

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Владимирский государственный университет  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

С. В. УГОРОВА

# КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ

Курс лекций



Владимир 2015

УДК 62.8.84  
ББК 38.762.3  
У26

Рецензенты:

Кандидат технических наук  
профессор кафедры строительного производства  
Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых  
*К. А. Дубов*

Кандидат технических наук  
начальник проектно-сметного отдела ООО «Климат-Сервис»  
*А. А. Сущинин*

Печатается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

**Угорова, С. В.**

У26      Кондиционирование воздуха и холодоснабжение : курс лекций / С. В. Угорова ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2015. – 128 с.  
ISBN 978-5-9984-0584-6

Приведены лекции по дисциплине «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение», список рекомендуемой литературы, тесты для контроля знаний студентов. Разработаны с учетом требований ЕСКД, ЕСТПП и стандартов.

Предназначен для бакалавров 2 – 3-го курсов, обучающихся по направлению 270800.62 «Строительство» профиль «Теплоснабжение и вентиляция» всех форм обучения.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС 3-го поколения.

Табл. 7. Ил. 50. Библиогр.: 10 назв.

УДК 62.8.84  
ББК 38.762.3

ISBN 978-5-9984-0584-6

© ВлГУ, 2015

## ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» относится к вариативной части профессионального цикла обязательных дисциплин профиля «Теплогазоснабжение и вентиляция».

При изучении дисциплины студент должен:

### **Знать:**

- основные положения, полученные студентами в курсах естественнонаучных и общетехнических дисциплин: информатики, механики жидкости и газа, теоретических основ теплотехники, а также профессиональных: архитектуры, основ обеспечения микроклимата здания и других;
- фундаментальные основы высшей математики, включая линейную алгебру и математический анализ;
- основы термодинамической эффективности теплового оборудования и теплообменные процессы.

### **Уметь:**

- проводить формализацию поставленной задачи на основе современного математического аппарата;
- пользоваться справочной технической литературой.

### **Владеть:**

- первичными навыками и основными методами решения математических задач.

Дисциплины, для которых курс «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» является предшествующим, считаются дисциплинами профильной направленности.

Процесс изучения дисциплины «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» направлен на формирование следующих компетенций:

- способность выявлять естественнонаучную сущность проблем, возникающих в ходе профессиональной деятельности, привлекать для их решения соответствующий физико-математический аппарат (ПК-2);

- владеть основными законами геометрического формирования, построения и взаимного пересечения моделей плоскости и пространства, необходимыми для выполнения и чтения чертежей зданий, сооружений, конструкций, составления конструкторской документации и деталей (ПК-3);
- владеть основными методами, способами и средствами получения, хранения и переработки информации, навыками работы с компьютером как средством управления информацией (ПК-5);
- знать нормативную базу в области инженерных изысканий, принципы проектирования зданий, сооружений, инженерных систем и оборудования, планировки и застройки населённых мест (ПК-9);
- владеть методами проведения инженерных изысканий, технологией проектирования деталей и конструкций в соответствии с техническим заданием с использованием стандартных прикладных расчетных и графических программных пакетов (ПК-10);
- обладать научно-технической информацией, отечественным и зарубежным опытом по профилю деятельности (ПК-17);
- владеть математическим моделированием на базе стандартных пакетов автоматизации проектирования и исследований, методами постановки и проведения экспериментов по заданным методикам (ПК-18);
- знать правила и технологии монтажа, наладки, испытания и сдачи в эксплуатацию конструкций, инженерных систем и оборудования строительных объектов, образцов продукции, выпускаемой предприятием (ПК-20).

В результате освоения дисциплины студент должен:

**Знать:**

- характерные процессы изменения состояния влажного воздуха и их построение на  $i-d$ -диаграмме влажного воздуха;
- модели тепло- и массообмена в аппаратах системы кондиционирования воздуха (СКВ);
- принципиальные решения СКВ для зданий разного назначения и планировки;
- конструкцию вспомогательных и функциональных блоков центрального кондиционера и методы их расчета и подбора;
- схемы тепло- и холодоснабжения СКВ и принципы их выбора;

- способы получения искусственного холода и расчета парокомпрессионной холодильной машины.

**Уметь:**

- определять нагрузки на СКВ, расход приточного воздуха в СКВ;
- выбирать технологическую схему обработки воздуха в СКВ с учетом особенностей здания в соответствии с исходными данными и принципами энергосбережения;
- выполнять расчет и подбор функциональных блоков центрального кондиционера;
- выбирать схему тепло- и холодоснабжения СКВ;
- рассчитывать парокомпрессионную холодильную машину;
- проводить в лабораторных условиях испытания кондиционера с целью получения основных параметров его работы.

**Владеть:**

- методами работы с каталогами центральных кондиционеров, программами для подбора оборудования и центральных кондиционеров;
- приемами работы с диаграммой влажного воздуха, диаграммой холодильных агентов, каталогами холодильных машин;
- способностью применения полученных теоретических знаний и практических навыков при проектировании, монтаже, эксплуатации систем кондиционирования воздуха.

## Лекция 1. ВВЕДЕНИЕ В ДИСЦИПЛИНУ

### План лекции

- а) Определение кондиционирования воздуха.
- б) Комфортное и технологическое кондиционирование воздуха.
- в) Принципиальная схема кондиционирования воздуха.
- г) Структурная схема системы кондиционирования воздуха.

**Определение кондиционирования воздуха.** Кондиционирование воздуха – автоматическое поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения) с целью обеспечения главным образом оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса, обеспечения сохранности ценностей.

Кондиционирование воздуха следует осуществлять:

- для обеспечения параметров микроклимата и чистоты воздуха, требуемых для технологического процесса по заданию на проектирование; при экономическом обосновании или в соответствии с требованиями специальных нормативных документов;

- для обеспечения параметров микроклимата в пределах оптимальных норм (всех или отдельных параметров) по заданию на проектирование;

- для обеспечения необходимых параметров микроклимата в пределах допустимых норм, когда они не могут быть обеспечены вентиляцией в теплый период года без применения искусственного охлаждения воздуха.

При кондиционировании скорость движения воздуха допускается принимать в обслуживаемой или рабочей зоне помещений (на постоянных и непостоянных рабочих местах) в пределах допустимых значений.

Кондиционирование осуществляется комплексом технических средств, называемым системой кондиционирования воздуха (СКВ). В состав СКВ входят технические средства приготовления, перемеще-

ния и распределения воздуха, приготовления холода, а также средства хладо- и теплоснабжения, автоматически, дистанционного управления и контроля. СКВ больших общественных и производственных зданий должны обслуживаться комплексными автоматизированными системами управления.

Основное оборудование для приготовления и перемещения воздуха агрегируется в аппарат, называемый кондиционером. В отдельных случаях все технические средства для кондиционирования воздуха смонтированы в кондиционере, тогда понятие СКВ и кондиционер становятся однозначными.

**Комфортное и технологическое кондиционирование воздуха.** Кондиционирование воздуха подразделяется на комфортное и технологическое.

Комфортное кондиционирование предназначено для создания и автоматического поддержания температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, отвечающих оптимальным санитарно-гигиеническим требованиям.

Технологические СКВ предназначены для обеспечения параметров воздуха, в максимальной степени отвечающих требованиям производства.

Технологическое кондиционирование в помещениях, где находятся люди, осуществляется с учетом санитарно-гигиенических требований.

Основные санитарно-гигиенические требования регламентируются ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны»; СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование»; ГОСТ 30494 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»; СНиП 31-03-2001 «Производственные здания»; СНиП 31-06-2009 «Общественные здания и сооружения» и другими материалами.

Технология одних производств выдвигает требования точного поддержания температуры воздуха в помещении (прецизионные цеха, инструментальные, лаборатории контроля качества и т.д.). В других производственных помещениях требуется заданное поддержание относительной влажности воздуха (текстильные производства, изготовление фото – киноплёнки, полиграфическое дело и т.д.). Производство таких пищевых продуктов, как пиво, вино, хлеб, кондитерские изделия, молоко, мясо, рыба и т.д. требует поддержание комплекса параметров температуры, относительной влажности воздуха. Технология

особых производств (фармакология, производство продуктов питания, электронных микросхем и т.д.) предполагает высокую чистоту воздуха.

Особое значение имеет поддержание температуры и относительной влажности воздуха в музеях, архивах, библиотеках для сохранения памятников культуры, старинной мебели, ценных книг, рукописей, тканей и т.д.

### **Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха.**

Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха представлена на рис. 1. Приточный воздух выполняет функцию регулирующего воздействия на тепловлажностное состояние помещения. Изменяется также температура и относительная 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 воздухозаборное устройство (см. рис. 1).

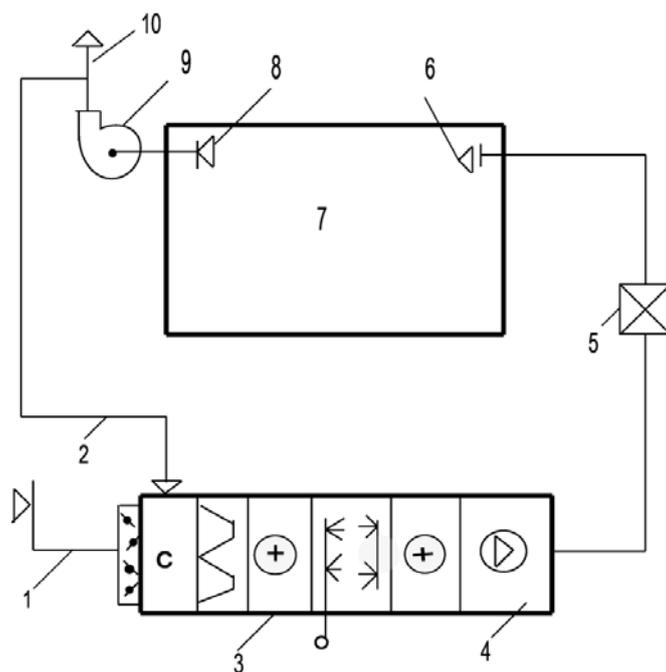


Рис. 1. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха: 1 – воздухозаборное устройство; 2 – рециркуляционный воздуховод; 3 – установка кондиционирования воздуха; 4 – приточный вентилятор; 5 – доводчик; 6 – система распределения воздуха; 7 – помещение; 8 – система удаления воздуха; 9 – вытяжной вентилятор; 10 – канал для выброса воздуха

В кондиционере он очищается в фильтрах, смешивается, если это целесообразно, с рециркуляционным воздухом, проходит регулирующую тепловлажностную обработку в специальных секциях. По пути в помещение 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 удаляется из помещения вытяжным вентилятором в атмосферу, а частично направляется на рециркуляцию в кондиционер.

**Структурная схема системы кондиционирования воздуха.** Основными элементами схемы СКВ (рис. 2) являются 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.

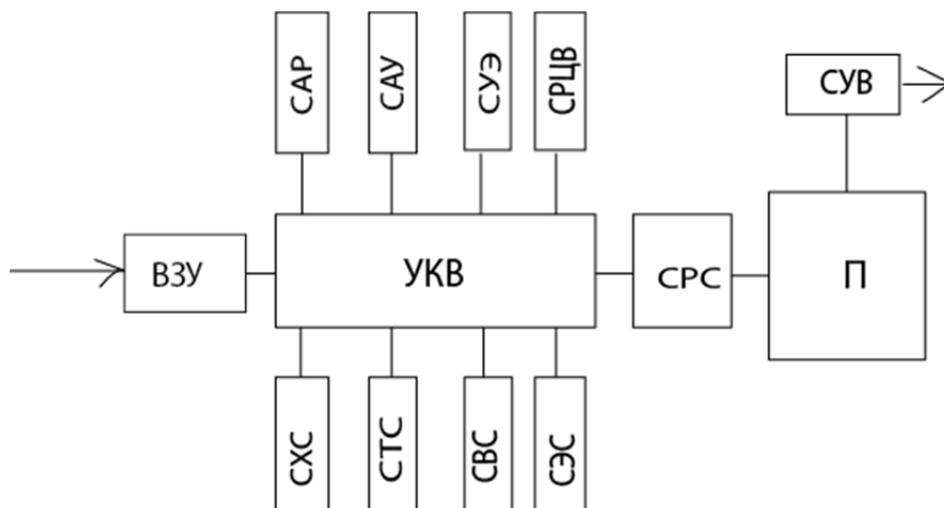


Рис. 2. Структурная схема системы кондиционирования воздуха: ВЗУ – воздухозаборное устройство; П – помещение; САР – система автоматического регулирования; САУ – система автоматического управления; СРВ – система распределения воздуха; СРЦВ – система рециркуляции воздуха; СТС – система теплоснабжения; СУВ – система удаления воздуха; СУЭ – система утилизации энергии; СХС – система холодоснабжения; СЭС – система энергоснабжения; УКВ – система кондиционирования воздуха

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 расходе энергии должна иметь систему автоматизированного управления.

