирования

ектируемой системы кондиционирования, так как увеличение теплоизоляции зданий ведет к снижению капитальных и эксплуатационных затрат на систему солнечного кондиционирования и наоборот. На рис. X.22 приведено определение экономически эффективной толщины теплоизоляции ограждения при применении системы солнечного кондиционирования.

Исходя из вышеуказанного, при проектировании зданий с системами солнечного кондиционирования необходимо прежде всего выбрать оптимальное конструктивно-планировочное решение здания, а также оптимальную толщину теплоизоляционного слоя, и лишь затем проектировать один из предложенных выше вариантов систем гелиокондиционирования. При оптимальном сочетаии всех параметров СКМ удастся достичь значительной экономии топлива и превратить проектируемое здание в современное здание с эффективным использованием энергии.

§ 74. Эффективность и технико-экономическая целесообразность систем утилизации тепла в СКВ

Основные показатели эффективности систем теплоутилизации. При разработке аппаратов и систем теплоутилизации важнейшими являются вопросы оценки эффективности принимаемых решений. В зависимости от теплофизических особенностей решаемой задачи и располагаемой технико-экономической информации для оценки по основным признакам применяют термоди-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

намические, термоэкономические и технико-экономические показатели эффективности. Эти показатели используют для оценки всей системы теплоутилизации, отдельных теплообменников, отдельных элементов теплообменников, процессов тепломассообмена в них.

В предыдущих параграфах показано, что теплофизические характеристики аппаратов и систем теплоутилизации в СКВ изменяются при изменении параметров наружного климата, внутренних воздействий, специфики технологии и т. д., поэтому перечисленные показатели эффективности по временно́му признаку могут быть мгновенными, срочными, для расчетных условий, сменными, среднесуточными, сезонными, годовыми, за нормативный срок окупаемости, за весь период эксплуатации системы.

Следует иметь в виду, что понятие эффективность как комплексный собирательный показатель качества СКВ включает в себя такие понятия, как надежность (безотказность работы, долговечность, ремонтопригодность), обеспеченность внутренних условий (расчетная вероятность отказов и частичных отказов), устойчивость (регулируемость, управляемость системы). Учитывая изменчивость, неравномерность и случайность многих сопутствующих работе СКМ явлений, в постановке задачи оценки эффективности при выборе комплексных критериев оценки наряду с детерминированными необходимо использование стохастических — вероятностных показателей.

Далее в данном параграфе рассматриваются основные показатели эффективности, которые могут быть использованы при оценке по всем трем перечисленным выше признакам. В предыдущих главах рассмотрение отдельных процессов и аппаратов СКВ сопровождалось определением их энергетической эффективности. В гл. XI будут рассмотрены отдельные вопросы оценки эффективности СКМ в годовом и суточном периоде их работы.

Определение и использование комплексных показателей эффективности с учетом их вероятностного характера для всей совокупности инженерных решений и систем обеспечения микроклимата (СКМ) является предметом специального рассмотрения и относится к области системного анализа [34].

Термодинамические показатели. Коэффициент термодинамического совершенства. Для оценки качества реального процесса в термодинамике широко используют прием, который состоит в сопоставлении его с аналогичным процессом, обеспечивающим максимальную эффективность при преобразовании или передаче энергии Подобного рода показатели именуют коэффициентом термодинамического совершенства (КТС), определяя их как:

$$\eta_т = Q/Q^{макс}, \qquad (X\ 34)$$

где Q — энергия, получаемая в реальном процессе, $Q^{макс}$ — максимальная энергия, которая может быть получена в идеальном процессе-эталоне

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Например, при анализе работы тепловых насосов и холодильных машин в качестве эталонов принимают обратимые циклы Карно, Лоренца. В данном случае КТС определяет степень отклонения реального процесса от обратимого. Для тепловых процессов в теплообменниках и отдельных его элементах КТС определяют как отношение полезно используемой тепловой мощности к величине, максимально возможной в данном процессе.

В частности, при передаче тепла в ребре КТС $\eta_р$ представляет собой отношение тепловой мощности, проходящей через основание ребра, к максимальной тепловой мощности, когда температура всего ребра была бы равна температуре его основания, т. е. при бесконечной теплопроводности материала ребра (см. § 27). При теплообмене между двумя движущимися средами, разделенными твердой стенкой, максимальная величина переданной тепловой мощности будет в случае, если конечная температура одной из теплообменивающихся сред достигнет предельной равновесной температуры. При противоточной схеме (см. § 29) это будет среда, обладающая меньшей теплоемкостью $(Gc)^{мин}$, т. е.

$$Q^{макс} = (Gc)^{мин} | t_{н2} - t_{\infty} | ;$$

$$\eta_т = Q/Q^{макс} = (Gc)^{макс} | t_{к1} - t_{н1} | / [(Gc)^{мин} | t_{н2} - t_{\infty} |]. \qquad (X.35)$$

Этот показатель называют *эффективностью процесса теплообмена*. В настоящее время в теории кондиционирования воздуха широко распространены всякого рода так называемые коэффициенты эффективности, которые являются по физическому смыслу параметрическими показателями, определяющими относительные значения рабочего перепада какого-либо параметра процесса к возможному предельному его значению в принятой условной (обычно упрощенной) интерпретации сложного тепломассообменного процесса в аппарате.

Коэффициент использования энергии. Практически во всех термодинамических системах преобразование тепловой энергии или ее передача связаны с затратами других видов энергии (электрической, механической и т. д.).

Коэффициент использования энергии (КИЭ) представляет собой отношение величины получаемой тепловой мощности к величине затрачиваемой при этом мощности:

$$\eta_э = Q/N. \qquad (X\ 36)$$

Для тепловых насосов и холодильных машин КИЭ определяют как отношение тепловой мощности, получаемой в конденсаторе, или холодильной мощности, получаемой в испарителе, к затрачиваемой в компрессоре электрической или механической мощности. Его часто называют тепловым (холодильным) коэффициентом.

При сопоставительной оценке теплообменных поверхностей КИЭ определяют как отношение тепловой мощности, получаемой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

при работе данного аппарата, к мощности, затрачиваемой на прокачивание теплообменивающихся сред при прочих равных условиях.

Эксергетический КПД. Применительно к СКВ эксергетический КПД представляет собой относительную эксергию тепла, влаги и давления приточного воздуха системы:

$$\eta_{экс} = E_2/(E_1 + \Sigma E_N), \qquad (X.37)$$

где E_2 — эксергия тепла, влаги и давления приточного воздуха системы, E_1 — располагаемая эксергия тепла, влаги и давления в потоке удаляемого воздуха; E_N — эксергия потребляемой электрической и механической энергии в системе.

Следует заметить, что любой из приведенных термодинамических показателей дает лишь представление о степени термодинамического совершенства процесса и не может служить основанием для принятия технического решения.

Термоэкономические показатели. Основным экономическим показателем качества работы СКВ являются приведенные затраты, учитывающие капитальные и эксплуатационные расходы. В условиях возрастающего дефицита органического топлива прейскурантные цены на тепловую, электрическую и другие виды энергии не всегда отражают их фактическую общественную ценность, поэтому наряду с приведенными затратами рассматривают термоэкономические показатели.

Часто определяющими могут быть затраты материальных и трудовых ресурсов. Для оценки расхода материала (а косвенно и труда) в теплообменных аппаратах применяют *коэффициент расхода металла*:

$$\eta_м = M/Q, \qquad (X.38)$$

где M — масса металла, идущего на изготовление аппарата; Q — тепловая мощность аппарата.

Для оценки степени использования вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) применяют *коэффициент использования ВЭР* (КИВ):

$$\eta_{ВЭР} = Q/Q_{ВЭР}, \qquad (X.39)$$

где Q — фактически используемая тепловая мощность ВЭР; $Q_{ВЭР}$ — общая тепловая мощность ВЭР.

Технико-экономические показатели. При экономическом сопоставлении различных вариантов систем утилизации тепла для каждого из них определяется экономический эффект как разность приведенных затрат для базового и сравниваемого вариантов. В качестве базового варианта обычно принимают вариант без системы утилизации тепла.

Приведенные выше показатели использованы при решении инженерных задач в работах [6, 15, 32].

В связи с тем, что при проектировании СКВ с утилизацией тепла (а особенно при разработке новой системы) могут отсутствовать данные о стоимости ее отдельных элементов, целесообразно проводить ее сопоставление с обычно применяемыми ва-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

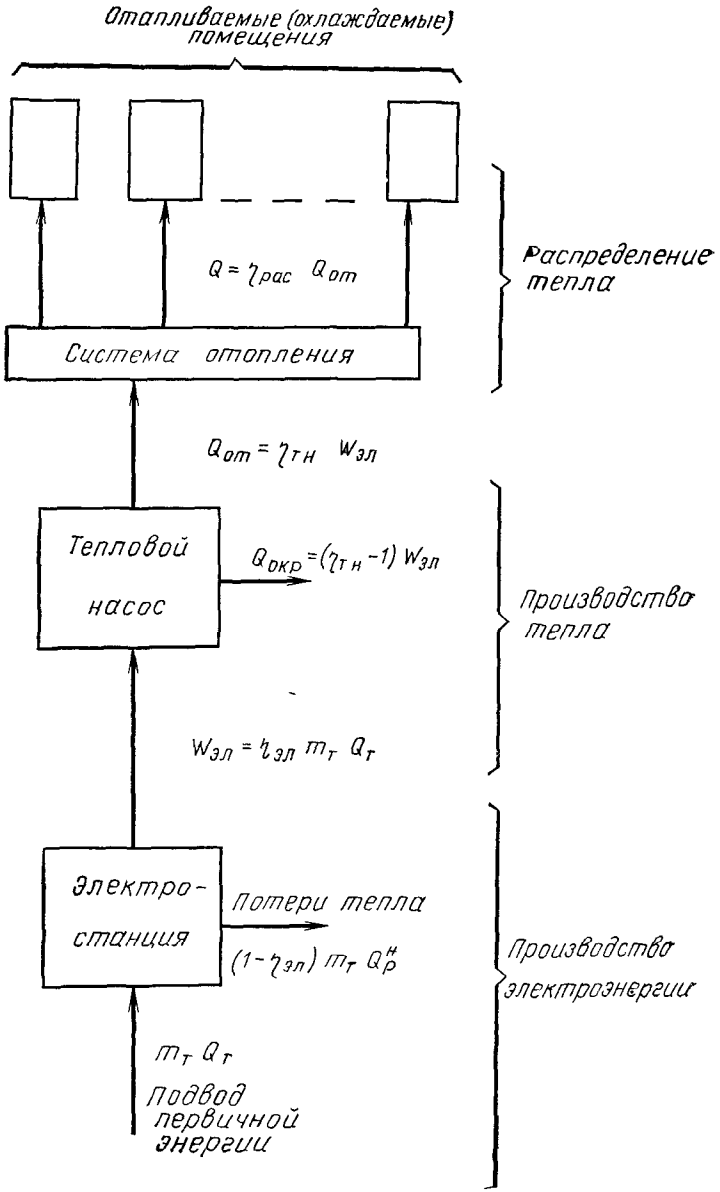


Рис. X.23 Структура термоэкономического показателя по затратам первичного тепла в гелиоустаиовке с компрессионным тепловым иасосом и электрическим приводом

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

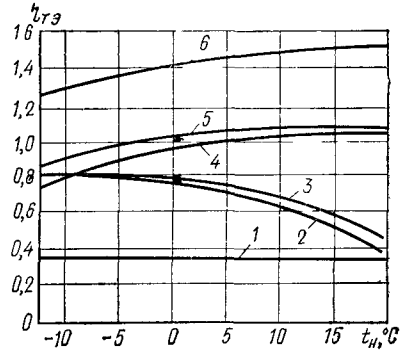


Рис X 24. Термоэкономический показатель по затратам первичного топлива различных систем

1 — электрическое отопление *2* — мазутное отопление *3* — газовое отопление, *4* — солнечное отопление при $I=100$ Вт/м², *5* — то же, при $I=300$ Вт/м² *6* — то же, при $I=700$ Вт/м²

риантами на основе термоэкономического показателя — характеристики тепловой эффективности по *коэффициенту использования первичного топлива* (КИТ):

$$\eta_{т\ э} = Q_{пом}/(m_т\, Q_р^н), \qquad (X\ 40)$$

где $Q_{пом}$ — тепло, подведенное к помещению, $m_т$ — масса сожженного первичного топлива, $Q_р^н$ — удельная теплота сгорания первичного топлива

На рис. X.23 представлено распределение тепла в схеме гелиоустановки с компрессионным тепловым насосом, использующим электрический привод. Сжигаемое на тепловой электростанции топливо преобразуется ($\eta_{эл}$) в электрическую энергию и расходуется на привод теплового насоса. Тепловой насос преобразует подводимую к нему электроэнергию с эффективностью $\eta_{т\,н}$. Распределительная система частично теряет тепло ($\eta_{рас}$) и подводит его к обслуживаемым помещениям в количестве

$$Q_{пом} = \eta_{рас}\, \eta_{т\ н}\, \eta_{эл}\, (Q_р^н\, m_т) \qquad (X\ 41)$$

В связи с тем, что тепло наружного воздуха не учитывается в общих затратах тепла, показатель $\eta_{т\,э}$ может быть больше единицы. Показатель тепловой эффективности зависит от температуры наружного воздуха, поэтому для характеристики годовой эффективности работы систем его представляют в виде функции этого параметра.

На рис. X.24 для примера показана такая диаграмма для различных источников тепловой энергии одноквартирного здания. Как видно из рисунка, системы гелиоотопления даже при невысоком среднем уровне радиации значительно превышают по тепловой эффективности традиционные системы Расширяя возможности такой оценки, можно ввести тепловой эквивалент для каждого конструктивного элемента СКМ, а также для затрат на их транспортировку и монтаж. Это будет наиболее правильная характеристика систем по их тепловой эффективности Для полной оценки экономической эффективности систем по тепловым эквивалентам необходимо выразить через них и затраты труда рабочих на монтаже и обслуживании системы.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Глава XI. РЕЖИМ РАБОТЫ, РЕГУЛИРОВАНИЕ И УПРАВЛЕНИЕ СКВ

§ 75. Основные положения

В предыдущих главах изложены вопросы выбора СКВ и расчета процессов тепловлажностной обработки воздуха в установках кондиционирования в расчетные — теплый и холодный периоды года, позволяющие определить необходимые тепловую и холодильную установочные мощности, которые обеспечат заданные параметры микроклимата в помещениях.