Из рассмотрения принципиальной и структурной схем СКВ [7] следует, что весь комплекс ее технических устройств можно представить в виде двух взаимосвязанных контуров (рис. 3).

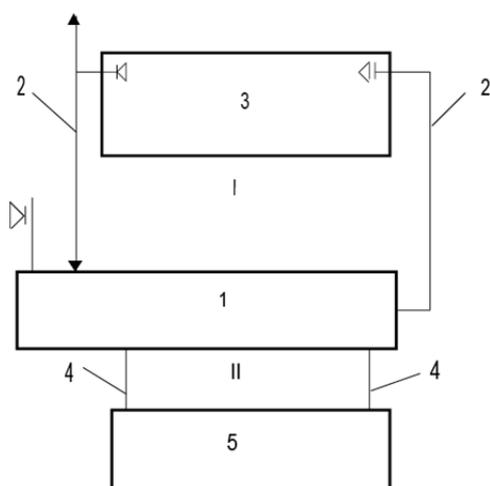


Рис. 3. Главный I и дополнительный II контуры системы кондиционирования воздуха: 1 – установка кондиционирования воздуха; 2 – система воздуховодов и устройств для забора, распределения, удаления и рециркуляции воздуха; 3 – помещение; 4 – распределительные сети СХС, СВС, СТС, СЭС; 5 – генераторы тепла и холода, системы подачи воды и электроэнергии

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, 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 воздуха; распределительной системы тепло- и холодоснабжения; источников тепла и холода (теплообменники, холодильная установка).

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

## Тесты

Для чего предназначены технологические СКВ.

1. Для обеспечения параметров воздуха, в максимальной степени отвечающих требованиям производства.

2. Для создания санитарно-гигиенических условий, необходимых для нахождения людей.

3. Для создания условий, отвечающих требованиям СНиП 41-01-2003.

Сколько взаимосвязанных контуров существует в принципиальной и структурной схемах СКВ?

1. Не существует ни одного контура.

2. Существует два контура.

3. Существует четыре контура.

Для чего применяется рециркуляция воздуха в СКВ?

1. С целью увеличения кратности.

2. С целью экономии расхода воды.

3. С целью экономии тепла или холода.

Используются ли в центральных СКВ поверхностные воздухоохладители?

1. Да, в блоках теплообмена.

2. Да, в оросительных камерах.

3. Да, если температура наружного воздуха больше 30 °С.

4. Нет, они вообще в СКВ не применяются.

## **Лекция 2. ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

### **План лекции**

а) Санитарно-гигиенические требования.

б) Строительно-монтажные и архитектурные требования.

в) Эксплуатационные требования.

г) Экономические требования.

е) Технические требования.

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

**Санитарно-гигиенические требования.** В соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями в обслуживаемых помещениях системы кондиционирования воздуха должны обеспечивать заданные внутренние условия: температуру, относительную влажность, га-

зовый 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.** Строительно-монтажные и архитектурные требования включают в себя сокращение площадей для оборудования систем кондиционирования и их элементов; эстетическую увязку элементов системы кондиционирования с интерьером помещений, обеспечение минимальных затрат времени на монтаж, испытание и наладку систем с возможностью пазонного ввода их в эксплуатацию; увязку работ по сооружению конструкции зданий с монтажом систем кондиционирования; звуко- и виброизоляцию, а также противопожарные мероприятия.

Строительно-монтажные и архитектурные требования, связанные с размещением в здании основных и вспомогательных систем кондиционирования воздуха, необходимо учитывать при планировке здания, разработке интерьеров и оформлении фасадов. Система кондиционирования воздуха и ее подсистемы в большей или меньшей степени требуют места для установки оборудования и прокладки инженерных коммуникаций (воздуховодов, трубопроводов, электрических проводов) и, таким образом, занимают строительный объем и должны предусматривать возможность обслуживания. Это могут быть отдельные помещения для размещения центральных установок в подвале, на техническом этаже под крышей или между этажами, площадки на крыльце или во дворе здания, пространство подшивного потолка, фальшпола. Отдельные элементы СКВ – воздухораспределители, внутренние блоки, фанкойлы, панели отопления и охлаждения – всегда будут видимы в помещении. Эти элементы должны гармонировать с интерьером, не должны быть источником шума в помещении. Часть элементов (чиллеры, конденсаторы, воздухозаборные устройства, наружные блоки, охладители конденсаторов и т.д.) оказываются видимыми снаружи здания, влияют на оформление фасадов здания. Также при этом необходимо, чтобы статические и динамические

нагрузки от оборудования СКВ не превышали максимально допустимой нагрузки для несущих конструкций перекрытия, фундаментов или отдельных площадок для размещения оборудования, габаритные размеры оборудования должны быть согласованы с размерами монтажных проемов.

**Эксплуатационные требования.** Разнообразны и эксплуатационные требования, в которые входят легкость переключения с одного режима работы на другой (в том числе и на оптимальное функционирование); блокировка системы с целью обеспечения возможности ее функционирования 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 воздухопроводов, запорно-регулирующих устройств и других элементов.

Эксплуатационные требования заключаются в надежности и управляемости системы. Надежность работы СКВ особенно важна при технологическом кондиционировании воздуха, когда недопустимы отказы по условиям протекания технологического процесса. Надежность зависит от типа системы и ее подсистем. Надежность – это свойство объекта, выполняющего заданные функции, сохранять во времени свои эксплуатационные показатели в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования.

Надежность системы, состоящей из отдельных групп элементов (центральный кондиционер, холодильная машина, теплообменники, насосные станции и т.д.), можно рассматривать как в целом, так и ее отдельные элементы (вентиляторы, фильтры, компрессоры и т.д.). Отказ даже небольшого элемента может привести к полному отказу системы. Для повышения надежности следует предусматривать резервирование оборудования или его отдельных элементов: электродвигателей, компрессоров и т.д.

**Экономические требования.** Экономические требования предполагают разумные затраты средств на функционирование СКВ. Затраты складываются из единовременных и эксплуатационных затрат. Единовременные затраты включают стоимость СКВ, источников теп-

лоты, холода, системы водоподготовки, системы тепло- и холодно-снабжения, электроснабжения, автоматического регулирования, строительного объема, занимаемого основным оборудованием и вспомогательными элементами. Эксплуатационные затраты состоят из стоимости электрической и тепловой энергии, стоимости топлива, воды и водоподготовки, стоимости ремонта и межремонтного обслуживания, амортизации оборудования, непосредственно связанной с ожидаемым сроком службы системы, заменой оборудования или ее отдельных компонентов, стоимости обслуживания и т.д.

Применение элементов системы кондиционирования воздуха, обеспечивающих экономию электроэнергии и топлива, – энергосберегающие вентиляторы, чиллеры, насосы, оборудование регенерации теплоты удаляемого воздуха, использование потенциала наружного климата, тепловых насосов, аккумуляторов теплоты – неизбежно связано с увеличением единовременных затрат на систему кондиционирования воздуха.

**Технические требования.** Технические требования состоят в том, чтобы СКВ соответствовала требуемой производительности по воздуху, холоду, теплоте согласно заданному уровню требований к обеспеченности параметров микроклимата, в согласованной работе СКВ с системами, определяющими ее функционирование – источниками холода, теплоты, воды, электроэнергии; другими системами инженерного оборудования – освещения, отопления, горячего водоснабжения, в безопасности для жизнедеятельности.

Производительность системы должна быть определена точным расчетом при максимальных нагрузках. Сама система и ее подсистемы (тепло- и холодоснабжения, водоснабжения и электроснабжения) должны предусматривать возможность гибкого изменения производительности при изменяющихся нагрузках. Требования по экологии и пожарной безопасности должны быть учтены при выборе типа системы.

### Тест

Какой тип теплоутилизатора применяют для любой СКВ, т.е. является универсальным?

1. Теплоутилизатор с промежуточным теплоносителем.
2. Рекуперативный теплоутилизатор.
3. Регенеративный теплоутилизатор.
4. Вообще не известен.

## Лекция 3. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОНДИЦИОНЕРОВ

### План лекции

- а) Кондиционеры сплит-систем.
- б) Канальные кондиционеры и кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией.
- в) Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фанкойлами.
- г) Крышные кондиционеры.
- д) Центральные кондиционеры.

**Кондиционеры сплит-систем.** Для кондиционирования воздуха жилых и общественных помещений наибольшее распространение получили кондиционеры сплит-систем [9], которые состоят из внешнего блока (компрессорно-конденсаторного агрегата) и внутреннего блока (испарительного). Во внешнем блоке находятся компрессор, конденсатор и вентилятор. Внешний блок может быть установлен на стене здания, на крыше или чердаке, в подсобном помещении, т.е. в таком месте, где горячий конденсатор может обдуваться атмосферным воздухом. Внутренний блок устанавливается непосредственно в кондиционируемом помещении и предназначен для охлаждения или нагрева воздуха, его фильтрации и создания необходимой подвижности воздуха в помещении. Блоки соединены между собой двумя медными трубками в теплоизоляции, которые проводятся, как правило, в подвесных потолках, за панелями или закрываются декоративными пластиковыми коробами и применяются для кондиционирования помещений от 15 до 140 м<sup>2</sup>. Основным преимуществом кондиционеров сплит-систем является относительная простота конструкции, позволяющая получать достаточно низкую стоимость кондиционера при быстрой и легкой его установке. Недостатком таких кондиционеров считается невозможность подачи в помещения свежего воздуха. Только модели большой мощности и настенно-потолочного типа позволяют организовать подмес небольшого количества свежего воздуха (до 10 %). Типы кондиционеров сплит-систем представлены на рис. 4.

Наибольшее распространение получили настенные кондиционеры, в которых к одному наружному блоку подсоединен один внутренний блок. При кондиционировании нескольких соседних комнат

могут использоваться модели, в которых к одному наружному блоку подключены два – четыре внутренних блока. Такие системы называются мультисплит-системы.



Рис. 4. Типы кондиционеров сплит-систем

Для кондиционирования здания, имеющего большое количество помещений с разными тепловыми нагрузками, изменяющимися в течение суток, были разработаны многозональные системы с изменяющимся расходом холодильного агента. Такие системы позволяют к одному наружному блоку подсоединять до 16 внутренних блоков не только различной мощности, но и разного конструктивного исполнения. Кроме того, блоки могут включаться и работать независимо друг от друга, причем часть их – на режиме охлаждения, а часть – на режиме обогрева.

**Канальные кондиционеры и кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией.** Канальные кондиционеры предназначены (рис. 5) для кондиционирования нескольких помещений одновременно [4]. Канальный кондиционер рассчитан прежде всего на работу в режиме рециркуляции. Внутренние блоки канальных кондиционеров устанавливаются за подшивным потолком, воздух раздается воздуховодами по отдельным помещениям. Внутренний блок канального кондиционера имеет более простую конструкцию, так как к нему не предъявляются требования дизайна в отличие от кондиционеров сплит-систем. Воздух забирается из помещения через заборную решетку, проходит внутренний блок и системой воздуховодов снова подается в помещения через распределительные решетки. Блок имеет

более мощный вентилятор, позволяющий преодолеть сопротивление распределительных воздуховодов и решеток. Канальный кондиционер состоит из двух блоков: компрессорно-конденсаторного (наружного блока) и испарительного (внутреннего блока).



Рис. 5. Размещение внутреннего блока канального кондиционера

Более широкими возможностями и преимуществами обладают кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией, позволяющие эффективно решать одновременно задачи вентиляции и кондиционирования помещения в течение всего года.

**Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фанкойлами.** Чиллер представляет собой холодильную машину, предназначенную для охлаждения жидкости (вода, незамерзающие жидкости). Некоторые модели чиллеров могут работать в режиме теплового насоса.

Фанкойл – это агрегат, устанавливаемый в помещении и включающий теплообменник с вентилятором, фильтр, пульт управления.

Системы с чиллерами и фанкойлами позволяют обеспечить независимое регулирование температуры одновременно в большом количестве помещений, например в гостиницах, офисах и т.д. Потребители – кондиционеры-доводчики (фанкойлы) могут произвольно включаться и выключаться, изменять свою холодо- или теплопроизводительность.

Кроме фанкойлов потребителями могут быть теплообменники центрального кондиционера, какое-либо технологическое оборудование.

Воздух из помещения подается вентилятором на теплообменник фанкойла, в котором он охлаждается или подогревается. В фанкойл

может подаваться некоторое количество свежего воздуха от центрального кондиционера или приточной установки. В этом случае система с чиллерами и фанкойлами одновременно решает задачи вентиляции.

Циркуляция жидкости от чиллера к потребителям обеспечивается насосной станцией, представляющей собой законченный агрегат, включающий циркуляционные насосы, расширительный бак, аккумуляторный бак, запорную арматуру и необходимую автоматику.

**Крышные кондиционеры.** Крышные кондиционеры (рис. 6) представляют собой холодильную машину, конструктивно выполненную в виде моноблока, предназначенного для установки на плоских кровлях зданий. Если крыша имеет наклон, то кондиционер устанавливают на специальных рамах.

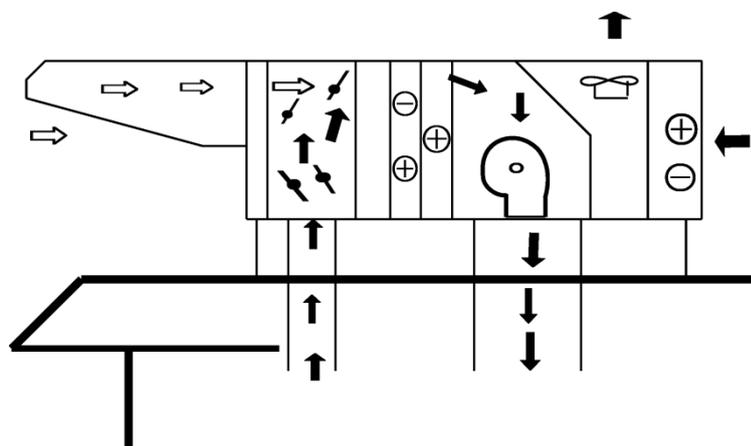


Рис. 6. Типовая схема крышного кондиционера

Крышные кондиционеры позволяют одновременно осуществлять вентиляцию и регулировать температуру воздуха в помещении. Обычно они применяются для кондиционирования и вентиляции супермаркетов, спортивных сооружений, конференц-залов, т.е. больших открытых залов с общей крышей. Свежий воздух забирается с улицы через воздухозаборную решетку. Рециркуляционный воздух забирается из помещения и подается в смешивательную камеру. Расход воздуха регулируется изменением положения заслонок. Из смешивательной камеры воздух проходит через фильтр и подается к теплообменнику (испарителю или конденсатору) холодильной машины, где он охлаждается или нагревается (в кондиционерах с тепловым насосом).

Для подогрева воздуха в кондиционер может встраиваться дополнительный электрический или водяной нагреватель. После теплообменников воздух с требуемой температурой подается центробежным вентилятором в воздуховоды для раздачи по помещениям. Воздух для охлаждения конденсатора забирается из атмосферы вентилятором, входящим в конструкцию кондиционера и выбрасывается в атмосферу. Диапазон мощностей крышных кондиционеров от 8 до 140 кВт, расход воздуха от 1500 до 25000 м<sup>3</sup>/ч.

**Центральные кондиционеры.** Центральные кондиционеры, нашедшие широкое применение в комфортном и технологическом кондиционировании, представляют собой неавтономные кондиционеры, снабжаемые извне холодом (подводом холодной воды или незамерзающих жидкостей), теплом (подводом горячей воды или пара) и электроэнергией для привода вентиляторов, насосов, запорно-регулирующих аппаратов на воздушных и жидкостных коммуникациях и пр.

Центральные кондиционеры предназначены для обслуживания нескольких помещений или одного большого помещения. Иногда несколько центральных кондиционеров обслуживают одно помещение больших размеров (театральный зал, стадион, производственный цех и т.п.). Современные центральные кондиционеры выпускаются в секционном исполнении и состоят из унифицированных типовых секций, предназначенных для тепловлажностной обработки воздуха, смешения и перемещения потоков воздуха. Корпус кондиционера выполнен на базе каркаса из алюминиевых профилей, к которым крепятся постоянные и съемные панели. Панели состоят из наружного и внутреннего оцинкованных листов, между которыми устанавливается минераловатная теплоизоляционная прокладка.

Требования к параметрам кондиционируемого воздуха лежат в основе технологической компоновки, поэтому набор секций может быть весьма разнообразен. Секции могут быть смонтированы в двухъярусном исполнении. Размеры секций унифицированы и зависят, как правило, от расхода и скорости обрабатываемого воздуха. Основные секции, используемые при компоновке центрального кондиционера, такие: вентиляторная, охлаждения, нагрева, увлажнения, фильтрации, шумоглушения и секция теплоутилизации. Выбор той или иной компоновки (технологической схемы обработки воздуха) зависит от многих факторов, в первую очередь от назначения и режима

использования помещений, а также от санитарно-гигиенических, строительно-монтажных, архитектурных, эксплуатационных и экологических требований.

### Тесты

Что означает термин «фанкойл»?

1. Холодильная машина.
2. Кондиционер-доводчик.
3. Крышный кондиционер.
4. Компрессор.
5. Воздухораспределитель.

Что такое чиллер?

1. Испаритель холодильной машины.
2. Компрессор холодильной машины.
3. Конденсатор холодильной машины.
4. Холодильная машина.

Основное конструктивное отличие сплит-систем от других кондиционеров?

1. Конструкция монтируется за фальшпотолком.
2. Наличие наружного и внутреннего блоков.
3. Наличие двух компрессоров.
4. Отсутствие вентилятора.

Для каких помещений применяют системы прецизионного кондиционирования воздуха?

1. Для помещений с реанимационными отделениями.
2. Для помещений с комфортными условиями.
3. Для помещений с детьми.
4. Для помещений точной доводки оптики, инструментов.

Где располагается конденсатор при наличии наружного и внутреннего блоков кондиционера?

1. Во внутреннем блоке.
2. В наружном блоке.
3. Конденсатор не нужен.

Что используется в водовоздушной СКВ в качестве местных агрегатов?

1. Фанкойлы или напольные конвекторы.
2. Сплит-системы.
3. Градирни.

Какого типа вентилятор используется во внутреннем блоке кондиционера сплит-системы?

1. Осевой.
2. Тангенциального типа.
3. Канальный.

Каким образом в кондиционере сплит-систем происходит охлаждение конденсатора?

1. Воздушное охлаждение.
2. Водяное охлаждение.
3. Не охлаждается.

## **Лекция 4. САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

### План лекции

- а) Основные параметры влажного воздуха.
- б) Расчетные параметры внутреннего воздуха.

**Основные параметры влажного воздуха.** Атмосферный воздух представляет собой смесь не взаимодействующих между собой газов, водяного пара и различных загрязнителей (дым, пыль, промышленные, транспортные и другие газовые выбросы). Смесь газов, содержащихся в атмосферном воздухе, без водяного пара и загрязнителей называется сухим воздухом.

При расчете систем кондиционирования воздуха атмосферный воздух считают бинарной гомогенной смесью, в состав которой входят сухой воздух и водяной пар. Смесь сухого воздуха с перегретым водяным паром называется ненасыщенным влажным воздухом, смесь сухого воздуха с насыщенным водяным паром – насыщенным влажным воздухом [10].

Условие насыщения рассматривается как равновесное состояние между водяным паром во влажном воздухе и водой в жидкой или твердой фазах при одинаковой температуре на плоской поверхности раздела. Количество водяного пара во влажном воздухе изменяется от

нуля (сухой воздух) до некоторого максимального значения, которое зависит от температуры и барометрического давления, и в процессах кондиционирования обычно не превышает 3 – 4 %. Термодинамические свойства сухого воздуха и водяного пара различны, поэтому свойства влажного воздуха зависят от его количественного состава.

При кондиционировании влажный воздух характеризуется основными параметрами: температура по сухому термометру  $t$ , влагосодержание  $d$ , относительная влажность  $\varphi$ , плотность  $\rho$ , температура по мокрому термометру  $t_m$ , температура точки росы  $t_p$ , барометрическое давление  $p_b$ , удельная теплоемкость  $c$  и удельная энтальпия  $I$ .

Масса водяного пара во влажном воздухе, приходящаяся на 1 кг массы сухой его части, называется *влагосодержанием* влажного воздуха  $d$ .

*Относительной влажностью* воздуха  $\varphi$  называется отношение парциального давления водяного пара, содержащегося во влажном воздухе заданного состояния, к парциальному давлению насыщенного водяного пара при той же температуре.

*Удельная энтальпия влажного воздуха*  $I$  – это количество теплоты, содержащееся во влажном воздухе при заданных температуре и давлении, отнесенное к 1 кг влажного воздуха. Энтальпия смеси газов равна сумме энтальпий компонентов, входящих в смесь. Следовательно, удельная энтальпия влажного воздуха представляет сумму энтальпий сухого воздуха и водяного пара.

В ненасыщенном воздухе водяной пар находится в перегретом состоянии, т.е. его температура выше температуры насыщения. Если влажный воздух охладить без изменения давления, то количество содержащегося в нем водяного пара будет оставаться неизменным, следовательно, процесс охлаждения будет происходить при постоянном влагосодержании и парциальном давлении пара. Такой процесс может протекать до тех пор, пока температура воздуха и пара не понизится до температуры насыщения, так как при дальнейшем охлаждении воздуха из него начнет выпадать влага в виде капель и инея.

Температура, соответствующая состоянию насыщения влажного воздуха при заданном значении влагосодержания или парциального давления, называется *температурой точки росы*. Температура точки росы является предельной, до которой можно охлаждать влажный воздух при постоянном влагосодержании без выпадения конденсата.

Так как температура воздуха не равна температуре воды, а парциальное давление насыщенного водяного пара над поверхностью воды выше, чем в насыщенном воздухе, то между воздухом и водой будет идти процесс тепло-и массообмена, направленный в сторону более низкого потенциала, т.е. – испарение воды и охлаждение воздуха. Процесс продолжается до тех пор, пока не выйдет на стационарный режим.

На испарение воды требуется тепло (скрытая теплота парообразования), которое вначале поступает от воздуха и воды.

Однако через некоторое время температура воды достигнет такого уровня, когда тепло, передаваемое от воздуха к воде, уравновесится теплом, затрачиваемым на испарение воды, и ее температура будет оставаться постоянной, равной  $t_m$ .

*Температура мокрого термометра* – это температура, которую принимает ненасыщенный влажный воздух в результате адиабатного тепло- и массообмена с водой, имеющей постоянную температуру  $t_w = t_m$  после достижения им насыщенного состояния.

*Плотность.* Плотностью называется масса вещества в единице объема. Единица измерения плотности  $\text{кг/м}^3$ . Плотность газов зависит от молекулярной массы, давления и температуры. Средняя молекулярная масса сухого воздуха равна 29, а молекулярная масса водяного пара – 18. Плотность всех газов уменьшается с повышением температуры, так как при нагревании при постоянном давлении они расширяются. Для сухого воздуха при  $20\text{ }^\circ\text{C}$  плотность равна  $1,2\text{ кг/м}^3$ . При других значениях температуры ее можно вычислить по формуле

$$\rho = \frac{353}{273 + t}$$

Плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха, так как водяной пар имеет меньшую молекулярную массу, чем молекулярная масса сухого воздуха. Однако учитывая, что количество водяных паров в воздухе относительно невелико, уменьшением плотности в практических расчетах можно смело пренебречь. Так, при температуре воздуха  $20\text{ }^\circ\text{C}$  в воздухе может находиться около 14 г влаги на 1 кг сухого воздуха, что даст при вычислении плотности погрешность не более 0,7 %.

*Теплоемкость.* Теплоемкостью называется количество теплоты, требуемое для нагрева 1 кг вещества на  $1\text{ }^\circ\text{C}$ . Теплоемкость сухого

воздуха при постоянном давлении равна 1,005 кДж/(кг·°С). Теплоемкость водяных паров равна 1,8 кДж/(кг·°С). Точно так же, как и с плотностью, в практических расчетах пренебрегают изменением теплоемкости влажного воздуха (ВВ), связанным с наличием в воздухе водяных паров, и считают теплоемкость ВВ равной теплоемкости сухого воздуха (СВ), т. е. 1,005. Более того, в прикидочных расчетах можно принимать  $c = 1$ , что даст ошибку 0,5 % в сторону уменьшения результата вычислений. Учитывая значительно более низкую точность расчетов в вентиляции, связанную с неопределенностью многих исходных данных, а также тот факт, что любое оборудование подбирается с запасом, погрешность самих вычислений в 0,5 % вполне допустима.

*Температура* является мерой нагретости тела. В вентиляции температуру воздуха обычно указывают по стоградусной шкале, называемой в разговорной речи шкалой Цельсия. Абсолютные температуры по шкале Кельвина не нашли применения в вентиляции и кондиционировании. В стоградусной шкале за 0 принята температура таяния льда. Температура кипения чистой воды при нормальном атмосферном давлении соответствует 100 °С. В вентиляционной практике приходится иметь дело как с положительными, так и отрицательными значениями температур.

**Расчетные параметры внутреннего воздуха.** Под параметрами *внутреннего* воздуха понимают параметры воздуха в *обслуживаемой или рабочей* зоне помещения. В верхней зоне помещения, где обычно нет людей, параметры не нормируются. Обслуживаемой зоной помещения называется пространство в помещении, ограниченное полостями, параллельными полу и стенам: на высоте 1,1 и 2,0 м над уровнем пола (но не ближе чем 1 м от потолка при потолочном отоплении), на расстоянии 0,5 м от внутренних поверхностей наружных и внутренних стен, окон и отопительных приборов [6].

Микроклимат помещения – состояние внутренней среды помещения, оказывающее воздействие на человека, характеризуемое показателями температуры воздуха и ограждающих конструкций, влажностью и подвижностью воздуха.