Изменение параметров наружного климата в течение года, а также непрерывные колебания тепло- и влаговыделений в помещениях, вызванные пребыванием людей, работой технологического оборудования и освещения, приводят к необходимости *регулирования* в широких пределах тепломассообменных и смесительных аппаратов СКВ.

Регулирование подачи тепла (холода) в кондиционируемое помещение может быть качественное и количественное. *Качественное* регулирование заключается в том, что при изменении количества тепла и влаги, выделяющихся в помещении, следует изменять параметры приточного воздуха при сохранении неизменным его расхода. *Количественное* регулирование состоит в изменении расхода приточного воздуха в зависимости от изменения тепло- и влаговыделений в помещении при сохранении постоянных параметров приточного воздуха.

Применяется также *смешанное* регулирование, при котором одновременно или последовательно изменяют как параметры приточного воздуха, так и его расход.

Анализ режима работы и регулирования СКВ связан с рассмотрением переменных во времени (квазистационарных) и нестационарных тепловых процессов (рис. XI.1).

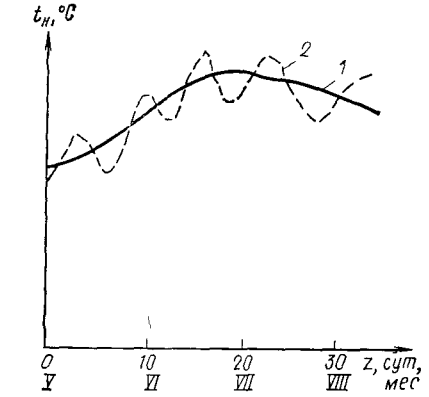


Рис. XI.1. Длительные (*1*) (месячные, сезонные, годовые) и кратковременные (*2*) (часовые, суточные) изменения температуры наружного воздуха

Рассмотрение процессов регулирования для длительных (месячных, сезонных, годовых) периодов эксплуатации связано в основном с рассмотрением переменных во времени, но квазистационарных тепловых процессов, поскольку в этих случаях изменение во времени возмущающих воздействий (температура наружного воздуха, солнечная радиация и т. п.) происходит значительно медленнее по сравнению с продолжительностью про-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

цессов регулирования в СКВ, в ее аппаратах и в помещении. Анализ режима работы для этих периодов производится с целью выбора необходимых контуров регулирования и для определения общих расходов тепла и холода — важных показателей экономической эффективности работы СКВ.

Регулирование СКВ при изменениях возмущающих воздействий в течение коротких промежутков времени (часы, сутки) определяется, главным образом, нестационарными тепловыми процессами, так как время изменения этих воздействий соизмеримо со временем переходных тепловых процессов в системе и помещении. Анализ нестационарных тепловых процессов в расчетные (теплый и холодный) периоды года позволяет не только правильно рассчитать максимальные тепловые и холодильные нагрузки на систему, но также определить требуемые характеристики регулирующих устройств.

Самым невыгодным является процесс кратковременного регулирования при скачкообразном характере изменения возмущающих воздействий. В этом случае длительность и вид переходных тепловых процессов будут определяться динамическими свойствами системы кондиционирования и помещения как объектов регулирования, а также характеристиками регулирующих устройств.

Для определения основных закономерностей функционирования конкретной СКВ необходимо прежде всего проанализировать ее работу в расчетных летних и зимних условиях, а также ее работу в течение года. Анализ работы в расчетных летних и зимних условиях с учетом нестационарности возмущающих воздействий и тепловых процессов в элементах СКВ и помещении позволяет определить установочную тепловую и холодильную мощность системы. Изучение работы СКВ в течение годового периода эксплуатации выявляет последовательность работы и необходимые пределы изменения пропускной способности отдельных тепломассообменных и смесительных аппаратов СКВ с учетом изменения тепловлажностной нагрузки на обработку воздуха в кондиционируемых помещениях.

Результатом такого анализа является выбор *расчетного режима работы* СКВ. Обеспечение расчетного режима работы осуществляется *регулированием* пропускной способности тепломассообменных и смесительных аппаратов. Кроме того, процесс регулирования связан со случайными, как было сказано выше, кратковременными возмущениями.

Совместное рассмотрение режима работы и регулирования СКВ с учетом принятых технологических решений по оптимизации энергопотребления при заданной обеспеченности расчетных внутренних условий в кондиционируемом помещении позволяет определить рациональную схему *управления* СКВ. Дальнейшая задача состоит в *автоматизации* СКВ с целью автоматической реализации принятой схемы регулирования, автоматической реализации системы алгоритма управления.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Следует подчеркнуть что термин «управление» СКВ является более общим и включает в себя кроме упомянутых выше составляющих такие, как блокировка, т. е. обеспечение заданной последовательности функционирования отдельных элементов при включении и выключении СКВ; контроль и сигнализация работы оборудования СКВ; защита установок кондиционирования воздуха в аварийных ситуациях и пр.

С помощью различных технических средств в системе автоматического управления СКВ решаются задачи командного пуска и остановки агрегатов, поддержание в определенные периоды параметров, отличающихся от принятых для расчетных режимов работы СКВ. Приборы и устройства автоматики осуществляют контроль и сигнализацию предаварийных ситуаций, а также выключение оборудования в случае аварии.

Автоматическое регулирование СКВ осуществляется путем приборной реализации как отдельных (локальных) контуров регулирования, так и многоконтурных (связанных) систем. Качество работы принятых систем автоматического регулирования определяется главным образом соответствием создаваемых параметров микроклимата в кондиционируемых помещениях требуемым значениям и зависит от правильности выбора как технологической схемы и оборудования обработки воздуха, так и приборов автоматики.

Эффективное управление современными СКВ возможно путем создания сложных многоконтурных, многомерных, взаимосвязанных систем автоматического регулирования. Многоконтурность систем автоматического регулирования определяется сложностью построения технологических схем кондиционирования воздуха, основанных на реализации способов параллельно-последовательной тепловлажностной обработки воздуха. Многомерность систем автоматического регулирования объясняется тем, что микроклимат кондиционируемого помещения определяется несколькими регулируемыми параметрами (температурой, влажностью, подвижностью воздуха, давлением). Взаимосвязанность систем автоматического регулирования обусловлена тем, что при современных требованиях, предъявляемых к СКВ, контролирование только одного из параметров микроклимата в большинстве случаев является недостаточным. Физические свойства воздуха в процессе его тепловлажностной обработки и в процессе изменения под действием тепловлажностных нагрузок в помещении являются взаимосвязанными, поэтому система автоматического регулирования должна взаимосвязанно регулировать как абсолютные значения параметров, так и их относительные значения.

§ 76. Годовые изменения параметров климата

Годовой ход климатических параметров наиболее наглядно характеризуется изменением среднемесячных значений, получен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

ных по данным многолетних наблюдений. Кривые годового хода (рис. XI.2) в этом случае имеют плавный характер и приближаются по своему очертанию к правильным гармоническим. Такой характер изменчивости параметров наружного климата обусловлен постоянно действующими причинами: периодически изменяющимися радиационными факторами и совокупностью местных условий. Все случайные явления несистематического порядка, действующие в ту или иную сторону, в процессе осреднения оказываются исключенными.

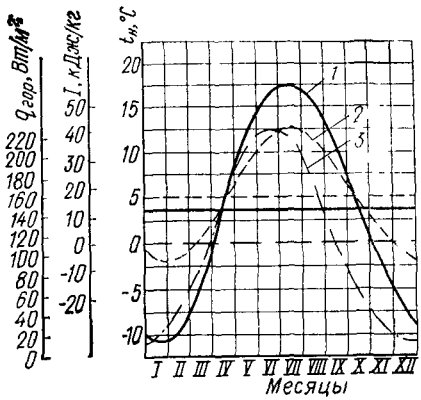


Рис. XI.2. Годовой ход параметров наружного климата для условий Москвы (по многолетним данным)

1 — температура наружного воздуха; *2* — энтальпия наружного воздуха, *3* — интенсивность солнечной радиации на горизонтальную поверхность

Максимальные и минимальные значения интенсивности суммарной солнечной радиации в средних широтах приходятся обычно на месяцы максимального и минимального значений угла склонения солнца (июнь, декабрь). Однако в реальных условиях облачности, запыленности воздуха, характерных для отдельных географических пунктов, возможно смещение экстремальных периодов в ту или иную сторону.

Годовой ход температуры наружного воздуха следует за годовым ходом солнечной радиации с некоторым запаздыванием, что связано с нестационарным характером обменных процессов в приземном слое атмосферы.

Годовой максимум температуры наружного воздуха обычно наблюдается в июле, а минимум — в январе. С температурой наружного воздуха связан годовой ход влажности воздуха, а часто и скорости ветра.

Гармонический характер изменчивости климатических параметров позволяет определить их функцией времени года в виде тригонометрического ряда. Достаточная точность аппроксимации изменения в большинстве случаев достигается при ряде, состоящем из двух первых членов:

$$Y = Y_г + A_Y \cos \bar{z}, \qquad (XI.1)$$

где $Y_г$ — среднегодовое значение какого-либо параметра климата (температуры, энтальпии наружного воздуха, интенсивности солнечной радиации); A_Y — годовая амплитуда изменения параметра; $\bar{z}$ — относительная продолжительность годового изменения параметра;

$$\bar{z} = 2\pi z/365, \qquad (XI.2)$$

где $z = z' - z^{макс}$ — время, прошедшее от момента максимума параметра, сут; z' — время, отсчитанное от 1 января, сут.

Значения величин $Y_г$, A_Y, $z^{макс}$ для различных климатических параметров и географических районов могут быть получены с помощью обработки фактических материалов метеорологических

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица XI.1 **Характеристики годового хода параметров климата в Москве**

Характеристики параметров	$t_и$, °С	$I_н$, кДж/кг	$q_{гор}$, Вт/м²	$q_{верт}$, Вт/м²		
				$q_ю$	$q_с$	$q_{в,з}$
Среднегодовая величина $Y_г$	3,7	16,7	117,5	93	50	104,7
Амплитуда A_Y	14,15	26,1	109,3	62,8	46,5	83,2
Время максимума $z_Y^{макс}$	197	197	167	167	167	167

наблюдений или данных, приведенных в СНиП II-1-82. В табл. XI.1 для примера приведены среднегодовые значения $Y_г$, амплитуды A_Y и время максимума $z_Y^{макс}$ температуры $t_н$ и энтальпии $I_н$ наружного воздуха, а также интенсивности суммарной солнечной радиации q на горизонтальную и вертикальные поверхности разной ориентации для Москвы.

Среднемесячные значения параметров климата, приведенные на рис. XI.2, являются средними из многолетнего ряда наблюдений и соответствуют коэффициенту обеспеченности, равному 0,5. В отдельные годы отклонения от средних многолетних значений могут быть весьма значительными [3].

С помощью формулы (XI.1) можно отыскать продолжительность Δz, сут, стояния в году того или иного параметра наружного климата выше заданного значения Y как обратную тригонометрическую функцию

$$\Delta z = \frac{365}{\pi} \arccos \frac{Y - Y_г}{A_Y}. \qquad (XI.3)$$

В ряде случаев возникает необходимость определения продолжительности стояния параметра Y, когда его значения выходят за пределы среднемесячных величин. Так, ряд процессов регулирования СКВ помещений протекает в периоды, соответствующие значениям параметров, близким к максимальным и минимальным. В этом случае приходится отказываться от описания годовой изменчивости с помощью среднемесячных значений и переходить к расшифровке изменчивости параметров в периоды их максимальных и минимальных значений. Изменчивость всей возможной совокупности значений параметров можно исследовать с помощью статистических функций распределения этих значений в году. В этом случае также возможна [3] аппроксимация с помощью тригонометрического ряда, но отличие состоит в том, что зависимость продолжительности Δz стояния параметра от изменения его величины Y принимается в виде

$$\Delta z = \frac{365}{2} - \frac{365}{2} \sin\left[\frac{2\pi}{4\Delta Y}(Y - Y_г)\right]. \qquad (XI.4)$$

Следует обратить внимание, что по закону синуса в данном случае меняется отрезок времени Δz по мере изменения параметра Y с периодом, равным $4\Delta Y$. Выразив ΔY через $Y_г$ и $Y_{экс}$, получим $\Delta Y = Y_{экс} - Y_г$, где ΔY — четверть периода; $Y_{экс}$ — экстремальное значение параметра; $Y_г$ — его среднегодовое значение.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Обозначив

$$\overline{Y} = (Y - Y_г)/\Delta Y \qquad (XI.5)$$

и выразив Δz в ч, получим приблизительную аналитическую функцию продолжительности стояния значений параметра наружного климата выше заданного Y:

$$\Delta z = 4{,}38 \cdot 10^3 [1 - \sin(\pi \overline{Y}/2)]. \qquad (XI.6)$$

Для определения продолжительная влажность $\varphi_в$ воздуха раметров наружного климата ниже заданного надо изменить в зависимости (XI.6) знак минус на плюс.

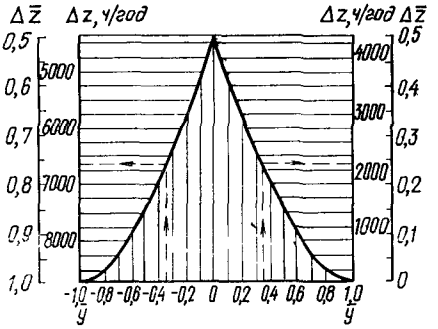


Рис. XI.3. Номограмма для определения вероятной продолжительности стояния температуры и энтальпии наружного воздуха выше или ниже заданного значения

При налични данных о вероятной продолжительности стояния различных значений параметров наружного климата величины ΔY могут быть определены по формуле

$$\Delta Y = \left[\sum_{Y_г}^{Y_{экс}} (Y - Y_г)\ \Delta z\right] \Big/ 66{,}5. \qquad (XI.7)$$

Учитывая логическую связь между годовым ходом (XI.1) и функцией годового распределения параметра климата (XI.4), можно использовать приближенную зависимость для определения ΔY в виде:

$$\Delta Y \approx 2A_Y, \qquad (XI.8)$$

где A_Y — амплитуда годового хода среднемесячных значений параметра

Искомые значения Δz и $\Delta\overline{z}$ (в $\Delta\overline{z}$ величина Δz, ч/год, отнесена к $365 \cdot 24 = 8760$ ч/год) можно определить с помощью номограммы на рис. XI.3. Последовательность пользования номограммой показана на рисунке стрелками в зависимости от значений $\overline{Y}$ (положительных или отрицательных).

§ 77. Изменение теплового состояния помещения и характеристик процесса кондиционирования в течение года

Тепловой режим помещения определяется поступлениями или потерями тепла через наружные ограждения $Q_{огр}$, от технологического оборудования $Q_{тех}$ и др. Изменение параметров климата в годовом ходе происходит очень медленно, поэтому тепловой режим обычных помещений с малоинерционными (относительно годовых изменений) ограждениями в каждый момент времени года может рассматриваться как стационарный. В общем виде тепловое состояние помещения в какой-то момент времени годового хода может быть представлено уравнением теплового баланса $Q_п$ помещения

$$Q_п = Q_{огр} + Q_{тех}. \qquad (XI.9)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

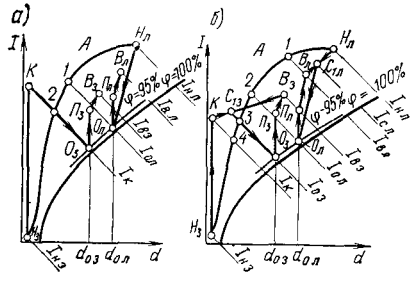


Рис. XI.4. Круглогодичное регулирование СКВ

а — прямоточной; *б* — с первой рециркуляцией; *А* — условная климатическая кривая

Принимая во внимание гармонический характер годовой изменчивости факторов, влияющих на тепловое состояние помещения, тепловой баланс помещения можно представить в виде зависимости:

$$Q_п = Q_{п.г} + A_{Q_п} \cos \bar{z}, \qquad (XI.10)$$

где $Q_{п\,г}$ — среднее за год значение гармонически изменяющегося теплового баланса помещения; $A_{Q_п}$ — амплитуда отклонения изменения теплового баланса от среднего.

Для упрощения будем считать, что характер изменчивости температуры внутреннего воздуха также приближается к гармоническому колебанию. В соответствии с этим

$$t_в = t_{в.г} + A_{t_в} \cos z. \qquad (XI.11)$$

Среднегодовое значение температуры внутреннего воздуха $t_{в.г}$ определим как среднее между зимним $t_{в.з}$ и летним $t_{в.л}$ расчетными значениями, а амплитуду $A_{t_в}$ — как половину их разности. Время наступления максимума температуры совпадает с временем максимума теплопоступлений.

Основные характеристики процесса кондиционирования воздуха рассмотрим применительно к двум схемам обработки воздуха: прямоточной и с первой рециркуляцией (рис. XI.4).

При проектировании обычно задают или определяют следующие величины: избытки или недостатки тепла ΔQ и влаги ΔW, направление луча процесса в помещении ε, параметры внутреннего ($I_в$, $t_в$, $d_в$) и наружного ($I_н$, $t_н$, $d_н$) воздуха в летнем и зимнем режимах, а также допустимый перепад между температурой внутреннего (удаляемого) и приточного воздуха Δt.

Пропускная способность системы кондиционирования по воздуху $L_{п\rho}$ относительно исходных данных определяется [3] по уравнению:

$$L_п \rho = (0{,}98\ \Delta Q - 2{,}45\ \Delta W)/\Delta t. \qquad (XI.12)$$

Холодильная мощность системы определяется зависимостями (см. рис. XI.4):

для прямоточной системы

$$Q_{охл} = L_п \rho\ (I_{и.л} - I_{о.л}); \qquad (XI.13)$$

для рециркуляционной системы

$$Q_{охл} = L_п \rho\ (I_{с.л} - I_{о.л}). \qquad (XI.14)$$

Величина $I_{о.л}$ определяется по формулам [3], а

$$I_{с.л} = a_н I_{н.л} - I_{в.л}\ (1 - a_н), \qquad (XI.15)$$

где $a_н$ — доля наружного воздуха в общем расходе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Расход тепла воздухоподогревателями I ступени зависит от разности энтальпии воздуха после них и наружного воздуха:

$$Q_{\text{I}} = L_{\text{п}} \rho (I_{\text{к}} - I_{\text{н.з}}) a_{\text{и}}. \qquad \text{(XI.16)}$$

Для прямоточной системы величина $I_{\text{к}}$ равна энтальпии воздуха на выходе из оросительной камеры в расчетных зимних условиях. Для рециркуляционных систем величину $I_{\text{к}}$ можно определить двояко: задавшись температурой и определив энтальпию на выходе из воздухонагревателей или задавшись по тем или иным соображениям величиной $a_{\text{н}}$.

Расход тепла во второй ступени подогрева является функцией теплового состояния помещения и определяется для обеих систем кондиционирования воздуха по формуле

$$Q_{\text{II}} = L_{\text{п}} \rho (I_{\text{в}} - I_{\text{о}}) - \Delta Q. \qquad \text{(XI.17)}$$

Приведенные зависимости позволяют определить характеристики рассмотренных СКВ для любого момента времени работы, в том числе расчетные, определяющие конструктивное решение и установочные мощности всех элементов системы.

Летний режим для СКВ обычно является исходным, он определяется по расчетным значениям тепло- и влагоизбытков и параметрам состояния внутреннего и наружного воздуха. Зимние значения характеристик определяют расчетный режим холодного периода года. Годовой режим работы СКВ связан с изменчивостью характеристик внешних и внутренних условий в течение года.

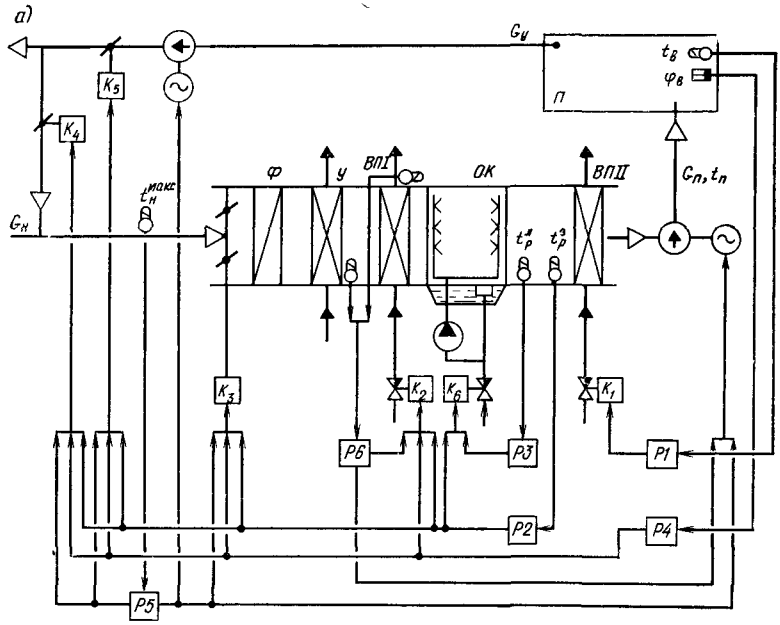
§ 78. Анализ годового режима работы СКВ и выбор контуров регулирования

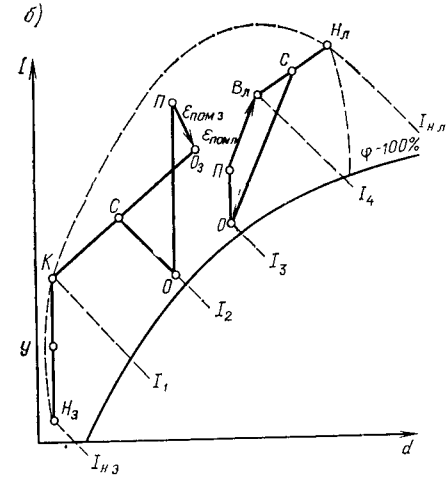
Анализ режимов работы СКВ в течение года проводится аналитическим путем или графически с применением $I - d$-диаграммы (после выбора схемы обработки воздуха в расчетных зимних и летних условиях).

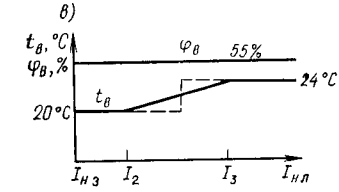
Рассмотрим работу СКВ круглогодичного действия на примере установки кондиционирования с первой рециркуляцией (рис. XI.5, *а*). Схемой обработки воздуха (рис. XI.5, *б*) в расчетный холодный период предусматривается: нагрев наружного воздуха сначала в утилизаторе *У*, а затем в воздухоподогревателе I ступени подогрева *ВПI*, смешение его с воздухом первой рециркуляции, адиабатное увлажнение смеси в оросительной камере, нагрев смеси в воздухоподогревателе II ступени подогрева *ВПII* и выпуск ее в помещение (луч процесса $\varepsilon_{\text{пом.з}}$). В расчетный теплый период происходит смешение наружного воздуха с воздухом первой рециркуляции, политропическая осушка и охлаждение смеси в оросительной камере, затем нагрев смеси в воздухоподогревателе II ступени подогрева *ВПII* и выпуск ее в помещение (луч процесса $\varepsilon_{\text{пом.л}}$).

В кондиционируемом помещении температуры $t_{\text{в}}$ и относи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/







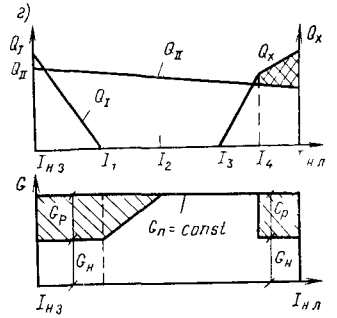


Рис. XI.5. Принципиальная схема с контурами регулирования (*а*), процесс тепловлажностной обработки воздуха (*б*), график регулирования параметров воздуха в помещении (*в*), графики регулирования работы теплообменных и смесительных аппаратов (*г*) СКВ

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

тельная влажность $\varphi_в$ воздуха должны поддерживать с заранее известной точностью в некоторых пределах в течение всего годового периода эксплуатации СКВ, что приводит к необходимости их регулирования (рис. XI.5, *в*). Рассмотрим три метода регулирования.

Регулирование по температуре «точки росы». В настоящее время распространенным методом регулирования СКВ является метод точки росы, при котором относительная влажность воздуха в процессе обработки в оросительной камере приближается к $\varphi = 100\%$ (реально 90—95%).

Относительное постоянство $\varphi_в$ в помещении обеспечивается путем стабилизации температуры точки росы $t_р$ приточного воздуха. Этот косвенный способ обеспечения $\varphi_в \approx \text{const}$ дает удовлетворительные результаты при незначительных колебаниях влаговыделений в помещении. При значительных колебаниях влаговыделений для стабилизации $\varphi_в$ необходимо изменять влагосодержание приточного воздуха.

Регулирование $t_в$ осуществляется, как правило, изменением тепловой мощности воздухоподогревателей II ступени подогрева.

В течение года параметры наружного воздуха меняются в широких пределах. На $I-d$-диаграмме (см. рис. XI.5, *б*) область этих изменений оконтурена пунктиром и линией $\varphi = 100\%$. С изменением параметров наружного воздуха тепловая мощность тепломассообменных и пропускная способность смесительных аппаратов установки кондиционирования воздуха также будет меняться.

Анализ работы указанных аппаратов в течение года удобно выполнять с применением $I-d$-диаграммы (см. рис. XI.5, *б*). По мере увеличения энтальпии наружного воздуха от $I_{н.з}$ к I_1 тепловую мощность воздухоподогревателей I ступени подогрева необходимо уменьшать, так как в противном случае произойдет увеличение температуры точки росы $t_р$ приточного воздуха. При $I_н = I_1$ воздухоподогреватель I ступени подогрева должен быть выключен. При $I_1 < I_н < I_2$ заданное значение $t_р$ может быть достигнуто путем изменения соотношения наружного и рециркуляционного воздуха. При $I_н = I_2$ через оросительную камеру должен проходить только наружный воздух, т. е. установка будет работать как прямоточная. В области $I_2 < I_н < I_3$ оросительная камера работает в адиабатном режиме, охлаждая и увлажняя только наружный воздух, так как $G_р = 0$. Вследствие увеличения влагосодержания приточного воздуха относительная влажность $\varphi_в$ в помещении будет увеличиваться и может выйти за допустимые пределы. Наиболее просто уменьшить значение $\varphi_в$ в этом случае можно некоторым повышением температуры приточного воздуха и тем самым увеличением температуры $t_в$ в помещении. При $I_н = I_3$ значение $t_в$ в помещении должно соответствовать летнему режиму.

При $I_3 < I_н < I_4$ в помещение подается только наружный воз-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

дух, который (для сохранения относительного постоянства $\varphi_в$) необходимо охлаждать с понижением энтальпии, для чего в оросительную камеру подается холодная вода от источника холодоснабжения. При $I_4 < I_н < I_{н.л}$ для экономии холода используется рециркуляционный воздух, обработка воздуха осуществляется по схеме, рассмотренной для расчетного летнего периода.

Выполненный анализ позволяет построить графики регулирования работы тепломассообменных и смесительных аппаратов в кондиционере при годовых изменениях энтальпии наружного воздуха (рис. XI.5, *г*). Графики наглядно показывают изменение теплопотребления воздухоподогревателями I(Q_I) и II(Q_{II}) ступеней подогрева, холодопотребления $Q_х$ (с минусом), количества приточного $G_п$=const, наружного $G_н$ и рециркуляционного $G_р$ воздуха, принятую последовательность работы аппаратов и характерные точки смены режимов. Кроме того, они дают представление об энергетической эффективности принятой схемы тепловлажностной обработки воздуха. Из рис. XI.5, *г* видно, что при $I_{н.з} < I_н < I_{н.л}$ режим работы СКВ энергетически неоправдан, так как одновременно потребляется и тепло, и холод. Фактически необходимые затраты холода при $I_4 < I_н < I_{н.л}$ обозначены на рисунке крестообразной штриховкой.