*Оптимальные параметры* – сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном систематическом воздействии на человека обеспечивают нормальное тепловое состояние ор-

ганизма при минимальном напряжении механизмов терморегуляции и ощущение комфорта не менее чем у 80 % людей, находящихся в помещении.

*Допустимые параметры микроклимата* – сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном систематическом воздействии на человека могут вызвать общее и локальное ощущение дискомфорта, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности при усиленном напряжении механизмов терморегуляции и не вызывают повреждений и ухудшения состояния здоровья.

Параметры внутреннего воздуха назначаются отдельно для теплого и холодного периодов года. Для переходного периода принимаются такие же параметры, как и для холодного.

*Холодный период года* – период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха, равной 8 °С и ниже.

*Теплый период года* – период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха выше 8 °С.

Параметры, характеризующие микроклимат помещений: температура воздуха, скорость движения воздуха, относительная влажность воздуха, результирующая температура помещения, локальная асимметрия результирующей температуры.

Допустимые и оптимальные параметры воздуха в обслуживаемой зоне жилых зданий, общежитий и общественных зданий назначаются по табл. 1 и 2 [6].

Обычно при наличии избытков тепла в помещении назначают температуру, соответствующую верхней границе допустимого диапазона, а при наличии недостатков тепла в помещении — нижней границе.

Для теплого периода практически всегда в помещении присутствуют тепловые избытки (технологических процессов с поглощением тепла практически не существует), поэтому температура внутреннего воздуха всегда будет выше наружной температуры. Наружный воздух подается в помещение, нагревается в нем до внутренней температуры и затем удаляется из помещения, унося избыточное тепло.

Однако температура внутри помещения не должна быть слишком высокой, так как это нарушает тепловой комфорт людей. В качестве приемлемого компромисса между стоимостью системы и комфортом людей принято следующее базовое положение по отношению

к расчетной температуре внутреннего воздуха в теплый период: внутренняя температура должна быть не более чем на 3 °С выше наружной ( $t_{в} = t_{н} + 3 \text{ °С}$ ).

Учитывая, что при температуре 28 °С большинство людей ощущает тепловой дискомфорт, и резко падают их внимание и работоспособность, при умеренном климате ( $t_{н} < 25 \text{ °С}$ ) за верхнюю разумную границу внутренней температуры принимают именно это значение 28°С, так как это позволяет получить более-менее приемлемые затраты на системы и обеспечить более-менее приемлемые условия для людей.

В жарком климате ( $t_{н} > 25 \text{ °С}$ ) допускаемое значение увеличивают до 33 °С. Это вынужденная мера, так как при наличии тепловых избытков внутренний воздух все равно будет перегреваться. Наиболее неблагоприятные условия будут при высокой температуре наружного воздуха и высокой относительной влажности (приморские южные районы), так как при высокой влажности воздуха ухудшается испарение влаги с поверхности кожи и тем самым ухудшается охлаждение организма за счет уменьшения отвода скрытого тепла испарения.

Особым случаем является сухой и жаркий климат. Во-первых, при низкой относительной влажности происходит интенсивное испарение влаги с поверхности кожи, что само по себе улучшает охлаждение организма. Поэтому в таком климате даже при высокой температуре человек чувствует себя лучше, чем во влажном приморском климате. Во-вторых, здесь есть достаточно простое средство для снижения температуры наружного воздуха перед подачей его в помещение – испарительное (адиабатическое) охлаждение. Охлаждение производится без использования холодильной машины, но в сухом жарком климате позволяет существенно снизить температуру воздуха и обеспечить в помещении температуру до 28 °С при приемлемых расходах воздуха. Если принять расчетную внутреннюю температуру выше, то расход воздуха еще существенно уменьшится.

Особым случаем является и холодный климат северных районов. В этом случае при низкой температуре наружного воздуха, например 15 °С, нет смысла ориентироваться на допустимое значение  $t_{в} = 15^{\circ} + 3^{\circ} = 18 \text{ °С}$ , так как оно не соответствует оптимальным параметрам даже для холодного периода. В этой ситуации целесообразно поднять внутреннюю температуру до 22 °С, так как она более благо-

приятна для человека. Кроме того, такое решение позволяет увеличить рабочий перепад температур и тем самым существенно уменьшить требуемый расход воздуха в теплый период.

Расчетную концентрацию углекислого газа (диоксид углерода, двуокись углерода,  $\text{CO}_2$ ) во внутреннем воздухе принимают равной предельно допустимой концентрации (ПДК) в помещении.

Расчетные оптимальные значения относительной влажности принимаются в пределах 60 – 30 %, причем большие значения соответствуют меньшим температурам.

Расчетную скорость движения воздуха в рабочей зоне на постоянных рабочих местах для холодного периода года принимают в пределах 0,2 – 0,3 м/с (оптимальная) и 0,3 – 0,5 м/с (допустимая), а для теплого соответственно 0,2 – 0,6 м/с и 0,3 – 0,7 м/с.

Кроме санитарно-гигиенических и технологических требований, определяющих необходимые внутренние условия, во многих случаях следует учитывать требования по обеспечению заданных внутренних условий. Эти требования определяются коэффициентом обеспеченности  $K_{об}$  (табл. 1). Коэффициент  $K_{об}$  показывает долю случаев отсутствия отклонения заданных параметров от общего числа случаев их наблюдения либо долю времени, в течение которого не наблюдается отклонений параметров от продолжительности того или иного расчетного периода. Значение  $K_{об}$  принимают в зависимости от уровня требований к поддержанию заданных метеорологических условий в помещениях различного назначения.

Таблица 1

### Требования обеспеченности для промышленных зданий

| Требования  | Уровень требований | Допустимые амплитуды колебаний $t_v$ | $K_{об}$ |
|---|--------------------|--------------------------------------|----------|
| Технологические   | Повышенный         | 0,1                                  | Около 1  |
|   | Высокий            | 0,5                                  | 0,9      |
|   | Средний            | 1                                    | 0,9      |
| Оптимальные условия для работающих<br>Допустимые условия для работающих | Высокий            | 1                                    | 0,9      |
|   | Средний            | 1,5                                  | 0,7      |
|   | Низкий             | $\geq 2$                             | –        |

## Тесты

Что называют при кондиционировании воздуха рабочей разностью температур?

1. Разность температур воздуха обслуживаемой зоны  $t_v$  и притока  $t_{п.}$
2. Разность температур уходящего воздуха  $t_y$  и притока  $t_{п.}$
3. Разность температур наружного воздуха  $t_n$  и притока  $t_{п.}$
4. Разность температур наружного воздуха  $t_n$  и точки росы  $t_p$ .

Принципиальное отличие кондиционирования воздуха от вентиляции воздуха?

1. СКВ создает допустимые метеорологические условия.
2. СКВ создает оптимальные метеорологические условия.
3. СКВ отличается схемой воздухораспределения.
4. СКВ работает круглосуточно.

Допускается ли корректирование (уточнение) температуры внутреннего воздуха в помещении по сравнению с величиной, указанной в СНиП?

1. Это не допускается.
2. Да, если температура внутреннего воздуха больше 30 °С.
3. Да, если температура наружного воздуха больше 30 °С.
4. Да, если подвижность воздуха больше 0,5 м/с.

## Лекция 5. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

### План лекции

- а) Расчетные параметры наружного воздуха.
- б) Расчетные параметры удаляемого воздуха и схемы циркуляции воздуха в помещении.

**Расчетные параметры наружного воздуха.** Параметры наружного воздуха, на которые выполняются все расчеты при проектировании кондиционирования, называются расчетными параметрами наружного воздуха. Они считаются нормативными, так как их выбор оговорен в нормативных документах – соответствующих главах [1] и СНиП 23-01-99 «Строительная климатология».

Основными расчетными параметрами наружного воздуха, задаваемыми в СНиП, являются температура, энтальпия и скорость наружного воздуха. Наружные параметры задаются для трех периодов: холодного, переходного и теплого [2].

Переходный период – это расчетное граничное состояние воздуха между теплым и холодным периодом. За расчетные параметры переходного периода принимается температура 8 °С и энтальпия 22,5 кДж/кг. Среднесуточная температура 8 °С выбрана в качестве расчетной для переходного периода не случайно, она соответствует моменту отключения систем отопления общественных зданий (производственные здания часто отключаются и раньше с целью экономии тепловой энергии) и переводу систем теплоснабжения на летний режим.

Параметры наружного воздуха непрерывно меняются и зависят от района строительства и сезона года. Но все расчеты можно вести только с использованием вполне определенных значений параметров воздуха. Поэтому возникает вопрос, а какие именно значения параметров воздуха следует принимать в качестве расчетных. Решение этого вопроса зависит в первую очередь от уровня требований, предъявляемых ко всему зданию и к его системам обеспечения микроклимата.

Принципиальные подходы к назначению расчетных параметров рассмотрим на примере температуры [7].

Температура наружного воздуха изменяется непрерывно. Существуют суточные колебания, месячное изменение и годовой цикл. Применительно к наружному климату можно говорить только о некоторых усредненных его показателях, так как даже в одной и той же местности климат одного года может существенно отличаться от предыдущего. Недаром говорят, что в такой-то год зима или лето были холодными или, наоборот, теплыми.

В среднем можно считать, что в течение года температура изменяется примерно по гармоническому закону, как показано на рис. 7. Самым холодным месяцем обычно является январь, а самым жарким – июль. В некоторый момент в январе среднесуточная температура наружного воздуха достигает своего минимального значения за год, а в июле – максимального. Если принять за расчетную температуру для каждого из периодов именно эти значения, то мощность оборудования систем обеспечения микроклимата выйдет наибольшей, то есть максимальной. Очевидно, что система при этом окажется дороже.

При этом практически весь расчетный период система обеспечения микроклимата будет работать в режиме пониженной мощности.

Если же взять для холодного периода более высокие значения температуры, а для теплого периода – более низкие, то некоторый промежуток времени система не сможет обеспечивать расчетные параметры воздуха в помещении. Степень обеспечения характеризуется коэффициентом обеспеченности. Значение  $K_{об} = 0,7$  означает, что 70 % продолжительности расчетного периода система сможет обеспечивать требуемый уровень параметров в помещении, а 30 % времени параметры будут не соответствовать заданным. Этим 30 % времени, мощности системы (холодильной в теплый период, нагревательной – в холодный) не хватит для поддержания заданного значения внутренней температуры. Однако при этом затраты на систему окажутся существенно меньше.

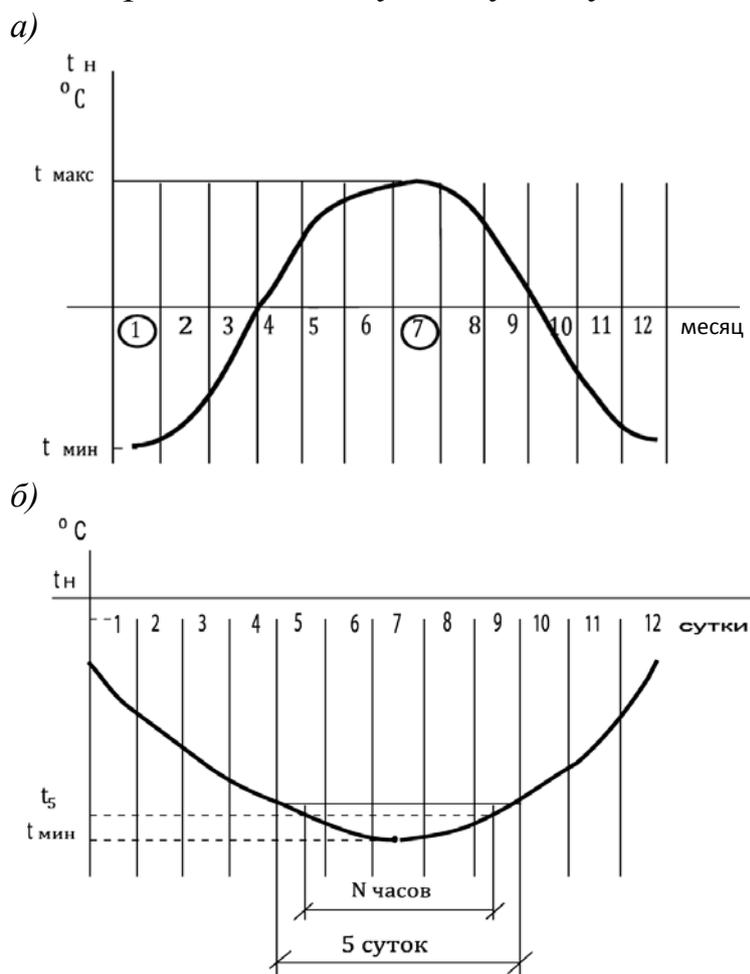


Рис. 7. К понятию расчетной температуры наружного воздуха: а – годовой график изменения среднесуточной температуры; б – к понятию расчетной температуры холодного периода (холодной пятидневки)

При выборе расчетного коэффициента обеспеченности учитывают период года и уровень требований к зданию. Для некоторых производственных зданий системы следует проектировать на предельные параметры наружного климата (предприятия электроники, точной механики и оптики, фармацевтические предприятия и др.). Для большинства зданий обычного назначения за расчетную температуру ХП принимают температуру холодной пятидневки (параметры Б). Это примерно соответствует коэффициенту обеспеченности 98 %, при этом продолжительность отклонения параметров от расчетных составит примерно 50 ч. Такой короткий срок объясняется тем, что при продолжительном снижении температуры в помещениях резко увеличивается количество простудных заболеваний.