Регулирование по оптимальному режиму. В последнее время применяют метод регулирования СКВ по оптимальному режиму, позволяющий во многих случаях избежать повторного подогрева воздуха, охлажденного в оросительной камере, а также более рационально использовать тепло рециркуляционного воздуха. В любой момент времени воздух в установке кондиционирования проходит тепловлажностную обработку в такой последовательности, при которой расходы тепла и холода оказываются наименьшими. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что существует ряд режимов, которые при определенных состояниях наружного и внутреннего воздуха, известном тепловлажностном балансе помещения и заданном относительном количестве подаваемого наружного воздуха могут быть названы оптимальными. Анализ производится графоаналитическим методом с применением $I-d$-диаграммы. Оптимальный режим обработки воздуха выбирается в зависимости от положения на $I-d$-диаграмме точки, характеризующей состояние наружного воздуха в данный момент.

Сопоставление годовых расходов тепла и холода СКВ с применением первой рециркуляции при регулировании по методу точки росы и оптимальному режиму, выполненное в [21], представлено в табл. XI.2.

Приведенные данные показывают энергетическую эффективность метода регулирования СКВ по оптимальному режиму. Однако надо отметить, что реализация метода регулирования по оптимальному режиму требует более сложной автоматики, что сдерживает его практическое применение.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

Таблица XI.2. **Сопоставление годовых расходов тепла и холода при регулировании по различным методам**

Географический пункт	Тип здания	Соотношение годовых расходов при регулировании по оптимальному режиму и методу точки росы $Q_{опт}/Q_{р}$	
		тепла	холода
Рига	Промышленное	0,53	0,42
	Общественное	0,28	0,80
Ашхабад	Промышленное	0,29	0,74
	Общественное	0,16	0,65

Количественное регулирование СКВ. Сущность метода заключается в регулировании тепловой или холодильной мощности установок кондиционирования воздуха путем изменения расхода обрабатываемого воздуха.

Регулирование расхода воздуха осуществляется изменением подачи вентилятора путем изменения частоты вращения ротора электродвигателя, применения регулируемых гидравлических или электрических муфт (соединяющих электродвигатель с вентилятором), использования направляющих аппаратов перед вентилятором.

Следует иметь в виду, что количественное регулирование осуществляется лишь в определенных пределах изменения расхода воздуха. Значительное сокращение расхода воздуха в процессе регулирования может привести к нарушению воздушного режима помещений или к невыполнению гигиенических либо технологических норм подачи свежего воздуха. В таких случаях возможно применение схем **количественно-качественного регулирования.**

Регулирование СКВ по любому методу обеспечивается с помощью **контуров регулирования.** Применительно к СКВ (см рис. XI.5,*а*) контуры регулирования выбирают на основе анализа режима работы. Установленный в рабочей зоне помещения или в вытяжном канале чувствительный элемент терморегулятора воспринимает отклонения температуры. Терморегулятор управляет воздухоподогревателем II ступени подогрева *ВПII* чаще всего путем изменения подачи теплоносителя клапаном K_1 (контур *Р1*).

Постоянство относительной влажности воздуха в помещении обеспечивается двумя терморегуляторами точки росы, чувствительные элементы которых воспринимают отклонения температуры воздуха после оросительной камеры или воды в ее поддоне. Терморегулятор зимней точки росы управляет последовательно клапаном K_2 воздухоподогревателя I ступени подогрева *ВПI* и воздушными клапанами (заслонками) K_3, K_4, K_5 (контур *Р2*). Терморегулятор летней точки росы управляет подачей холодной воды из холодильной установки в оросительную камеру с помощью клапана K_6 (контур *Р3*).

Для более точного регулирования влажности воздуха применяют влагорегуляторы, чувствительные элементы которых устанавливают в помещении. Влагорегуляторы управляют клапанами K_2 —

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

K_6 в той же последовательности, что и терморегуляторы точки росы (контур *Р4*).

В системах с применением первой рециркуляции воздуха терморегулятор летней точки росы работает совместно с терморегулятором реверса воздушных клапанов. Чувствительным элементом этого терморегулятора является мокрый термометр, установленный в потоке наружного воздуха и работающий по следующей программе: при $I_н > I_4$ терморегулятор устанавливает клапаны K_3, K_4 и K_5 на режим минимальной подачи наружного воздуха, при $I_2 < I_н < I_4$ клапаны K_3, K_4 и K_5 переводятся на режим подачи только наружного воздуха (см. рис. XI.5,*г*). Открытие и закрытие клапанов K_3 и K_5 дополнительно блокируется с пуском и остановкой приточного и вытяжного вентиляторов (контур *Р5*).

Воздухоподогреватели I ступени подогрева *ВП1* работают в наиболее неблагоприятном режиме. Для предотвращения опасности их замерзания предусматривается автоматика защиты, функционирующая как во время работы приточного вентилятора, так и после его остановки. Два терморегулятора автоматики защиты контролируют температуру воздуха перед воздухоподогревателем I ступени подогрева *ВП1* и температуру теплоносителя после него. При сочетаниях температур, создающих угрозу замерзания воздухоподогревателя, они выключают приточный вентилятор (контур *Р6*). При остановленном приточном вентиляторе необходима дополнительная защита воздухоподогревателя от замерзания в результате проникания холодного наружного воздуха через закрытый клапан K_3. Весьма простой и надежной является схема, автоматически обеспечивающая для этого периодический прогрев воздухоподогревателя.

Если направление луча процесса $\varepsilon_{пом}$ в помещении в течение года меняется в широких пределах от $\varepsilon_{пом.з}$ до $\varepsilon_{пом.л}$ (см. рис. XI.5,*б*), анализ режима круглогодичного регулирования установок полного кондиционирования воздуха необходимо проводить с учетом этого изменения.

Для жилых и общественных зданий границы области изменения $\varepsilon_{пом}$ определяются следующим образом (рис. XI.6). С изменением тепло- и влагопоступлений луч процесса $\varepsilon_{пом}$ поворачивается вокруг точки B, соответствующей параметрам воздуха в помещении, от положения $\varepsilon_{пом.з}$ до $\varepsilon_{пом.л}$. Одновременно точка B

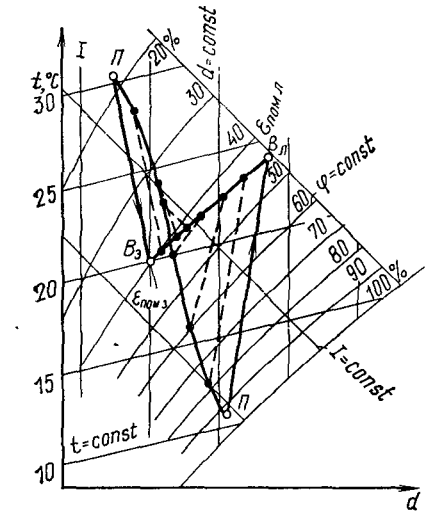


Рис. XI.6. Построение на *I—d*-диаграмме области возможных изменений положения луча процесса в помещении в течение года

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

перемещается от положения $B_з$ к $B_л$ по кривой, которую без большой погрешности можно заменить в $I-d$-диаграмме прямой линией. При этом точка $П$, характеризующая в любой момент времени параметры приточного воздуха и лежащая на луче процесса $\varepsilon_{пом}$, описывает кривую, близкую к синусоиде.

Чтобы обеспечить такой характер перехода от положения $B_з$ к $B_л$, в контур регулирования температуры воздуха в помещении необходимо вводить коррекцию по температуре (энтальпии) наружного воздуха (на рис. XI.5,*в* сплошная линия изменения $t_в$ от I_2 до I_3), что усложняет приборную реализацию контура регулирования. Чаще всего переход с зимнего режима работы на летний и обратно осуществляется вручную разовым изменением задания терморегулятору (пунктирная линия изменения $t_в$ от I_2 до I_3 на рис. XI.5,*в*).

Из изложенного видно, что результаты анализа процессов обработки воздуха в расчетных условиях и их возможных изменений в течение года являются исходными для выбора основных контуров регулирования СКВ.

§ 79. Автоматизация процессов регулирования работы СКВ

При автоматизации процессов регулирования в пределах каждого контура возможны различные схемные решения. Выбор схемы автоматизации связан с анализом кратковременных изменений режимов работы систем кондиционирования. Он определяется динамическими свойствами системы и предъявляемыми требованиями по точности регулирования, быстродействию и другим показателям.

Для систем кондиционирования различного назначения эти требования варьируют в довольно широких пределах. Например, для комфортного кондиционирования допустимы колебания $t_в$ до ± 1 (1,5)°С, $\varphi_в$ до $\pm 10\%$, для технологического кондиционирования — $t_в$ до $\pm 0{,}5$ (1)°С, $\varphi_в$ до $\pm 5\%$; для специальных систем — $t_в$ до $\pm 0{,}1$°С, $\varphi_в$ до $\pm 2\%$. Регулирование систем кондиционирования осуществляется в течение всего периода эксплуатации.

По своим динамическим свойствам системы кондиционирования и обслуживаемые ими помещения относятся к объектам с распределенными параметрами, нестационарные процессы в которых описываются дифференциальными уравнениями в частных производных. Аналитическое решение таких уравнений крайне затруднено, поэтому для инженерных расчетов пользуются упрощенными зависимостями, полностью справедливыми только для объектов с сосредоточенными параметрами. Примером объекта с сосредоточенными параметрами может быть небольшое кондиционируемое помещение, воздушный объем которого условно считается сосредоточенным в одной точке. Для больших помещений, в том числе производственных с многоплановой технологией, необходима разбивка всего объема помещения на зоны и позонный анализ работы, регулирования и управления тепловым режимом. В целом кондиционируемые по-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

мещения и элементы СКВ рассматриваются как инерционные объекты, работающие с запаздыванием.

Анализ суточных изменений режимов работы систем кондиционирования в расчетных условиях с учетом нестационарности процессов, происходящих в них, позволяет определить величины и характер изменения тепловых нагрузок. Такой анализ выполняется по различным методикам, основанным на частных решениях исходной системы дифференциальных уравнений. Разработана методика, основанная на теории теплоустойчивости [3], положения которой применимы для количественной оценки динамических свойств помещений и элементов СКВ.

Технические средства автоматизации должны соответствовать требуемой точности поддержания параметров. Устройства автоматики принципиально могут обеспечить любую степень точности поддержания параметров, но бесполезно добиваться точного регулирования, если этого не требует функциональное назначение обслуживаемых помещений или если сама система кондиционирования не способна в необходимой мере реагировать на сигналы регуляторов. Ни по практическим, ни по экономическим соображениям не следует выбирать устройства автоматики, обеспечивающие более точное регулирование, чем это требуется, и отягощать систему специальным сложным оборудованием. СКВ эксплуатируются в течение многих лет, поэтому наилучшей будет простейшая система автоматики, дающая необходимый эффект.

В СКВ, как правило, применяют электрические или пневматические автоматические приборы, осуществляющие следующие алгоритмы регулирования: двух и трехпозиционный, пропорциональный, интегральный, пропорционально-интегральный (изодромный) (рис. XI.7). Блоки *ОС* и *ИЭ* на рис. XI.7 позволяют преобразовать позиционный регулятор в пропорциональный (с жесткой *ОС*), пропорционально-интегральный (с гибкой *ОС*) или интегральный (с *ИЭ*).

Позиционные регуляторы применяют главным образом в схемах защиты воздухоподогревателей I ступени подогрева и реверса воздушных клапанов при $I_н > I_4$, иногда их применяют в контурах регулирования температуры приточного воздуха или воздуха в помещении, если допустимы достаточно большие колебания параметров.

В контурах регулирования $t_{т.р}$, $t_в$ и $\varphi_в$ большинства систем комфортного и технологического кондиционирования применяют пропорциональные (П) или интегральные (И) регуляторы. П-регуляторы обладают большим быстродействием, но осуществляют процесс регулирования с ошибкой, величина которой пропорциональна возмущающему воздействию. В системах с И-регуляторами ошибка регулирования меньше, однако они обладают и меньшим быстродействием.

Выбор того или иного регулятора следует обосновать соответствующим расчетом. В проектной практике выбор осуществляют

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

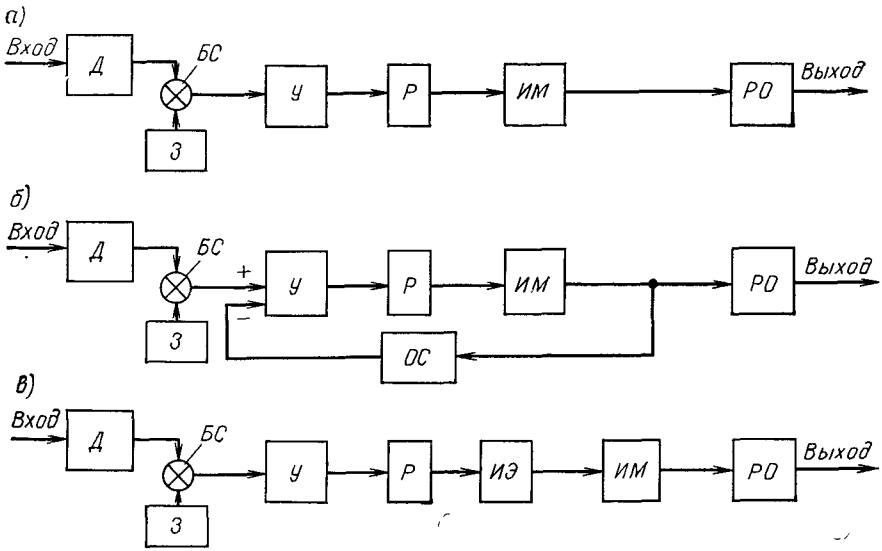


Рис. XI.7. Блок-схемы автоматических регуляторов, применяемых в СКВ

а — двух- и трехпозиционные; *б* — пропорциональные и пропорционально-интегральные; *в* — интегральные; *Д* — датчик, чувствительный элемент которого воспринимает изменения регулируемого параметра; *З* — задающий элемент, определяющий заданный уровень регулируемого параметра; *БС* — блок сравнения, *У* — усилитель; *Р* — реле; *ИМ* — исполнительный механизм; *РО* — регулирующий орган (клапан, заслонка); *ОС* — блок отрицательной обратной связи (жесткой или гибкой); *ИЭ* — импульсный элемент

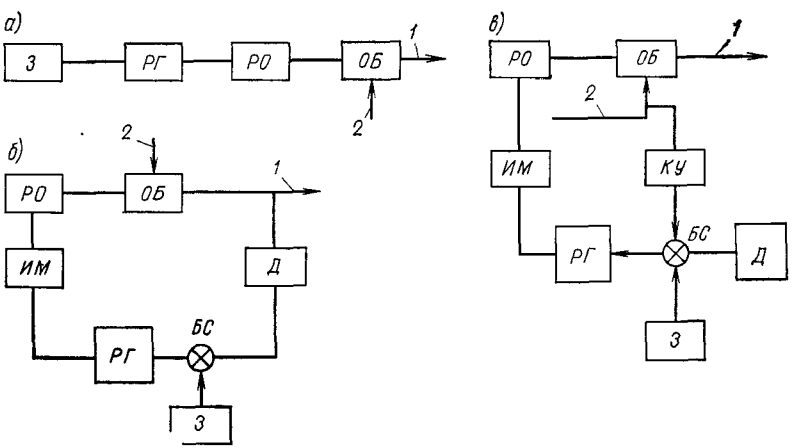


Рис. XI.8. Структурные схемы САР

а — разомкнутая система; *б* — замкнутая система; *в* — комбинированная система; *ОБ* — объект регулирования — помещение; *РГ* — регулятор; *КУ* — корректирующее устройство; *1* — регулирующий параметр; *2* — возмущающее воздействие

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

главным образом по опыту наладки и эксплуатации подобных систем.

Пропорционально-интегральные регуляторы, сочетающие в себе преимущества П- и И-регуляторов, применяют в основном в специальных СКВ, обеспечивающих поддержание заданных параметров с высокой точностью

Повышения качества автоматического регулирования можно добиться не только усложнением алгоритма, но и совершенствованием контура регулирования путем введения дополнительных корректирующих устройств.

Автоматическое регулирование параметров СКВ осуществляется по различным блок-схемам. Блок-схема системы автоматического регулирования (*САР*) определяет основные функциональные части системы, их назначение и взаимосвязь (рис. XI.8).

Блок-схема *САР* включает задающий элемент *З* (см. рис. XI.8), с помощью которого задается значение регулируемого параметра. Это значение может быть величиной постоянной или изменяться по заданной программе.

В состав собственно регулятора *РГ* входят (см. рис. XI.7) сравнивающее устройство *БС*, усилитель *У*, реле *Р*, блок обратной связи *ОС*, импульсный элемент *ИЭ*. Исполнительный механизм *ИМ* приводит в действие регулирующий орган *РО*, который, дросселируя поток вещества или энергии, приводит к изменению регулируемого параметра.

Возможно несколько схем регулирования (см. рис. XI.8):

регулирование по разомкнутой схеме (рис. XI.8,*а*), когда на вход регулятора *РГ* с помощью задатчика *З* подается сигнал, соответствующий программе изменения регулируемого параметра;

регулирование по отклонению, когда на вход регулятора подается сигнал отклонения регулируемого параметра от заданной величины (рис. XI.8,*б*). В этом случае система имеет отрицательную обратную связь и является замкнутой;

регулирование по отклонению с коррекцией по возмущению (рис. XI.8,*в*). В этом случае система имеет две обратные связи: по регулируемому параметру и по возмущению, действующему на объект. В состав системы входит корректирующее устройство *КУ*.

Целесообразность выбора той или иной блок-схемы определяется требованиями, предъявляемыми к САР установок кондиционирования воздуха. Применительно к обычным СКВ возможные схемы контуров регулирования температуры и влажности воздуха в помещении приведены на рис. XI.9 и XI.10. Как видно из схем, приведенных на рис. XI.9 и XI.10, степень сложности САР зависит от принятого принципа регулирования, точиости поддержания регулируемого параметра на заданном уровне и выбранной технологический схемы СКВ. Чем сложнее САР, тем больше число элементов и дороже САР.

Точность поддержания параметров зависит от многих факторов, ио прежде всего от принятого алгоритма регулирования, а также от места расположения чувствительных элементов датчиков

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

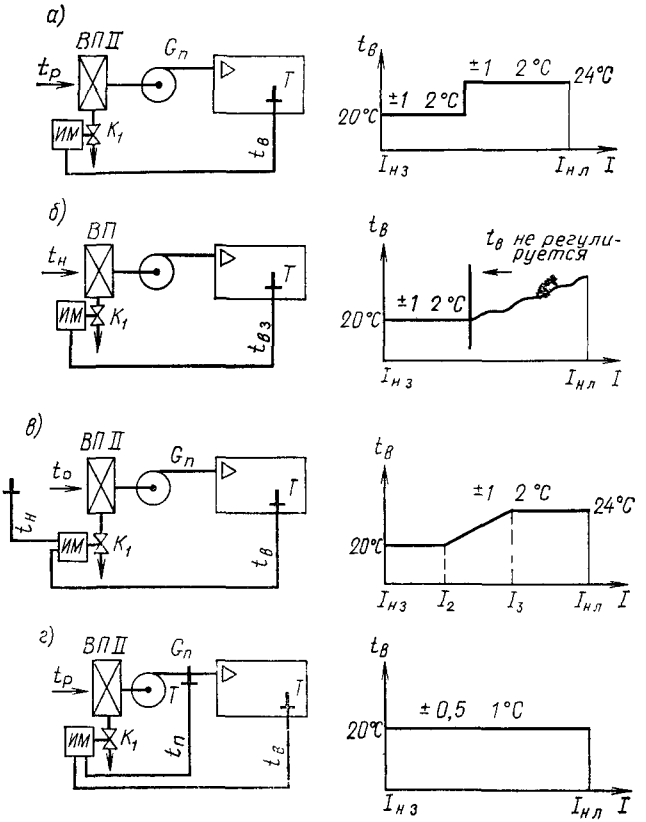


Рис. XI.9. Возможные схемы контура регулирования $t_в$ в одноэоиальной КВ

а — при переводе с зимнего режима на летний вручную сменой задания терморегулятору, *б* — при обеспечении только зимнего режима, *в* — с коррекцией по температуре наружного воздуха, *г* — с коррекцней по температуре приточного воздуха; *Т* — датчик температуры

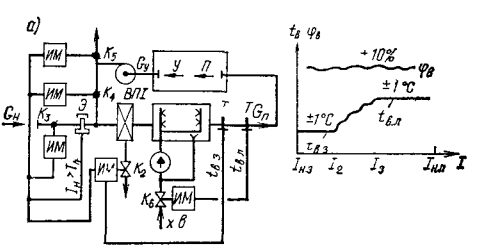
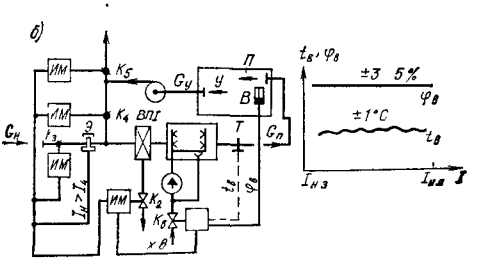


Рис. XI.10. Возможные схемы контура регулирования $t_в$ и $\varphi_в$ в СКВ с первой рециркуляцией

а — при допустимых отклонениях $\varphi_в$ около 10% с коррекцией по температуре наружного воздуха, *б* — при допустимых отклонениях $\varphi_в$=3 5% с коррекцией по температуре приточного воздуха (связь, показанная на схеме пунктиром, может отсутствовать), *Т* — датчик температуры, *В* — датчик влажности, *Э* — датчик энтальпии наружиого воздуха



Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

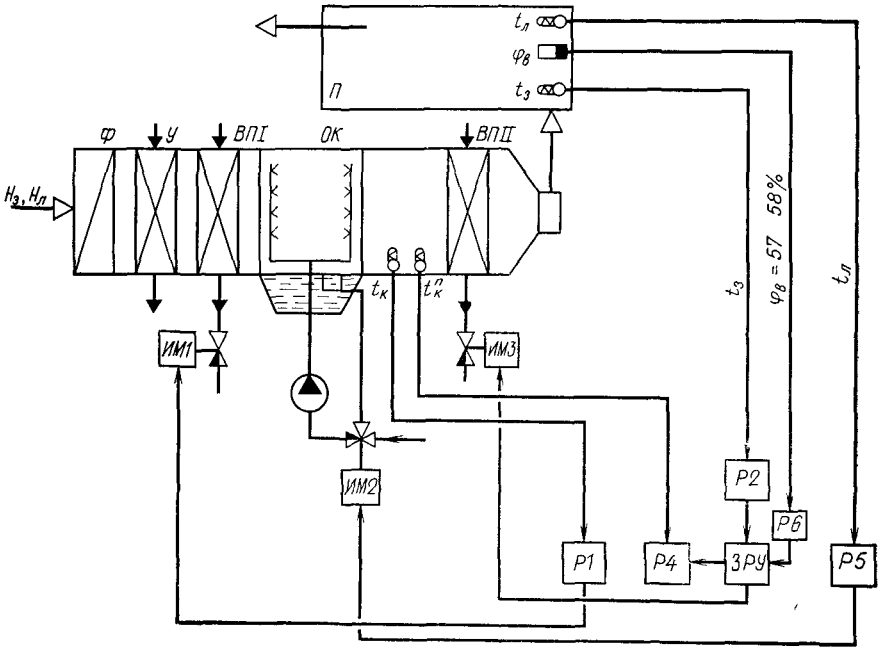


Рис. XI. 11. Функциональная схема автоматического регулирования комфортной СКВ

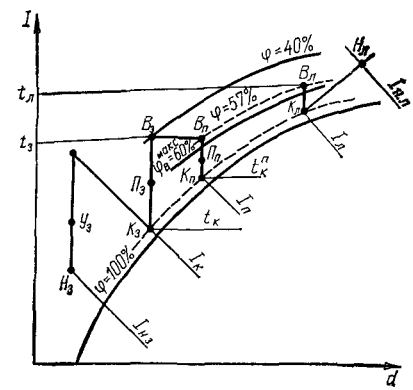


Рис. XI.12. *I—d*-диаграмма процессов обработки воздуха в СКВ

температуры и влажности (особенно устанавливаемых в помещениях). Необходимо учитывать, что поддерживать, например, температуру с отклонениями в пределах $\pm 0{,}5°C$ в точке установки чувствительного элемента не представляет существенных трудностей, однако на некотором расстоянии от чувствительного элемента температура воздуха будет зависеть от неконтролируемого и весьма сложного процесса лучисто-конвективного и струйного теплообмена в помещении [43]. В связи с этим в некоторых случаях в помещениях должно быть установлено несколько датчиков, причем выбор их положения необходимо обосновать анализом теплового режима зоны помещения, в которой должны поддерживаться заданные параметры микроклимата. Та или иная схема регулирования должна быть выбрана на основе расчета обеспеченности заданных режимов и технико-экономического анализа.

В качестве примера рассмотрим САР установки комфортного кондиционирования воздуха для поддержания заданной темпера-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

туры и относительной влажности в помещении (рис. XI.11). На $I-d$-диаграмме (рис. XI.12) представлена схема обработки воздуха для зимних и летних расчетных условий наружного климата.

На основе гигиенических требований СКВ должна обеспечивать внутренний микроклимат в помещении, отвечающий требованиям комфортных условий, хорошему самочувствию человека.

Для зимних условий обработка воздуха производится по следующей схеме. В утилизаторе $У$ наружный воздух подогревается от точки $Н_з$ до точки $У_з$. В воздухоподогревателе I ступени наружный воздух нагревается от точки $У_з$ до значения энтальпии $I_к$, т. е. до такого значения, которое он должен иметь до и после оросительной камеры. В результате адиабатного увлажнения воздух приобретает параметры, соответствующие точке $К_з$. В воздухоподогревателе II ступени воздух нагревается до точки $П_з$, соответствующей параметрам приточного воздуха.

По мере повышения энтальпии наружного воздуха сокращается его нагрев в утилизаторе и воздухоподогревателе I ступени и при достижении энтальпии, равной $I_к$, утилизатор и воздухоподогреватель I ступени подогрева должны быть отключены. В это время наступает первый переходный режим, который характеризуется постоянной внутренней температурой $t_з$ и изменяющейся в зависимости от энтальпии наружного воздуха относительной влажностью воздуха в помещении до $\varphi_в^{макс}$ (обычно до 60%). При энтальпии наружного воздуха выше $I_п$ рационально поддерживать в обслуживаемом помещении максимально допустимую по комфортным условиям относительную влажность воздуха $\varphi_в$. При этом допускаются незначительные колебания температуры воздуха в помещении. До достижения наружным воздухом значения энтальпии $I_п$ схемой обработки воздуха предусматривается только адиабатное увлажнение. В период изменения энтальпии от $I_п$ до $I_л$ на воздухоподогреватель II ступени воздействует установленный в помещении датчик относительной влажности, который при отклонении регулируемой величины в большую сторону увеличивает поступление теплоносителя в воздухоподогреватель. Камера орошения в этот период не работает. Пунктирная линия на рис. XI.12 от $В_п$ до $В_л$ показывает, что регулятор влажности должен быть настроен на поддерживание $\varphi_в=57\%$, чтобы избежать случаев увеличения $\varphi_в$ выше 60%. Вызвано это недопустимостью более высоких значений относительной влажности и желанием сохранить установленную рабочую разность температур внутреннего и приточного воздуха.