Для теплого периода года можно допустить значительно более длительный период отклонения параметров в помещении от расчетных, так как это приведет к нарушению комфорта в помещении, но не к заболеваниям. Для большинства зданий обычного назначения при проектировании вентиляции за расчетную температуру теплого периода принимают температуру по параметрам А. Это примерно соответствует коэффициенту обеспеченности 70 %, при этом продолжительность отклонения параметров от расчетных составит примерно 400 ч. Температура по параметрам А для теплого периода примерно соответствует средней температуре самого жаркого месяца.

Для ответственных помещений, к которым предъявляются более высокие требования, следует проектировать системы кондиционирования воздуха, которые рассчитываются по параметрам Б и для теплого периода.

Значение географической широты местности является важным при расчете теплопоступлений от солнечной радиации, так как на разных широтах интенсивность и продолжительность солнечной инсоляции различна. Кроме того, очевидно, чем больше значение широты, тем более холодным будет климат данной местности.

Барометрическое давление указывается для того, чтобы можно было использовать соответствующую  $I-d$ -диаграмму (они выпускаются на различное атмосферное давление), что позволяет несколько повысить точность определения параметров воздуха.

**Расчетные параметры удаляемого воздуха и схемы циркуляции воздуха в помещении.** Если воздух удаляется непосредствен-

но из рабочей или обслуживаемой зоны, то параметры его соответствуют параметрам в рабочей зоне. Однако чаще всего воздух удаляется из верхней зоны помещения, где параметры воздуха могут отличаться от параметров в рабочей зоне.

Условно считается, что помещение разделено на две зоны: *рабочую и верхнюю*. Приточный воздух, вбирая вначале тепло и влагу из рабочей зоны, принимает параметры, соответствующие расчетным параметрам рабочей зоны. Затем, условно поднимаясь из рабочей зоны в верхнюю зону, он вбирает тепло и влагу из нее, принимает параметры, соответствующие расчетным параметрам воздуха в верхней зоне.

Подчеркнем, что деление помещения на рабочую и верхнюю зоны достаточно *условно*, так как часто трудно выделить из общего количества теплопоступления и вредности, поступающие именно в рабочую зону. Кроме того, воздух редко подается именно в рабочую зону, так как это конструктивно достаточно сложно, нарушает интерьер, требует раздачи воздуха с малыми скоростями и, как следствие, большой площади воздухораспределительных устройств. Чаще воздух подается в верхнюю зону струями из решеток или потолочных плафонов, при этом он вначале воспринимает тепло, влагу и другие вредности именно из верхней зоны, а не из рабочей. В принципе, деление помещения на две зоны придумано для того, чтобы отразить тот факт, что главной заботой кондиционирования является именно рабочая зона, а также учесть подтвержденный на практике факт существования разности температур в рабочей зоне и в верхней зоне помещения. Если считать помещение одним большим общим объемом, то пришлось бы принимать в расчетах одну среднюю температуру по всему объему помещения. Однако теплый воздух всегда стремится вверх, и в верхней зоне, как правило, температура воздуха выше, чем в рабочей. Это расслоение воздуха наблюдается в любом помещении, в котором имеются конвективные источники теплоты, причем даже при общих недостатках теплоты. Расслоение воздуха зависит именно от наличия конвективных струй в помещении, а не от средней температуры воздуха. Воздух из помещений удаляется чаще всего именно из верхней зоны, поэтому в расчеты желательно вводить более точное значение температуры воздуха в ней, определенное с учетом предполагаемого расслоения воздуха по высоте помещения. Таким образом,

при делении объема помещения на две зоны расчетная модель помещения становится более корректной и больше соответствует реальным условиям.

Температура удаляемого воздуха (верхней зоны) в общественных зданиях чаще всего определяется с использованием понятия градиента температуры в помещении. Предполагается, что в пределах высоты рабочей зоны (2 или 1,5 м от пола, если люди находятся в сидячем положении) температура внутреннего воздуха остается постоянной, а выше рабочей зоны она линейно возрастает по высоте.

Градиентом температуры называется изменение температуры на 1 м высоты помещения выше рабочей зоны.

Фактически понятие градиента температуры предполагает равномерное расслоение внутреннего воздуха по высоте, связанное с нагревом воздуха от источников теплоты в помещении – более нагретый воздух, как более легкий, поднимается к потолку помещения, поэтому температура в верхней зоне всегда будет выше, чем внизу, в рабочей зоне.

Тогда температура воздуха под потолком помещения, откуда чаще всего воздух и удаляется, определяется по формуле

$$t_y = t_{p,z} + grad\ t(H_{пом} - 2),$$

где  $H_{пом}$  – высота помещения, м.

Величина градиента температуры зависит от избытков теплоты в помещении и интенсивности циркуляции воздуха в нем. Если приточный воздух подается в помещение рассредоточено с малыми скоростями, то такая схема не нарушает естественного движения конвективных потоков около нагретых объектов в помещении. При этом нагретый воздух, поднявшийся вверх, так и остается там, так как отсутствуют силы, стремящиеся вернуть его обратно в нижнюю зону. Из верхней зоны он постепенно удаляется через воздухоприемные отверстия или решетки вытяжных систем. Величина градиента температуры при такой схеме максимальна и зависит в основном от температуры источников и количества теплоты, поступающей от них.

Если приточный воздух подается в помещение мощными сосредоточенными струями с высокими скоростями (как правило, в верхнюю зону), то такая схема явно нарушает естественное движение конвективных потоков около нагретых объектов в помещении. При этом нагретый воздух, поднявшийся вверх, вовлекается приточными струями в общую циркуляцию воздуха в помещении и поступает об-

ратно в нижнюю зону. Иными словами, приточные струи непрерывно размывают образующуюся вверху теплую подушку и способствуют выравниванию температуры по высоте помещения. Величина градиента температуры при такой схеме не может быть высокой, хотя тоже зависит от температуры источников и количества теплоты, поступающей от них. Следует помнить, что подача воздуха в помещение мощными струями всегда создает повышенную циркуляцию воздуха в нем, что усиливает турбулентный обмен и способствует выравниванию температуры во всем помещении.

Сказанное выше иллюстрируется рис. 8.

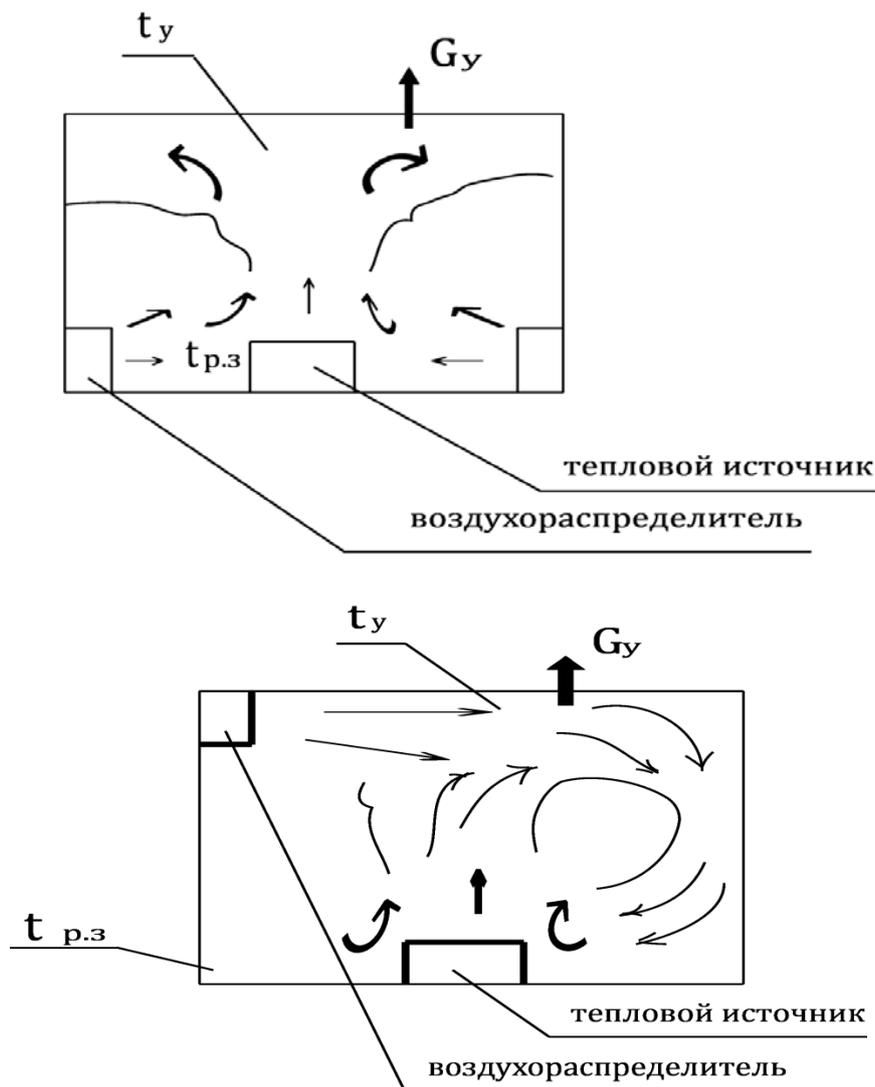


Рис. 8. Схемы циркуляции воздуха в помещении (к понятию градиента температуры в помещении): а – при рассредоточенной подаче воздуха в рабочую зону с малыми скоростями; б – при сосредоточенной подаче воздуха в верхнюю зону мощными приточными струями

Наибольшие значения градиента наблюдаются при рассредоточенной подаче в нижнюю зону и наличии в помещении мощных локальных (отдельно стоящих) источников теплоты с высокой температурой, от которых создается мощная конвективная струя с высокой начальной температурой. Такая ситуация наиболее характерна для промышленных помещений – термических, кузнечных, плавильных и других цехов, называемых общим термином "горячие цеха".

Что касается общественных зданий, то в них нет мощных локальных высокотемпературных источников, кроме осветительной аппаратуры сцены в зрелищных предприятиях. Основным источником теплоты – находящиеся в помещениях люди. Они размещены рассредоточенно по помещению и имеют низкую температуру (36,6 °С), поэтому такой характер и расположение источников не может способствовать созданию мощных конвективных струй. Кроме того, подача воздуха чаще всего осуществляется струями в верхнюю зону, что еще больше способствует снижению градиента. В общественных зданиях градиент температуры редко имеет большое значение, и температура воздуха в верхней зоне даже при значительной высоте помещения не может быть высокой, поэтому при проектировании вентиляции не следует задаваться большими значениями градиента.

Обычно величину градиента температуры рекомендуется определять, исходя из теплонапряженности помещения  $q$ , Вт/м<sup>3</sup>,

$$q = Q_{\text{изб.я}} / V_{\text{пом}},$$

где  $Q_{\text{изб.я}}$  – расчетные избытки явного тепла в помещении, Вт;

$V_{\text{пом}}$  – объем помещения, м<sup>3</sup>.

Рекомендуемые значения градиентов температуры приведены в табл. 2.

Таблица 2

Рекомендуемые значения градиента температуры в помещениях общественных зданий

| Теплонапряженность помещения<br>(удельные избытки явного тепла) $q$ , Вт/м <sup>3</sup> | Градиент температуры $grad t$ ,<br>°С/м |
|---|---|
| Более 23  | 0,8 – 1,5                               |
| 11,6 – 23   | 0,3 – 1,2                               |
| Менее 11,6  | 0 – 0,5                                 |

*Примечание:* Меньшие значения градиента следует принимать при подаче воздуха в верхнюю зону помещения, а большие – при подаче в рабочую или обслуживаемую зону.

## Тест

Что характеризует коэффициент обеспеченности?

1. Относительное число случаев отклонений параметров от заданных значений.
2. Относительное число случаев отсутствия отклонений параметров от заданных значений.
3. Отношение численного значения параметра по факту к его максимально возможному значению.

## Лекция 6. *I-d*-ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

### План лекции

- а) Схема *I-d*-диаграммы влажного воздуха.
- б) Угловой коэффициент луча процесса *I-d*-диаграммы.