Летний режим работы СКВ начинается с достижения наружным воздухом энтальпии $I_л$. В теплый период года при энтальпии более $I_л$ требуется подача холодной воды в оросительную камеру, чтобы за ней поддерживать параметры воздуха, соответствующие точке $К_л$. Решается эта задача установкой за оросительной камерой датчика температуры точки росы, который по мере повышения температуры увеличивает подачу холодной воды в камеру при отсутствии второго подогрева. Учитывая неравномерность температурного поля за оросительной камерой, возможность

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

выноса капель влаги и попадания их на датчик, целесообразно осуществлять регулирование датчиком температуры, установленным в помещении. Этот способ более рационален, так как в этом случае учитывается теплоаккумулирующая способность помещения. Датчик температуры, установленный в помещении, настраивается на значение температуры, определяемой точкой $B_л$, и воздействует на подачу холодной воды в оросительную камеру.

На основе схемы обработки воздуха построена САР кондиционирования воздуха (см. рис. XI.11). По этой схеме в зимний период года за оросительной камерой с помощью пропорционального регулятора *Р1* поддерживается постоянная температура $t_р$. Датчик температуры $t_к = t_р$ через усилитель, входящий в состав регулятора, воздействует на исполнительный механизм *ИМ1*, приводящий в движение регулирующий орган на обратном трубопроводе теплоносителя воздухоподогревателя I ступени *ВПI*. Камера орошения обеспечивает адиабатное увлажнение наружного воздуха. По мере повышения энтальпии наружного воздуха потребность в тепле уменьшается, и при энтальпии, равной $I_к$, утилизатор и первый подогрев выключаются.

Регулирование температуры внутреннего воздуха осуществляется двухпозиционным регулятором *Р2*. Датчик температуры, установленный в помещении и настроенный на поддержание постоянной температуры $t_з$, воздействует через запретно-разрешающее устройство *ЗРУ* и *ИМ3* на воздухоподогреватель II ступени подогрева *ВПII*.

Запрегно-разрешающее устройство *ЗРУ* включается в цепь для переключения регулирования по температуре внутри помещения на регулирование по относительной влажности. Такое переключение должно быть произведено в тот момент, когда в помещении при $t_з$ относительная влажность воздуха приближается к 60%. К этому моменту за оросительной камерой температура воздуха должна повыситься до $t_к^п$. Для этого за оросительной камерой устанавливается второй датчик температуры с настройкой на $t_к^п$. Сигнал от этого датчика через регулятор *Р4* поступает на запретно-разрешающее устройство *ЗРУ*, которое производит переключение датчика температуры $t_з$ внутри помещения на датчик относительной влажности $\varphi_в$.

В теплое время года внутри помещения с помощью пропорционального регулятора *Р5* поддерживается постоянное значение температуры при меняющейся относительной влажности. Датчик влажности, как и в зимнее время, через регулятор *Р6* и запретно-разрешающее устройство *ЗРУ* воздействует на воздухоподогреватель II ступени. При увеличении относительной влажности выше 60% включается второй воздухоподогреватель и температура достигает такого значения, при котором относительная влажность становится меньше 60%.

Летний режим, при котором необходимо применение холодной воды, наступает, согласно схеме, при достижении температуры воз-

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

духа $t_в$ в помещении значения $t_л$. Регулятор температуры *Р5* воздействует на подачу холодной воды в камеру орошения. В помещении стабилизируются два параметра: температура $t_в$ и относительная влажность $\varphi_в$ воздуха. На регулирующие органы через *ИМ2* и *ИМ3* воздействуют два регулятора *Р5* и *Р6*. Это позволяет поддерживать температуру $t_в$ и относительную влажность воздуха $\varphi_в$ с необходимой точностью. Наряду с реализацией заданного летнего режима с допустимыми отклонениями параметров схема САР дает возможность расходовать минимум холода.

§ 80. Годовые затраты энергии СКВ

Определению энергозатрат системой должен предшествовать расчет зимнего и летнего режимов по формулам, приведенным в § 77. Методика определения годовых расходов тепла и холода построена с учетом схем круглогодичного регулирования СКВ. Расчетные формулы базируются на исходных зависимостях § 77, временных характеристиках наружного климата § 76 и помещения § 77.

СКВ в течение части года расходуют искусственный холод (в камере орошения, в доводчиках) и тепло в секциях подогрева (I, II ступеней, зональных подогревателях и доводчиках). Изменение холодильной мощности секции охлаждения и тепловой мощности воздухоподогревателя I ступени в течение года связано с изменением энтальпии наружного воздуха.

Продолжительность периода потребления холода $\Delta z_х$ совпадает с частью года, когда $I_н > I_о$, а продолжительность периода потребления тепла $\Delta z_т$ — когда $I_н < I_к$.

Значения величин $\Delta z_х$ и $\Delta z_т$, сут, определяют с учетом зависимости (XI.3) по формулам:

$$\Delta z_х = 116 \arccos \bar{I}_о; \qquad \text{(XI.18)}$$

$$\Delta z_т = 116 \arccos \bar{I}_к, \qquad \text{(XI.19)}$$

где

$$\bar{I}_о = (I_о - I_{и.г})/A_{I\,и}; \qquad \text{(XI.20)}$$

$$\bar{I}_к = (I_{и.г} - I_к)/A_{I\,н}. \qquad \text{(XI.21)}$$

Если абсолютные величины $\bar{I}_о$ или $\bar{I}_к$ больше единицы, для определения $\Delta z_х$ и $\Delta z_т$ следует использовать формулу (XI.6).

Годовой расход холода и тепла на первый подогрев определяется интегрированием [4] соответствующих зависимостей § 77 по времени в пределах $\Delta z_х$ и $\Delta z_т$. В общем случае для системы, имеющей первую рециркуляцию, конечные формулы имеют вид

$$Q_{х.г} = 0{,}143\, m n' L_п \rho A_{I\,и} [K_х - (1 - a_н) K'_х], \qquad \text{(XI.22)}$$

где значения коэффициентов $K_х$ и $K'_х$ находят по кривой K на рис. XI.13 в зависимости от $\bar{I}_о$ [формула (XI.20)] и $\bar{I}'_о$, определяемой по формуле

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

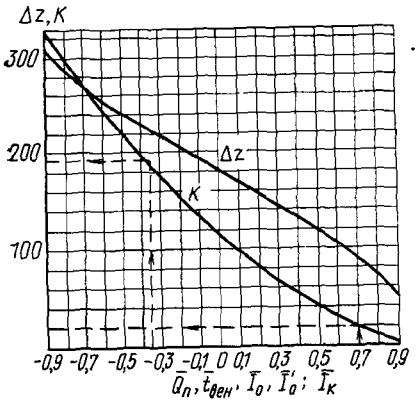


Рис. XI.13. Зависимость продолжительности периода потребления тепла или холода Δz и величины K от безразмерных величин $\bar{Q}_п, t_{вен}, \bar{I}_0, \bar{I}'_0, \bar{I}_к$

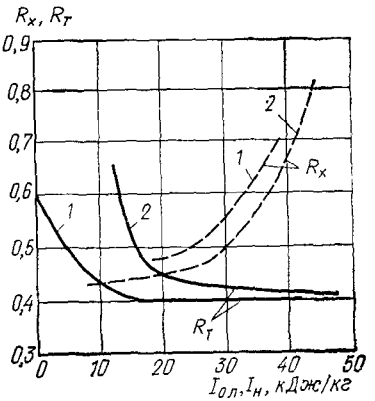


Рис. XI.14. Зависимость $R_х$ и $R_т$ от $I_{о.л}$ и $I_н$ на примере Москвы (*1*) и Ташкента (*2*)

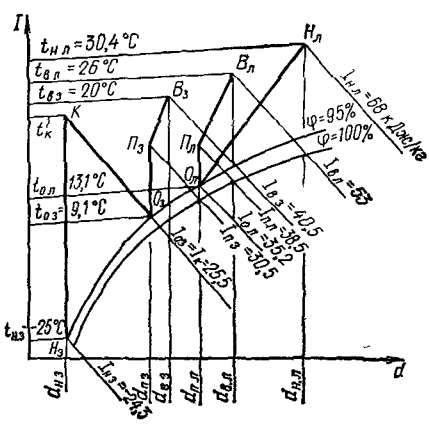


Рис. XI.15. Исходные данные к примеру XI.1

$$\bar{I}'_о = (I_{в.л} - I_{н.г})/A_{I\,н}. \qquad (XI.23)$$

Годовой расход тепла I ступенью подогрева (в случае нагрева наружного воздуха перед смешением с внутренним воздухом) равен

$$Q_{I\,г} = 0,143\, m\, n'\, a_н\, L_п\, \rho\, A_{I\,н}\, K_I, \qquad (XI.24)$$

где K_I определяется по кривой K на рис. XI.13 в зависимости от $\bar{I}_к$, рассчитанной по формуле (XI.21). Годовой расход тепла II ступенью подогрева равен

$$Q_{II\,г} = 0,143\, m\, n'\, 365\, (L_п\, \rho\, \Delta\, I_{II\,г} - \Delta\, Q_г). \qquad (XI.25)$$

Среднегодовая разность энтальпии $\Delta I_{IIг}$ в общем случае равна:

$$\Delta\, I_{II\,г} = 0,5\, (1 - a'')\, (I_{в.л} + I_{в.з} - I_{о.л} - I_{о.з}). \qquad (XI.26)$$

Приведенные выше формулы справедливы как для рециркуляционной, так и прямоточной СКВ.

Продолжительность работы электродвигателей, обслуживающих СКВ, практически совпадает с продолжительностью периода работы соответствующих элементов системы. При известной мощ-

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

ности установленного оборудования изложенная методика позволяет определить годовые затраты электроэнергии на кондиционирование воздуха по формуле

$$N_{\text{г}} = 0,143\, m n' \Sigma (N \Delta z), \qquad \text{(XI.27)}$$

где N — установочная мощность электродвигателей системы, Δz — продолжительность работы того или иного электродвигателя или иного электрооборудования мощностью N, определяемая по формулам (XI.18), (XI.19) или (XI 6)

Для расчета годовых расходов тепла, холода и электроэнергии с учетом коэффициента обеспеченности следует воспользоваться формулами, аналогичными приведенным в [3, 4]. При этом необходимо учитывать распределение обеспеченности энтальпии наружного воздуха по месяцам года введением коэффициентов $R_{\text{х}}$ и $R_{\text{т}}$. Зависимость $R_{\text{х}}$ и $R_{\text{т}}$ от $I_{\text{о л}}$ и $I_{\text{н}}$ на примере Москвы и Ташкента показана на рис. XI.14.

Пример XI.1. Для прямоточной СКВ по схеме обработки и исходным данным представленным на $I-d$-диаграмме рис XI 15, рассчитать годовые затраты тепла, холода и электроэнергии Подача воздуха в помещение $L=18\,000$ м³/ч, число часов работы системы в сутки $m=24$ ч, число дней работы системы в неделю $n'=5$ сут, установочная мощность электродвигателей и другого электрооборудования СКВ $N_{\text{э}}=30$ кВт, установочная мощность холодильной машины $N_{\text{х}}=225$ кВт

Решение По формулам (XI 20) и (XI 18) определяем продолжительность периода потребления холода $\Delta z_{\text{х}}$, найдя по табл XI 1 для Москвы $I_{\text{н г}}=16,7$ кДж/кг и $A_{I\text{н}}=26,1$ кДж/кг:

$$\overline{I}_{\text{о}} = (35,2-16,7)/26,1 = 0,71; \quad \Delta z_{\text{х}} = 116 \arccos 0,71 = 91 \text{ сут}.$$

Годовой расход холода определяем по формуле (XI 22). Для прямоточной системы $a_{\text{н}}=1$, $K'_{\text{х}}=0$, $K_{\text{х}}$ по графику на рис XI 13 для $\overline{I}_{\text{о}}=0,71$ равно 20 Тогда

$$Q_{\text{х г}} = 0,143 \cdot 24\ 5\ 18\,000 \cdot 1,2 \cdot 26,1\ [20-(1-1)\cdot 0] =$$

$$= 1,93 \cdot 10^8 \text{ кДж/год} = 193 \text{ ГДж/год}.$$

По формулам (XI 21) и (XI 19) определием продолжительность периода потребления тепла $\Delta z_{\text{т}}$:

$$\overline{I}_{\text{к}} = (16,7-25,5)/26,1 = -0,34; \quad \Delta z_{\text{т}} = 116 \arccos (-0,34) = 222 \text{ сут}.$$

По формуле (XI 24) определяем годовой расход тепла в воздухоподогревателе I ступени По графику на рис XI 13 при $\overline{I}_{\text{к}}=-0,34$ получаем коэффициент $K_I=195$ Тогда

$$Q_{\text{I г}} = 0,143 \cdot 24\ 5 \cdot 1 \cdot 18\,000 \cdot 1,2\ 26,1 \cdot 195 = 1,89 \cdot 10^9 \text{ кДж/год} = 1890 \text{ ГДж/год}.$$

По формуле (XI 26) определяем среднегодовую разность энтальпии $\Delta I_{\text{II г}}$ при $a''=0$

$$\Delta I_{\text{II г}} = 0,5\ (1-0)\ (53+40,5-35,2-25,5) = 16,4 \text{ кДж/год}.$$

По формуле (XI 25) определяем годовой расход тепла в воздухоподогревателе II ступени, вычислив $\Delta Q_{\text{г}}$ по формуле $\Delta Q_{\text{г}}=L\rho 0,5(I_{\text{в л}}+I_{\text{в з}}-I_{\text{п л}}-I_{\text{п з}})=18000 \cdot 1,2 \cdot 0,5(53+40,5-38,5-30,5)=2,64 \cdot 10^5$ кДж/год:

$$Q_{\text{II г}} = 0,143 \cdot 24 \cdot 5 \cdot 365\ (18\,000 \cdot 1,2 \cdot 16,4 - 2,64 \cdot 10^5) =$$

$$= 5,65 \cdot 10^8 \text{ кДж/год} = 565 \text{ ГДж/год}.$$

Суммарный годовой расход тепла на первый и второй подогрев воздуха

$$Q_{\text{т г}} = Q_{\text{I г}} + Q_{\text{II г}} = 1890 + 565 = 2455 \text{ ГДж/год}.$$

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

По формуле (XI.27) определяем годовые затраты электроэнергии на кондиционирование воздуха с коэффициентом 0,75

$$N_г = 0{,}143 \cdot 0{,}75 \cdot 24 \cdot 5\ (30 \cdot 313 + 225 \cdot 91) = 384{,}36\ \text{МВт·ч/год}.$$

Результаты расчета

Годовые расходы:	
холода, ГДж/год	193
тепла, ГДж/год	2455
электроэнергии, МВт·ч/год	384,36

§ 81. Современные системы управления СКВ

Основными задачами управления СКВ, как было сказано, являются выдерживание режима работы системы, регулирование и стабилизация на заданном уровне параметров воздуха, изменяющихся при воздействии случайных возмущений, оптимизация потребления энергии, а также диспетчеризация, аварийная защита и т. д. На современном этапе системы управления СКВ включают в себя: каскадные системы, системы с регуляторами переменной структуры и т. п.