**Схема *I-d*-диаграмм влажного воздуха.** *I-d*-диаграмма влажного воздуха представляет собой графическую зависимость между основными параметрами воздуха  $t$ ,  $\varphi$ ,  $I$ ,  $d$ ,  $p_6$  при определенном барометрическом давлении. Диаграмму влажного воздуха построил Л. К. Рамзин (в иностранной литературе диаграмму влажного воздуха называют диаграммой Молье) (рис. 9). По оси ординат отложены значения энтальпий  $I$ , кДж/кг сух. возд., по оси абсцисс, направленной под углом  $135^\circ$  к оси  $I$ , – значения влагосодержаний  $d$ , г/кг сух. возд. Поле диаграммы разбито линиями постоянных энтальпий  $I=\text{const}$  влагосодержаний  $d=\text{const}$ . На диаграмму нанесены также линии постоянных температур  $t=\text{const}$ .

Кроме линий постоянных  $I$ ,  $d$ ,  $t$  на поле диаграммы нанесены линии постоянных относительных влажностей воздуха  $\varphi$ . Если положение изотерм  $t=\text{const}$  и изоэнтальпий  $I=\text{const}$  в *I-d*-диаграмме не зависит от барометрического давления  $P_6$ , то положение кривых  $\varphi=\text{const}$  меняется при его изменении. *I-d*-диаграмма построена для стандартного давления, равного 101,3 кПа. Так как при изменении давления отношение  $\varphi/P_6$  остается постоянным, диаграмму, построенную для одного барометрического давления, используют и при других барометрических давлениях. Значения  $\varphi_1$ , которым при этом будут соответствовать линии  $\varphi=\text{const}$ , определяются уравнением [7]:

$$\varphi_1/P_{61} = \varphi/P_6.$$

В нижней части  $I-d$ -диаграммы расположена кривая, имеющая самостоятельную ось ординат. Эта кривая связывает влагосодержание  $d$  с парциальным давлением водяных паров  $P_{п}$ , кПа. Ось ординат 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).

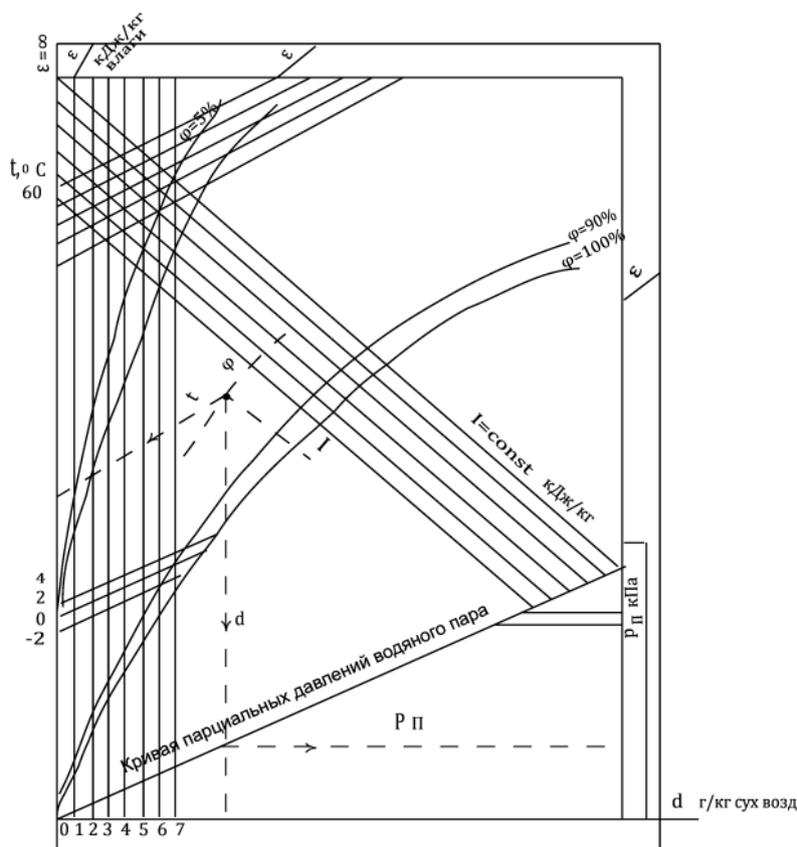


Рис. 9. Схема  $I-d$ -диаграммы влажного воздуха

Поле  $I-d$ -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.

Каждая точка  $I-d$ -диаграммы соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха. Положение точки определяется любыми двумя из пяти  $t$ ,  $\varphi$ ,  $I$ ,  $d$ ,  $p_{п}$  параметров. Остальные параметры 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.

**Угловой коэффициент луча процесса  $I-d$ -диаграммы.** При кондиционировании воздуха происходят изменения его тепловлажностного состояния, которое удобно проследить и рассчитывать с помощью  $I-d$ -диаграммы. Линия, соединяющая две точки и характеризующая изменение тепловлажностного состояния воздуха, называется лучом процесса. Положение луча процесса на  $I-d$ -диаграмме определяется угловым коэффициентом  $\varepsilon$ . 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 соотношение

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{\Delta I_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} 1000.$$

Коэффициент  $\varepsilon$  измеряется в кДж/кг влаги. Этот параметр называется тепловлажностным отношением, поскольку он показывает величину приращения количества теплоты на 1 кг полученной (отданной) воздухом влаги. Если начальные параметры воздуха различны, а значения  $\varepsilon$  одинаковы, то линии, характеризующие изменение состояния воздуха, параллельны между собой. Если числитель и знаменатель в уравнении умножить на массовый расход воздуха, то получим:

$$\varepsilon = \frac{(I_2 - I_1)G}{(d_2 - d_1)G} 1000 = \frac{Q_{\text{п}}}{W_{\text{изб}}},$$

где  $Q_{\text{п}}$  – поток полной теплоты, обмененный в процессе изменения состояния воздуха, кДж/ч;  $W_{\text{изб}}$  – расход влаги, обмененной в процессе изменения состояния воздуха, кг/ч.

Линия процесса изменения состояния воздуха наносится на  $I-d$ -диаграмму несколькими способами: непосредственным нанесением с выполнением вычислений; с использованием углового масштаба  $I-d$ -диаграммы; с использованием транспортира углового масштаба.

*Первый способ* требует выполнения вычислений и применяется при невозможности использования других способов. Допустим в помещении выделяется теплота  $Q_{\text{п}}$ , кДж/кг, и влага  $W_{\text{изб}}$ , кг/ч, при начальных параметрах воздуха  $I_1$  и  $d_1$  (точка 1, рис.10). Вычисляем значение

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{п}}}{W_{\text{изб}}}.$$

Задаваясь какой-либо величиной приращения влагосодержания (см. рис. 10)  $\Delta d = d_m - d_1$ , можно вычислить величину приращения энтальпии  $\Delta I = I_m - I_1$ . Значения  $d_m$  и  $I_m$  соответственно составляют:  $d_m = d_1 + \Delta d$  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  $m$ , позволяет определить 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. Практическое пользование угловым масштабом сводится к следующему. Например, через точку 1 требуется провести линию изменения состояния воздуха с угловым коэффициентом  $\epsilon$ . Для этого на  $I$ - $d$ -диаграмме определяют направление линии процесса (от точки 0 (до  $I = 0$ ,  $d = 0$ ) до требуемого значения коэффициента  $\epsilon$ ), а затем через точку 1 проводят линию, параллельную найденной.

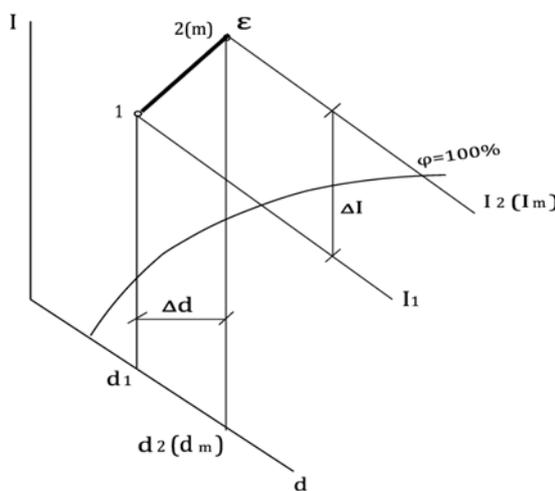


Рис.10. К определению направления линии изменения состояния воздуха на  $I$ - $d$ -диаграмме

*Третий способ* состоит в нанесении линий процессов с помощью транспортира углового масштаба. Для проведения через точку линии процесса с угловым коэффициентом  $\epsilon$  транспортир располагают на поле  $I$ - $d$ -диаграммы так, чтобы верхняя кромка базы транспортира совпадала с линией  $I = \text{const}$ , а его центр – с заданной точкой. Найдя на дуге транспортира заданное значение  $\epsilon$ , на  $I$ - $d$ -диаграмму наносят вспомогательную точку. Линия, проходящая через заданную и вспомогательную точки, соответствует заданному процессу изменения состояния воздуха.

## Тест

Как определяют параметры точки С?

1. Пересечение луча процесса и  $I_c$ .
2. Пересечение линий  $I_o$  и  $d_H$ .
3. Пересечение луча процесса и  $d_c$ .
4. Пересечение  $I_o$  и  $d_c$ .

## Лекция 7. ПОСТРОЕНИЕ НА $I$ - $D$ -ДИАГРАММЕ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

### План лекции

- а) Изображение на  $I$ - $d$ -диаграмме процессов изменения состояния воздуха.
- б) Процессы обработки воздуха: нагревание, охлаждение, увлажнение, осушение, смешение.

**Изображение на  $I$ - $d$ -диаграмме процессов изменения состояния воздуха.** При кондиционировании воздуха происходят изменения его тепловлажностного состояния, которое изображается и рассчитывается с помощью  $I$ - $d$ -диаграммы. Процессы перехода воздуха из одного состояния в другое на поле  $I$ - $d$ -диаграммы изображаются прямыми линиями на  $I$ - $d$ -диаграмме (лучами), проходящими через точки, соответствующие начальному и конечному состоянию влажного воздуха. Уравнение перехода представляет собой уравнение пучка прямых, положение которых на  $I$ - $d$ -диаграмме определяется точкой начального состояния воздуха 1 ( $I_1$  и  $d_1$ ) и величиной тепловлажностного коэффициента  $\varepsilon$ .

Характер изменения состояния воздуха определяется величиной (или направлением)  $\varepsilon$ . Рассмотрим характерные случаи изменения состояния влажного воздуха и их схематичное изображение на  $I$ - $d$ -диаграмме, представленные на рис. 11 [4].

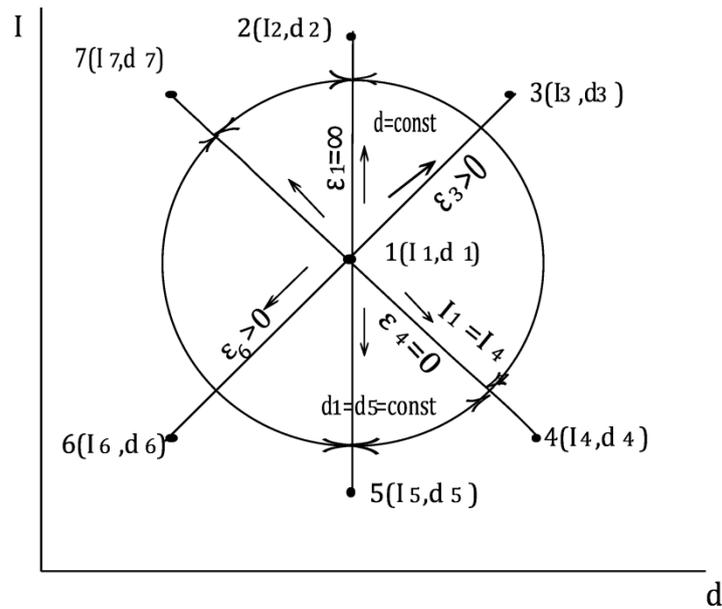


Рис. 11. Изображение на  $I$ - $d$ -диаграмме процессов изменения состояния воздуха

**Процессы обработки воздуха: нагревание, охлаждение, увлажнение, осушение, смешение.**

1. Влажный воздух, имеющий начальные параметры  $I_1$  и  $d_1$ , подвергается нагреванию при неизменном влагосодержании, т.е.  $d_1 = d_2 = \text{const}$ .

Нагревание при постоянном влагосодержании осуществляется, например, в воздухоподогревателях. При нагревании воздуха повышаются его температура и энтальпия, понижается относительная влажность.

Луч процесса изображается вертикальной прямой, параллельной линии  $d = \text{const}$ , и направлен снизу вверх. Точка 1 соответствует начальному состоянию воздуха, точка 2 – конечному.

Величина тепловлажностного (углового) коэффициента  $\varepsilon = \infty$  при условии  $I_2 > I_1$ .

2. Влажный воздух поглощает одновременно тепло и влагу (т. е. нагревается и увлажняется).

Если начальное состояние воздуха определяется теми же параметрами  $I_1$  и  $d_1$  (точка 1), а конечное состояние будет определяться параметрами  $I_3$  и  $d_3$ , то при  $I_3 > I_1$  и  $d_3 > d_1$  направление луча процесса будет соответствовать направлению 1 – 3.