Комплексное решение задач управления реализуется с помощью автоматизированных систем, основанных на применении микропроцессоров и управляющих вычислительных комплексов.

Каскадные системы. Повышение точности стабилизации параметров микроклимата может быть достигнуто синтезом систем стабилизации с коррекцией по отклонениям от заданных значений параметров воздуха в помещении. Это обеспечивается переходом от одноконтурных систем стабилизации к двухконтурным при реализации каскадных систем. Каскадные системы стабилизации обеспечивают высокое качество регулирования. В этих системах регулирование осуществляется не одним, а двумя регуляторами, причем регулятор, контролирующий основной регулируемый параметр, воздействует не на регулируемый орган объекта, а на задатчик вспомогательного регулятора. Этот регулятор поддерживает на заданном уровне некоторую вспомогательную величину промежуточной точки объекта регулирования. Первый контур называется стабилизирующим, второй корректирующим.

Схема каскадной системы стабилизации непрерывного действия для прямоточной СКВ показана на рис. XI.16. Стабилизация параметров воздуха осуществляется с помощью двух каскадных систем. Первая система обеспечивает стабилизацию температуры воздуха $t_п$ после воздухоподогревателя II ступени с коррекцией по температуре воздуха $t_в$ в объекте регулирования (помещении) путем изменения расхода теплоносителя в воздухоподогревателе (регулятор *P2*). Корректирующее воздействие осуществляется с помощью корректирующего регулятора *P2′*. Во вторую систему стабилизации входит чувствительный элемент температуры точки росы $t_р$, установленный после камеры орошения, регулятор *P1*, управляющий последовательно исполнительными механизмами смесительно-регулирующего клапана *1*, воздухоподогревателя I ступени

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

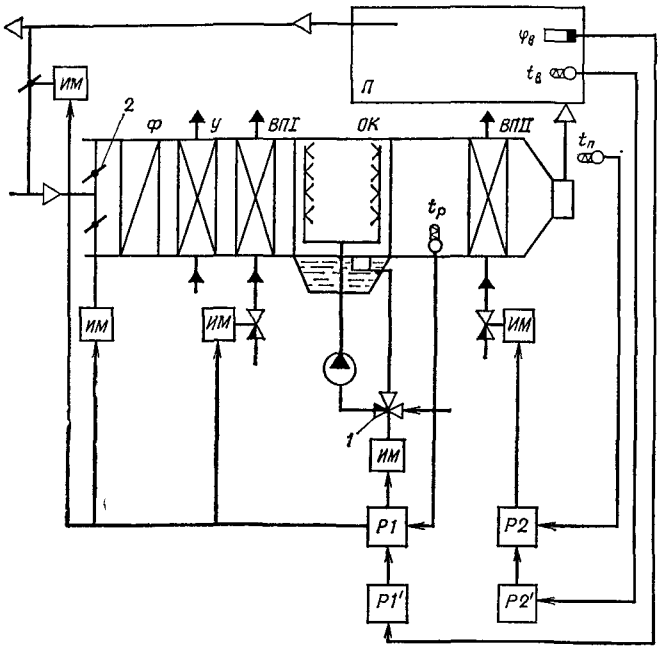


Рис. XI.16. Функциональная схема каскадной системы управления СКВ

ВПI и смесительно-регулирующих воздушных клапанов наружного и рециркуляционного воздуха *2*. Корректирующее воздействие на регулятор *Р1* осуществляется с помощью регулятора влажности *Р1′*, датчик которого установлен в помещении.

Системы с регулятором переменной структуры. Под системой с переменной структурой принято понимать систему, в которой в зависимости от ее состояния в целях получения оптимальных динамических свойств применяются специальные устройства коммутации, приводящие к изменению структуры системы. Как показали исследования [10, 34], использование переменных структур позволяет существенно улучшить динамические свойства системы и, в частности, качество переходных процессов.

Управление СКВ с помощью микропроцессоров (рис.XI.17). Такое управление является наиболее совершенным. Система с микропроцессором реализует способ регулирования по методу оптимальных режимов, рационально используя все возможности системы, и с высокой точностью поддерживает регулируемые параметры на заданном уровне.

Микропроцессор представляет собой вычислительное устройство на больших интегральных микросхемах [10], к которому с помощью специальных устройств подключаются датчики и исполнительные механизмы через аналого-цифровые (АЦП) и цифро-аналоговые (ЦАП) преобразователи. Микропроцессор осуществляет регулирование по заданному алгоритму.

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

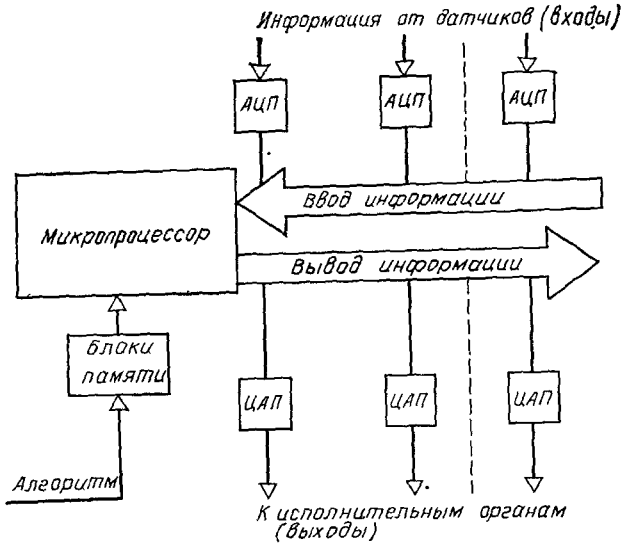


Рис. XI.17. Схема управления СКВ с помощью микропроцессора
ЦАП — цифроаналоговые преобразователи; *АЦП* — аналого-цифровые преобразователи

В алгоритме оптимального управления можно выделить следующие основные операции [34]:

I группа — получение информации о параметрах наружного в внутреннего климата;

II группа — получение информации о текущих значениях теплопоступлений и теплопотерь;

III группа — определение класса тепловлажностных нагрузок, определение текущих координат границ расчетных зон (см. § 42);

IV группа — определение принадлежности текущих параметров наружного климата к расчетной зоне термодинамической модели, формирование команд для включения работы основных агрегатов СКВ;

V группа — определение расчетных параметров воздуха, определение расхода наружного воздуха, настройка регулирующих устройств на расчетный расход наружного воздуха, определение координат состояния воздуха на выходе из основных агрегатов СКВ;

VI группа — обеспечение требуемых расходов наружного воздуха, поддерживание требуемых режимов работы тепломассообменных и смесительных аппаратов, обеспечение требуемых значений общего воздухообмена;

VII группа — сопоставление фактических значений технологических показателей с минимально допустимыми значениями;

VIII группа — оптимизация потребления тепла, холода и электроэнергии;

IX группа — прогнозирование параметров наружного климата и электропотребления СКВ.

Управляющий вычислительный комплекс (УВК) в СКВ. УВК —

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

это мини-ЭВМ, работающая на основе математической модели, воспроизводящей нестационарный тепловой и воздушный режимы здания с учетом текущих метеорологических условий и прогноза возможного их изменения, а также реального технологического режима эксплуатации здания. Применение УВК является эффективным способом управления системой кондиционирования микроклимата. Он обеспечивает высокую точность поддержания заданных параметров микроклимата, оптимальные режимы работы системы и экономию энергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Баркалов Б В, Карпис Е Е* Кондициоиирование воздуха в промышлениых, общественных и жилых зданиях 2-е изд — М Стройиздат, 1982 312 с.
2. ***Берлинер М. А.*** Измерения влажности. — М.: Энергия, 1973. 400 с.
3. *Богословский В Н* Строительная теплофнзнка. Уч. для вузов, 2 е изд — М.: Высшая школа, 1982. 415 с.
4. ***Богословский В. Н., Кувшинов Ю. Я.*** Годовые затраты тепла и холода системами кондициоиирования мнкроклимата. — Инф. вып./ГПИ Саитехпроект, М, 1968, № 6, с 1—56
5 *Богословский В Н, Новожилов В И, Симаков Б Д, Титов В П* Отопление н вентиляция. Уч. для вузов. II. Вентиляция. — М.: Стройиздат, 1976. 439 с.
6 ***Богословский В Н., Поз М. Я.*** Теплофизические основы утилнзаторов тепла систем отопления, вентиляция и кондиционирования воздуха — М Стройиздат, 1983 320 с.
7. *Гоголин А. А.* Коидиционироваиие воздуха в мясной промышлениости. — М. Пищевая промышлеиность, 1966. 240 с.
8. *Гримитлин М. И.* Распределение воздуха в помещениях. — М Стройиздат, 1982 164 с
9 *Губернский Ю Д, Кореневская Е И* Гигиенические основы кондиционирования микроклимата жилых и общественных зданий — М Медицина, 1978 192 с.
10 *Давыдов Ю С, Нефелов С В* Техника автоматического регулирования в системах вентиляции и кондиционирования воздуха — М Стройиздат 1984 388 с
11 *Данилова Г Н, Богданов С Н, Иванов О П* Теплообменные аппараты холодильных установок — Л Машиностроение, 1973 328 с
12. ***Дегтярев В. Н., Баркалов Б. В., Архипов Г. В., Павлов Р. В.*** Кондиционирование воздуха. — М.: Госстройиздат, 1953, 517 с.
13 *Зусманович Л М.* Оросительные камеры устаиовок искусственного микроклимата — М.: Машиностроеиие, 1967, 110 с.
14 *Ионин А. А., Хлыбов Б М., Братенков В. Н, Терлецкая Е Н* Теплоснабжение Уч для вузов — М.: Стройиздат, 1977, 336 с.
15 *Карпис Е Е.* Повышение эффективности работы систем кондиционироваиия воздуха — М Стройиздат, 1977, 192 с.
16. *Кейс В И, Лондон А. Л.* Компактные теплообмениики. Пер с англ — М.: Энергия, 1967, 222 с
17 *Кокорин О. Я* Установки коидиционироваиия воздуха. — М.: Машиностроение, 1978, 264 с.
18. *Кокорин О Я, Ставицкий Л И., Кронфельд Я. Г.* Кондиционирование воздуха в многоэтажных зданиях — М Стройиздат, 1981 184 с
19. *Кондиционеры* Каталог-справочник. — М.. Изд. ЦНИИТЭСтроймаша. 1981 320 с
20. *Константинова Е. В* Воздушно-тепловой режим в зданиях повышенной этажности — М: Стройиздат, 1969, 135 с
21. *Креслинь А. Я* Автоматическое регулироваиие систем кондиционироваиия воздуха — М Стройиздат, 1972, 96 с.
22. *Лариков Н. Н* Общая теплотехника Уч. для вузов — М Стройиздат, 1966, 448 с

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

23 *Мальгина Е В, Мальгин Ю В, Суедов В П* Холодильные машины и установки — М Пищевая промышленность, 1980 272
24 *Миронов Л М, Шилкин А. А, Вьюшкина С П* Влияиие положительной и отрицательной аэронизации на умственную и физическую работоспособиость учащихся — В кн Физнолого гигиенические основы режима труда и отдыха учащихся технических училищ — Л, 1980, с 37—44
25 *Михеев М А, Михеева И М* Основы теплопередачи — М Эиергия, 1977, 343 с
26 *Мойер Д, Фиттц Р* Кондиционирование воздуха /С доп проф П Н Каменева — М — Л Пищепромиздат, 1940, 442 с
27 *Наладка* и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха Справ пособие /Под ред Б А Журавлева — М Стройиздат, 1980, 448 с
28 *Нестеренко А В* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха — М Высшая школа, 1971, 460 с
29 *Орлов А И* Русская отопительно вентиляционная техника — М Стройиздат, 1950, 222 с
30 *Пекер Я Д, Мардер Е Я* Справочник по оборудованию для кондиционирования воздуха — Киев Будівельник, 1974, 232 с
31 *Пирумов А И* Обеспыливание воздуха — М Стройнздат, 1981, 496 с
32 *Прохоров В И* Системы кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами — М Стройиздат, 1980, 176 с
33 *Руководящий* матернал по типовым центральным кондиционерам КТЦ Ч I и II Харьков, 1979
34 *Рымкевич А А, Халамейзер М Б* Управление системами кондиционирования воздуха — М Машиностроение, 1977, 214 с
35 *Санитарно* гигиенические нормы допустимых уровней ионизации воздуха производственных и общественных помещений — М Миндрав СССР 1980
36 *Сенатов И Г* Санитариая техника в общественном питании Уч для вузов — М Экономика, 1973, 204 с
37 *Справочник* проектировщика Внутренние санитарно технические устройства Ч II Вентиляция и кондиционирование воздуха — М Стройиздат, 1978, 510 с
38 *Стефанов Е В, Бялый Б И, Динцин В А* Исследование процессов тепло- и массообмена в камерах орошения центральиых кондиционеров — В кн Вентиляцня и кондиционирование воздуха (Межвузовский научно технический сб Рижского политехн ин та) 1973 № 6 с 190—193
39 *Стефанов Е В, Коркин В Д* Особениости тепло- и массообмена в оросительных камерах кондиционирования воздуха — Л 1969, 35 с
40 *Строительные* нормы и правила Нормы проектированиия Отопление, веитиляция и кондиционирование воздуха СНиП 11 33 75* — М Стройиздат, 1982, 96 с
41 *Холодильные* машины Справочник /Под ред А В Быкова — М Легкая и пищевая промышленность 1982 224 с
42 *Щекин И Р, Еремин Л. С, Куликов Г С* К вопросу определения технического уровня автономных кондиционеров с воздушным охлаждением конденсатора — Тр ин та /ВНИИКондиционер Харьков, 1976, вып 5, с 3—8
43 *Юрманов Б Н* Автоматизация систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха — М Стройнздат 1976 213 с
44 *Hausler W* Entwicklungsstand und Einsatzmöglichkeiten der Warmepumpe VI Warmetechnische Tagung, Teil I Wärmepumpen, Karl-Marx Stadt,1978, S 6—28
45 *Kraft G* Lehrbuch der Heizungs — Lüftlangs und Klimatechnik B 1 u 2 Berlin Verlag Th Stein Korh 1976 340 с
46 *Stoecker W* Design of Thermal Systems N Y(Mc Graw Hill Book Company, 1971, 210 с

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

А

Абсорбент 153
Абсорбер 154, 260
Абсорбция 244
Автоматизация процессов регулирования 347
Агенты холодильные 247, 317
Агрегат вентиляторный 218
Адсорбент 65, 158, 243
Адсорбция 65, 158
Амплитуды годовые 337
Аппараты теплообменные контактные 193
— — поверхностные 203
— термоэлектрические холодильные 246

Б

Байпас 125
Байпасирование воздуха 125
Баланс помещения тепловой 340
Блок тепло- и массообмена 210

В

Вентиль терморегулирующий 242
Вентиляция 20
Влагосодержание воздуха 32
Влажность воздуха 32
— — относительная 32
Воздух атмосферный 30
— влажный, свойства, состав 30
Воздухонагреватель 205
— I и II ступени подогрева 122
Воздухообмен минимальный 22, 134
— по избыткам влаги 124
— — — полного тепла 124
Воздухоохладитель 212

Г

Гелиоприемник 321
Гигрометр 38, 40
Градиент температуры 24
Градирня 131, 268, 285
Графики регулирования 342

Д

Давление барометрическое 31
— парциальное 31
Десорбция 153
Диаграмма I—d 34
— I—d равновесного состояния воздуха над поверхностью раствора хлористого лития 63
— I—x 34
— психрометрическая 54
— фазового состояния раствора 62

З

Защита воздухонагревателей от замерзания 346

И

Изменения параметров годовые 334, 336
— — суточные 334
Изоэнтальпийный процесс 44, 47
Ингибитор 78
Испаритель 257
Использование энергии солнечной радиации 318
Источники тепла 271
— холода 240
— — естественные 240
— — искусственные 241

К

Камера орошения 193
Каплеуловитель 194
Клапан воздушный регулирующий 218
Классификация систем кондиционирования воздуха 26
Компрессор 252
Конденсатор 256
Кондиционер 191
— местный автономный 236
— — неавтономный 228
— центральный 191
Кондиционер-доводчик эжекционный 218
Кондиционирование воздуха 20
— — комфортное 29
— — комфортно-технологическое 29
— — технологическое 29
Контур регулирования 341, 348
Концентрация раствора 62, 77
Коррекция 350
Коэффициент обеспеченности 15
— орошения 112, 196
— теплообмена 109
— теплопередачи 205, 214
— угловой луча (линии) процесса 42
— эффективности 111
Критерий Нуссельта 95
— Фурье 95
— — модифицированный 95

Л

Луч (линия) процесса изменения состояния воздуха 41

М

Метод регулирования количественный 345
— — по оптимальному режиму 345
— — — точке росы 343
Микроклимат помещения 10

Н

Нагревание воздуха 43

О

Отклонения параметров воздуха 16
Охлаждение испарительное косвенное 127
— — прямое 122, 233
Очистка воздуха 216

П

Параметры воздуха в помещении допустимые 16
— — — — оптимальные 16
— — — — расчетные 13
— — наружного 18
— — обработанного в контактных аппаратах 56
— — — — поверхностных теплообменниках 45
— — приточного 23
— — удаляемого 24
Перенос молекулярный 83
— молярный 82
Плотность воздуха 31
— — влажного 32
Поддон 193
Показатель температурный 206
Потенциал влажности 80
Приборы для измерения влажности воздуха 38
Продолжительность потребления тепла 355
— — холода 355
— — электроэнергии 356
Производительность системы кондиционирования воздуха 124
Противоток 59, 92
Процесс адиабатного (изоэнтальпийного) охлаждения воздуха 47
— обработки воздуха водой в контактных аппаратах 56

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

— — — в поверхностных теплообменниках 45
— — — жидкими сорбентами 60
— — — паром 47
— — — твердыми сорбентами 65
— политропический 48
— смешения воздуха 49
Психрометр 38

Р

Растворы 62, 73, 77
Расчет контактных аппаратов 108, 198
— поверхностных теплообменников 212
Расход воды 124
— воздуха 124
— тепла 135
— холода 135
Регулирование систем кондиционирования воздуха 334
— — — — количественное 345
— — — — по оптимальному режиму 334
— — — — — точке росы 343
Регуляторы 348
Режим помещения тепловой 339
— теплого периода года 122, 133
— холодного периода года 144
Рекуператоры воздухо-воздушные 291
Рециркуляция воздуха 120

С

Сепаратор оросительной камеры 194
Система кондиционирования воздуха 24
— — — бескомпрессорная 132
— — — двухканальная 179
— — — двухступенчатого испарительного охлаждения 235, 262
— — — испарительная 122, 233
— — — классификация 26
— — — круглогодовая 170
— — — местная 188
— — — местно-центральная 176
— — — многозональная 174
— — — прямоточная 133
— — — с политропическим охлаждением и осушкой 133
— — — структурная схема 24
— — — центральная 170
— — микроклимата 6
— теплоснабжения установок кондиционирования воздуха 271
— холодоснабжения 275
— — двухтрубные 275
— — трехтрубные 281
— — четырехтрубные 283
Смешение воздуха 49
Состояние воздуха тепловлажностное 30
— системы равновесное 90
Схема организации воздухообмена 23

Т

Температура воды (поверхности) условная 115
— мокрого термометра 37
— помещения 14
— приточного воздуха 23
— смеси 49
— точки росы 37
— удаляемого воздуха 24
Теплоемкость водяного пара 33
— воздуха влажного 33
— — сухого 33
Теплота парообразования 33
Ток параллельный (прямоточное движение) 58, 90
Точка криоскопического состояния 62
Труба вихревая 245
— тепловая 305

У

Увлажнение воздуха 47
Уравнение состояния газа 31
Условия комфортные 13
Установки кондиционирования воздуха 191
— теплонасосные 314
— холодильные 241
— — абсорбционные 243, 259
— — парокомпрессионные 242
Утилизаторы тепла 288
— — регенеративные воздухо-воздушные 307
— — с промежуточным теплоносителем 298
Утилизация тепла 288

Ф

Факторы микроклимата 10
Фильтр воздушный 216

Ч

Число Льюиса 82

Э

Экономия энергии 287
Энтальпия водяного пара 33
— воздуха влажного 33
— — сухого 33

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Введение 6

Глава I. **Санитарно-гигиенические и технологические основы кондиционирования воздуха** 10

§ 1. Факторы, определяющие внутренние условия кондиционируемых помещений зданий различного назначения 10
§ 2. Расчетные внутренние условия кондиционируемых помещений . . 13
§ 3. Характеристика и расчетные параметры наружного климата для систем кондиционирования воздуха 18
§ 4. Роль систем кондиционирования воздуха в общей системе кондиционирования микроклимата 20
§ 5. Требования к системам кондиционирования воздуха 21
§ 6. Определение требуемого для СКВ количества наружного воздуха и выбор схем организации воздухообмена 22
§ 7. Структурная схема системы кондиционирования воздуха 24
§ 8. Классификация систем кондиционирования воздуха 26

Глава II. **Свойства влажного воздуха и процессы изменения его состояния** 30

§ 9. Свойства влажного воздуха 30
§ 10. *I—d*-диаграмма влажного воздуха 34
§ 11. Определение влажности воздуха 38
§ 12. Построение на *I — d*-диаграмме процессов изменения состояния влажного воздуха 41
§ 13. Процессы нагрева и охлаждения 45
§ 14. Процессы адиабатного (изоэнтальпийного) увлажнения . . . 47
§ 15. Изотермический процесс увлажнения 47
§ 16. Политропические процессы тепло- и влагообмена 48
§ 17. Процессы смешения 49
§ 18. Приближенный аналитический метод расчета изменения тепловлажностного состояния воздуха в процессе его кондиционирования 50
§ 19. Психрометрическая диаграмма 54
§ 20. Процессы тепло- и влагообмена между воздухом и водой . . . 56
§ 21. Тепло- и массообмен между влажным воздухом и растворами солей 60
§ 22. Тепло- и массообмен между влажным воздухом и твердыми сорбентами 65
§ 23. Аэроионный режим воздушной среды 68

Глава III. **Состояние рабочих сред и процессы тепло- и массообмена в аппаратах кондиционирования воздуха** 73

§ 24. Общая постановка задачи 73
§ 25. Термодинамика состояния рабочих сред тепло- и массообменных аппаратов кондиционирования 74
§ 26. Физико-математическое описание задачи тепло- и массопереноса в рабочих средах 78
§ 27. Взаимное влияние и особенности тепло- и массопередачи между рабочими средами в аппаратах кондиционирования 81
§ 28. Виды и модели тепло- и массопередачи в аппаратах кондиционирования 87
§ 29. Предельные равновесные состояния рабочих сред в тепло- и массообменных аппаратах 90
§ 30. Безразмерные параметры и обобщенные характеристики процесса тепло- и массопередачи в аппаратах кондиционирования воздуха . . 92
§ 31. Тепло- и массопередача в аппаратах при установившемся режиме 96
§ 32. Нестационарный тепло- и массоперенос в аппаратах кондиционирования воздуха 105

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru/

§ 33. Расчет тепло- и массобменных аппаратов на ЭВМ 107
§ 34. Методы расчета тепло- и массобменных аппаратов 108

Глава IV. **Основные процессы кондиционирования воздуха в центральных СКВ** 120

§ 35. Общие сведения о способах тепловлажностной обработки кондиционируемого воздуха 120
§ 36. Кондиционирование воздуха на основе применения адиабатного (изоэнтальпийного) охлаждения 122
§ 37. Кондиционирование воздуха на основе применения внешних источников холода в теплый период года 133
§ 38. Кондиционирование воздуха в холодный период года 144
§ 39. Кондиционирование воздуха с применением жидких абсорбентов 153
§ 40. Кондиционирование воздуха с применением твердых адсорбентов 157
§ 41. Процессы вентиляции и кондиционирования воздуха в смежных помещениях с различным характером выделения вредностей 161
§ 42. Исходные положения для выбора технологических схем центральных систем кондиционирования воздуха 164

Глава V. **Принципиальные схемы и решения СКВ в зданиях различного назначения** 168

§ 43. Общие принципы решений 168
§ 44. СКВ для помещений значительных размеров 169
§ 45. СКВ для многокомнатных зданий 179
§ 46. СКВ для отдельных помещений здания 188

Глава VI. **Центральные УКВ. Основное оборудование и методы расчета** 191

§ 47. Центральные установки кондиционирования воздуха 191
§ 48. Контактные аппараты для обработки воздуха в УКВ 193
§ 49. Контактные аппараты с орошаемой насадкой и пенного типа . . 199
§ 50. Устройство поверхностных теплообменников и методы их расчета 203
§ 51. Устройства для очистки, регулирования и перемещения воздушного потока 216
§ 52. Местные неавтономные эжекционные кондиционеры-доводчики 219

Глава VII. **Местные СКВ. Основное оборудование и методы расчета** 228

§ 53. Местные СКВ на базе неавтономных УКВ 228
§ 54. Местные СКВ на базе неавтономных вентиляторных кондиционеров-доводчиков 232
§ 55. Местные СКВ на базе испарительных кондиционеров 233
§ 56. Местные СКВ на базе автономных кондиционеров 236

Глава VIII. **Источники холодоснабжения СКВ** 239

§ 57. Структурные схемы и классификация источников холодоснабжения СКВ 239
§ 58. Природные и искусственные источники холода 240
§ 59. Конструктивные особенности и подбор оборудования парокомпрессионных холодильных машин 247
§ 60. Конструктивные особенности абсорбционных холодильных машин 259
§ 61. Методы испарительного охлаждения воздуха 260
§ 62. Комбинированная схема охлаждения воздуха 263

Глава IX. **Холодо- и теплоснабжение аппаратов СКВ** 266

§ 63. Холодоснабжение от центральных холодильных станций . . . 266
§ 64. Холодо- и теплоснабжение центральных СКВ 269
§ 65. Холодо- и теплоснабжение местных и местно-центральных СКВ 275
§ 66. Оборотное водоснабжение конденсаторов холодильных машин 285

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/

Глава X **Эффективное использование и экономия энергии в СКВ** 287

§ 67 Повышение эффективности использования энергии в СКВ 287
§ 68 Классификация теплоутилизаторов и их термодинамические показатели 288
§ 69 Воздухо-воздушные рекуператоры 291
§ 70 Установки утилизации тепла с промежуточным теплоносителем 298
§ 71 Регенеративные воздухо воздушные утилизаторы 307
§ 72 Тепловые насосы 314
§ 73 Использование энергии солнечной радиации для кондиционирования воздуха 318
§ 74 Эффективность и технико экономическая целесообразность систем утилизации тепла в СКВ 328

Глава XI. **Режим работы, регулирование и управление СКВ** 334

§ 75 Основные положения 334
§ 76 Годовые изменения параметров климата 336
§ 77 Изменение теплового состояния помещения и характеристик процесса кондиционирования в течение года 339
§ 78 Анализ годового режима работы СКВ и выбор контуров регулирования 341
§ 79 Автоматизация процессов регулирования работы СКВ 347
§ 80 Годовые затраты энергии СКВ 355
§ 81 Современные системы управления СКВ 358

Список литературы 361
Предметный указатель 363

Электронная библиотека http //tgv khstu ru/