Такое изменение параметров влажного воздуха обычно происходит в обслуживаемых помещениях. В этом случае воздух, обработанный в кондиционере с параметрами  $I_1$  и  $d_1$ , поступает в помещение, где в результате ассимиляции теплоты и влаги приобретает параметры  $I_3$  и  $d_3$ .

3. Влажный воздух поглощает влагу ( $d_4 > d_1$ ) при неизменной энтальпии ( $I_4 = I_1$ ). Если процесс происходит при постоянной энтальпии, то луч, характеризующий это изменение состояния, должен быть параллелен линии  $I = \text{const}$ . Величина углового коэффициента искомого луча  $\varepsilon = 0$ .

Данное выражение показывает, что процесс протекает по линии  $I_4 = I_1 = \text{const}$  (прямая 1 – 4). Такие процессы называются адиабатными, т.е. протекающими при постоянной энтальпии воздуха.

Адиабатное увлажнение, т.е. повышение влагосодержания воздуха при постоянной энтальпии, широко применяется в системах кондиционирования, в частности, в оросительной камере, где с помощью форсунок производится распыление воды.

Температура испаряемой воды постепенно устанавливается равной температуре воздуха по мокрому термометру. Воздух, находясь в контакте с водой, имеющей температуру мокрого термометра  $t_m$ , теряет явную теплоту, которая затрачивается на испарение воды. В то же время воздух получает такое же количество скрытой теплоты с водяными парами.

Энтальпия воздуха остается постоянной, поскольку притока теплоты со стороны практически нет,  $I_4 = I_1 = \text{const}$ . Процесс изображается на  $I$ - $d$ -диаграмме. Точка 1 показывает начальное состояние воздуха. Изменение состояния происходит по линии  $I = \text{const}$ . Практически в камерах орошения воздух удается увлажнить до значения  $I = 90 - 95 \%$ . Этому состоянию соответствует точка 4.

4. Влажный воздух отдает теплоту ( $I_5 < I_1$ ) при неизменном влагосодержании ( $d_1 = d_5 = \text{const}$ ), т.е. процесс, как и в первом случае, будет характеризоваться лучом, параллельным линии  $d = \text{const}$ , но направление его будет от точки 1 не вверх, а вниз. Значение тепловлажностного коэффициента  $\varepsilon = -\infty$ .

Охлаждение воздуха по  $d = \text{const}$ , как и нагревание, может быть осуществлено в поверхностных теплообменниках. Луч процесса охлаждения направлен из точки 1 вертикально вниз к точке 5. При охлаждении луч может быть вертикально продолжен до точки росы 5, расположенной на линии  $\varphi = 100\%$ . Дальнейшее охлаждение будет идти по линии насыщения и сопровождаться конденсацией водяных паров и осушкой воздуха. Охлаждение влажного воздуха при  $d = \text{const}$  может осуществляться лишь до точки росы.

5. Влажный воздух отдает теплоту ( $I_6 < I_1$ ) и влагу ( $d_6 < d_1$ ), т.е. происходит охлаждение и осушение воздуха.

Значение углового коэффициента в этом случае  $\varepsilon > 0$ . Приращение энтальпии ( $\Delta I$ ) и приращение влагосодержания ( $\Delta d$ ) имеют отрицательные знаки, поэтому направление процесса изменения будет характеризоваться лучом 1 – 6, имеющим направление от точки 1 к точке 6.

Такой процесс может происходить как в камере орошения кондиционера, так и в других установках для обработки воздуха. Для охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере должна установиться температура ниже температуры точки росы, что достигается подачей к форсункам охлажденной воды.

6. Влажный воздух, имеющий параметры  $I_1$  и  $d_1$ , отдает влагу ( $d_7 < d_1$ ) при постоянной энтальпии ( $I_1 = I_7 = \text{const}$ ), т.е. воздух осушается. При этом тепловлажностный коэффициент  $\varepsilon = 0$ . Приращение влагосодержания в этом случае будет отрицательным, но направление луча процесса будет от точки 1 к точке 7. Процесс осушения воздуха можно осуществлять при  $I = \text{const}$  с помощью абсорбентов, например концентрированных растворов солей хлористого кальция, хлористого лития и др., а также с помощью адсорбентов.

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

После увлажнения состояние воздуха может соответствовать произвольной точке на этой изотерме, например точке 4 при ассимиляции  $\Delta d_2$  влаги. Предельное состояние воздуха в этом процессе соответствует точке 5 пересечения линии  $t_1$  с линией  $\varphi = 100\%$ .

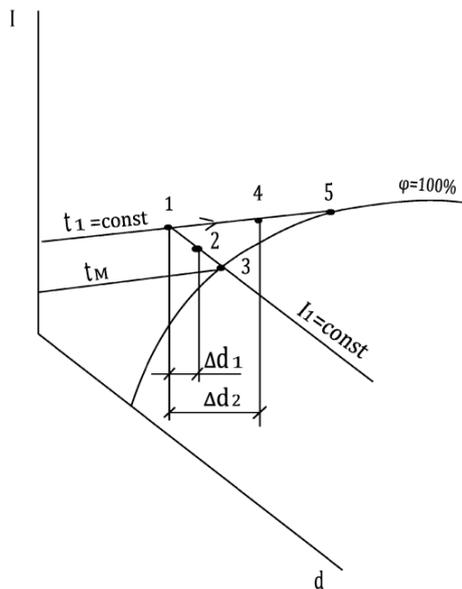


Рис. 12.  $I$ - $d$ -диаграмма изотермического увлажнения воздуха

небольшим отклонением вверх от изотермы. Изменение энтальпии воздуха в основном определяется теплотой парообразования водяного пара, температура воздуха при этом повышается незначительно.

8. Процесс смешения [7]. При кондиционировании в ряде случаев наружный воздух, подаваемый в помещение, смешивается 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. 13) в количестве  $G_1$  с воздухом состояния 2 в количестве  $G_2$ , то точка смеси 3 разделит отрезок 1 – 2 или его проекции  $\Delta I_{1-2}$  и  $\Delta d_{1-2}$  на части 1 – 3, 3 – 2 или  $\Delta I_{1-3}$ ,  $\Delta I_{3-2}$  и  $\Delta d_{1-3}$ ,  $\Delta d_{3-2}$ :

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta I_{1-3}}{\Delta I_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G_1}{G_2}.$$

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно на прямой 1–2 отложить отрезок 1–3 или 3–2, найденные из пропорции.

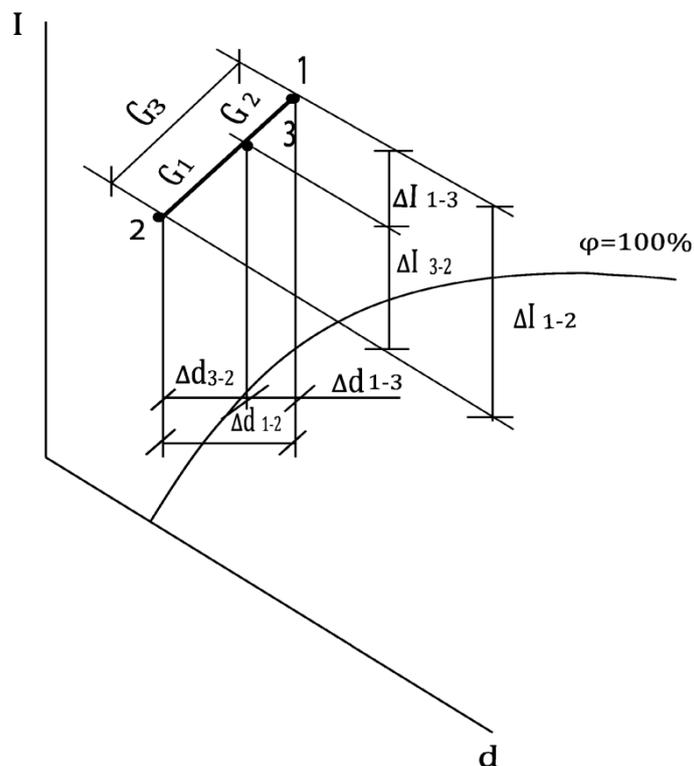


Рис. 13.  $I$ - $d$ -диаграмма с режимом смешения двух масс воздуха различного состояния

## Тесты

Как осуществить нагревание воздуха без изменения его влагосодержания?

1. Процесс практически не осуществить.
2. При применении форсуночной камеры.
3. При помощи поверхностных воздухонагревателей.
4. При применении аппаратов с орошаемой насадкой.

При каком соотношении наружного воздуха  $G_n$  и приточного воздуха  $G_p$  возможна схема СКВ с рециркуляцией воздуха?

1. При любом соотношении.
2. Если  $G_n \geq 0,1 G_p$ .
3. Если  $G_n < G_p$ .
4. Если  $G_n > G_p$ .

При каком процессе обработки воздуха  $\varepsilon = -\infty$ ?

1. Такой процесс не существует.
2. При охлаждении в поверхностном воздухоохладителе.
3. При нагревании воздуха.

По какой линии на  $I-d$ -диаграмме идет процесс увлажнения воздуха паром?

1. По линии постоянной энтальпии.
2. По линии постоянной температуры.
3. Такой процесс не существует.

## Лекция 8. ПРЯМОТОЧНАЯ СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

### План лекции

- а) Принципиальная схема прямotoчной системы кондиционирования воздуха.
- б) Построение процессов обработки воздуха в прямotoчной СКВ для теплого периода.
- в) Построение процессов обработки воздуха в прямotoчной СКВ для холодного периода.

**Принципиальная схема прямotoчной системы кондиционирования воздуха.** В тех случаях, когда с помощью испарительного охлаждения (прямого или косвенного, или их комбинации) не удастся достичь требуемых параметров воздуха или когда их отклонения в течение периода работы системы превышают допустимые значения, а также при технико-экономическом обосновании, используют способ обработки приточного воздуха, основанный на применении внешних источников холода, например холодной воды низкой температуры (обычно до 6 °С), получаемой от источников холодоснабжения или когда по условиям запыленности и загазованности использовать рециркуляционный воздух не допускается, или необходимость в рециркуляции отсутствует (минимально необходимый расход наружного воздуха больше расхода приточного воздуха, определенного на удаление полных теплоизбытков в помещении) и кондиционеры работают только на наружном воздухе.

### Построение процессов обработки воздуха в прямоточной СКВ для теплого периода.

Исходными данными для построения процесса кондиционирования воздуха на  $I-d$ -диаграмме являются расчетные параметры наружного воздуха в теплый период  $\varphi_H$  и  $t_H$ , заданные параметры внутреннего воздуха  $\varphi_B$  и  $t_B$ , величина углового коэффициента луча процесса обработки воздуха в помещении  $\varepsilon_{\Pi}$ , вычисленная на основании известных количеств тепла и влаги, выделяющихся в помещении.

На рис. 14 изображена принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха. Согласно этой схеме наружный воздух в количестве  $G_0$  поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлажденная вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

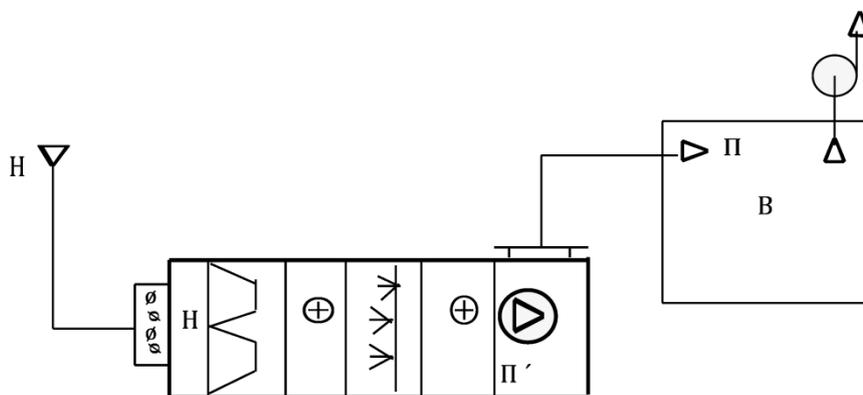


Рис. 14. Схема прямоточной СКВ

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается и осушается, приобретая на выходе из оросительной камеры относительную влажность при насыщении, обычно равную  $\varphi \approx 95\%$ . Так как при этом температура приточного воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то для доведения до указанной температуры после оросительной камеры воздух направляется в калорифер второго подогрева, в котором он нагревается до заданной температуры выхода из кондиционера. Эту температуру обычно принимают на  $1 - 1,5^\circ\text{C}$  ниже необходимой температуры приточного воздуха.

Последнее объясняется тем, что обработанный воздух по пути из кондиционера в помещение нагревается за счет превращения механической энергии в тепловую энергию в вентиляторе и теплопередачи через стенки воздуховода, проходящего в помещениях, имеющих

температуру более высокую, чем температура приточного воздуха, перемещающегося по воздуховоду.

Порядок построения процессов обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха:

1) находим на  $I-d$ -диаграмме положение точек Н и В, характеризующих параметры наружного и внутреннего воздуха;

2) через точку В проводим луч процесса обработки воздуха в помещении с учетом величины углового коэффициента  $\varepsilon$ ;

3) определяем параметры приточного воздуха, для этого вычисляем температуру приточного воздуха  $t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{доп}}$ , где  $\Delta t_{\text{доп}}$  – допустимая разность температур между приточным и внутренним воздухом, которая зависит от способа подачи и удаления воздуха в помещении.

Для расчета воздухообмена принимают [8] при подаче воздуха:

- непосредственно в рабочую зону  $\Delta t_{\text{доп}} = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- на высоту 2,5 м и выше  $\Delta t_{\text{доп}} = (4 - 6) \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- на высоту более 4м от пола  $\Delta t_{\text{доп}} = (6 - 9) \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- воздухораспределителями (плафонами)  $\Delta t_{\text{доп}} = (8 - 15) \text{ } ^\circ\text{C}$ .

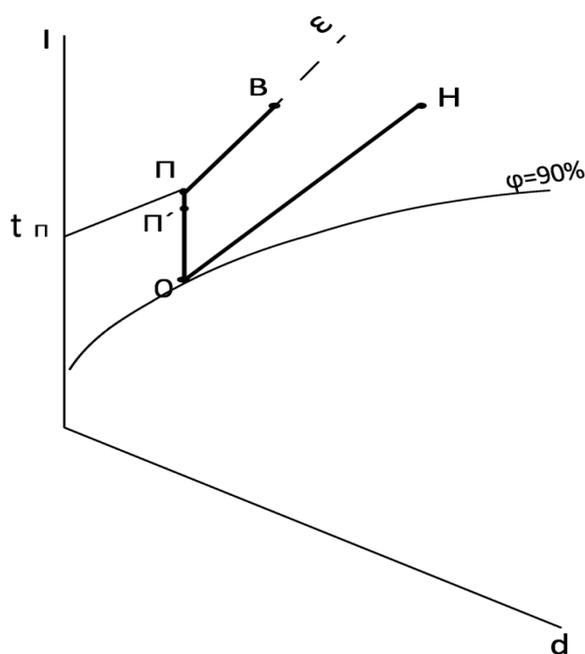


Рис. 15. Построение процессов обработки воздуха в приточной СКВ для теплого периода

Проводим изотерму  $t_{\text{п}}$  до пересечения с лучом процесса  $\varepsilon$  в точке П и получаем остальные параметры приточного воздуха. Соединя-

ем точки В и П, получаем отрезок ПВ, характеризующий ассимиляцию теплоты и влаги воздухом в помещении;

4) от точки П вниз по линии  $d = \text{const}$  проводим линию до пересечения с  $\varphi = 90 \%$ , ставим точку О, получаем отрезок ПО;

5) от точки П по линии ПО откладываем вниз отрезок в  $1 \text{ }^\circ\text{C}$ , ставим точку П' (отрезок ПП' характеризует нагрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе), отрезок ОП' характеризует нагрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева;

6) точку О соединяем с точкой Н, получаем НО – процесс осушения и охлаждения воздуха в оросительной камере кондиционера.

Определяем расход приточного воздуха, исходя из построения процессов на  $I$ - $d$ -диаграмме влажного воздуха:

- по условию удаления полной теплоты

$$G = \frac{3,6Q_{\text{изб}}^{\text{тп}}}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}}};$$

- для удаления избыточной влаги

$$G = \frac{W}{d_{\text{в}} - d_{\text{п}}};$$

где  $G$  – расход приточного воздуха, кг/ч;

$Q_{\text{изб}}^{\text{тп}}$  – количество теплоты, выделяющейся в помещении в теплый период, Вт;

$I_{\text{в}}, I_{\text{п}}$  – энтальпия соответственно внутреннего и приточного воздуха;

$W$  – количество влаги, выделяющейся в помещении;

$d_{\text{в}}, d_{\text{п}}$  – влагосодержание соответственно внутреннего и приточного воздуха.

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифер второго подогрева) определяют по уравнению

$$Q_{\text{II}} = G(I_{\text{п}'} - I_0);$$

где  $Q_{\text{II}}$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер второго подогрева);

$I_{\text{п}'}, I_0$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в калорифер.

Охлаждающую мощность оросительной камеры определяют по уравнению

$$Q_{\text{охл}} = G(I_{\text{н}} - I_0),$$

где  $Q_{\text{охл}}$  – охлаждающая мощность оросительной камеры;

$I_{\text{н}}, I_0$  – энтальпия воздуха на входе и выходе из оросительной камеры.

**Построение процессов обработки воздуха в прямоточной СКВ для холодного периода.** Рассмотрим прямоточную СКВ для холодного периода [7]. Наружный воздух нагревается в воздухонагревателе (калорифер первого подогрева), поступает в оросительную камеру, в которой происходит адиабатическое увлажнение воздуха, затем в воздухонагреватель (калорифер второго подогрева) и подается в помещение.

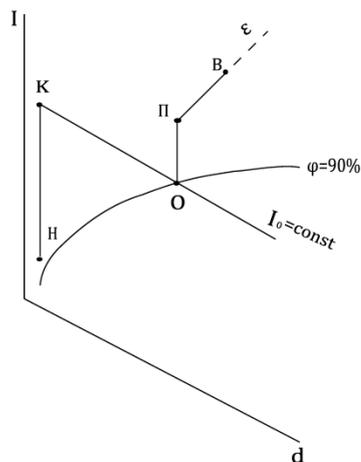


Рис. 16. Построение процессов обработки воздуха в прямоточной СКВ для холодного периода

Схема обработки воздуха в прямоточной СКВ в холодный период показана на рис. 16.

Исходными данными для построения процессов обработки воздуха по этой схеме являются параметры внутреннего и наружного воздуха, значение величины углового коэффициента  $\varepsilon$  для холодного периода, расход воздуха, рассчитанный в теплый период.

Порядок построения процессов обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха:

1) определяем на  $I-d$ -диаграмме положение точек Н – параметры наружного воздуха и точки В – параметры внутреннего воздуха;

2) проводим через точку В  $\varepsilon$  помещения для холодного периода;

3) находим положение точки П, для этого рассчитываем влагосодержание  $d_{\text{п}}$

$$d_{\text{п}} = d_{\text{в}} - \frac{W}{G} 10^3,$$

где  $W$  – влаговыделения в помещении в холодный период, кг/ч;

$G$  – расход воздуха, рассчитанный в теплый период, кг/ч;

$d_{\text{п}}$ ,  $d_{\text{в}}$  – влагосодержание соответственно приточного и внутреннего воздуха, г/кг.

Проводим линию  $d_{\text{п}} = \text{const}$  до пересечения с лучом процесса  $\varepsilon$  и ставим точку П. Для уточнения расчетов определяем энтальпию точки П из уравнения

$$I_{\text{п}} = I_{\text{в}} - \frac{3,6 \cdot Q}{G},$$

где  $Q$  – избыточные тепловыделения в холодный период, Вт;

$I_{\text{п}}, I_{\text{в}}$  – энтальпия соответственно приточного и внутреннего воздуха, кДж/кг;

4) проводим линию  $d_{\text{п}} = \text{const}$  до пересечения с  $\varphi = 90 \%$ , ставим точку О, получаем отрезок ПО;

5) через точку О проводим линию  $I_{\text{о}} = \text{const}$  до пересечения с линией  $d_{\text{н}} = \text{const}$  в точке К.

Получаем следующие отрезки: НК – нагрев воздуха в воздухонагревателе (калорифер первого подогрева), КО – адиабатическое увлажнение воздуха в оросительной камере, ОП – нагрев воздуха в воздухонагревателе (калорифер второго подогрева), ПВ – характеризует ассимиляцию теплоты и влаги воздухом в помещении.

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифер первого подогрева) рассчитываем по уравнению

$$Q_I = G(I_{\text{к}} - I_{\text{н}}),$$

где  $Q_I$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер первого подогрева);

$I_{\text{к}}, I_{\text{н}}$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер первого подогрева).

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифер второго подогрева) определяем по уравнению

$$Q_{II} = G(I_{\text{п}} - I_{\text{о}}),$$

где  $Q_{II}$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер второго подогрева);

$I_{\text{п}}, I_{\text{о}}$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифере второго подогрева).

## Тест

Учитывается ли нагрев приточного воздуха в воздуховодах при построении процессов СКВ на  $I-d$ -диаграмме?

1. Учитывается только для переходного периода.
2. Учитывается только для теплого периода.
3. Учитывается только для холодного периода.
4. Учитывается для всех периодов года.

## Лекция 9. СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

### План лекции

- а) Принципиальная схема кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией.
- б) Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в теплый период.
- в) Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в холодный период.

**Принципиальная схема кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией.** На рис. 17 показана принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией [5]. Отличие от прямоточной системы кондиционирования заключается в наличии канала для рециркуляции воздуха. При этом рециркуляционный воздух может подмешиваться к наружному воздуху либо перед воздухонагревателем первой 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 схему организации воздухообмена в помещении, т.е. расположение устройств для 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.

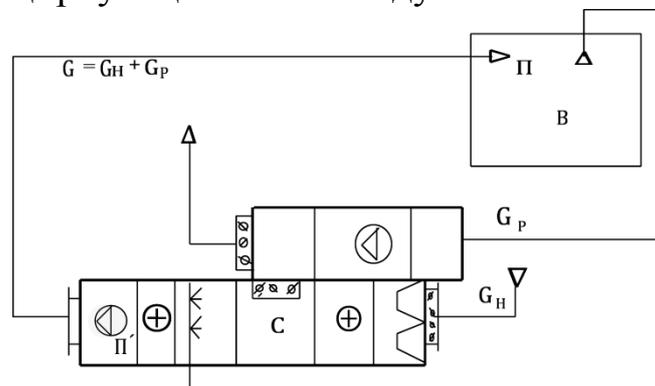


Рис. 17. Принципиальная схема кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией

Так, например, при применении схемы организации воздухообмена снизу вверх и заборе рециркуляционного воздуха из верхней зоны его параметры соответствуют параметрам удаляемого воздуха, а при схеме подачи «сверху вниз» – параметрам внутреннего воздуха. Если воздух на рециркуляцию забирают из рабочей зоны, то его параметры будут соответствовать параметрам внутреннего воздуха.

**Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в теплый период.** Рассмотрим построение процессов обработки воздуха в системе кондиционирования с рециркуляцией для теплого периода. Схема обработки воздуха показана на рис. 18.

Исходными данными являются параметры наружного воздуха в теплый период  $\varphi_n$  и  $t_n$ , заданные параметры внутреннего воздуха  $\varphi_b$  и  $t_b$ , величина углового коэффициента луча процесса обработки воздуха в помещении  $\varepsilon_n$ , вычисленная на основании известных количеств тепла и влаги, выделяющихся в помещении, минимальное количество наружного воздуха  $G_n$ , допустимая разность температур между внутренним и приточным воздухом  $\Delta t_{доп}$ .

Порядок построения процессов обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха:

- 1) находим на  $I-d$ -диаграмме положение точек Н и В, характеризующих параметры наружного и внутреннего воздуха;
- 2) через точку В проводим луч процесса обработки воздуха в помещении с учетом величины углового коэффициента  $\varepsilon$ ;
- 3) находим параметры приточного воздуха, для этого определяем температуру приточного воздуха  $t_n = t_b - \Delta t_{доп}$ , где  $\Delta t_{доп}$  – допустимая разность температур между приточным и внутренним воздухом.

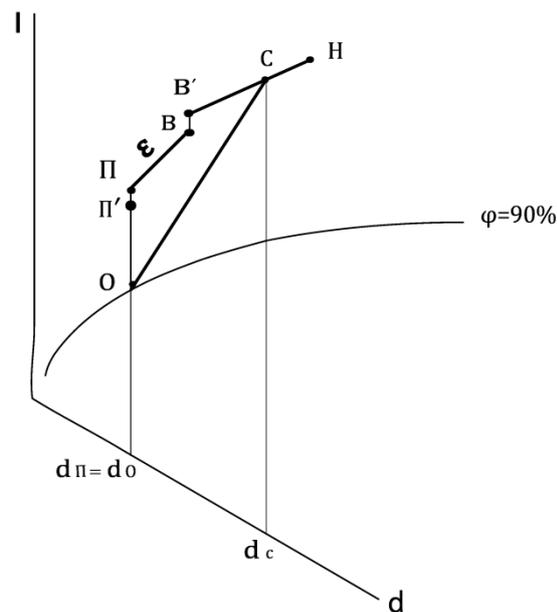


Рис. 18. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в теплый период

хом, которая зависит от способа подачи и удаления воздуха в помещении.

Проводим изотерму  $t_{\text{п}}$  до пересечения с лучом процесса  $\varepsilon$  в точке П и получаем остальные параметры приточного воздуха. Соединяем точки В и П, получаем отрезок ПВ, характеризующий ассимиляцию теплоты и влаги воздухом в помещении.

Определяем расход приточного воздуха, исходя из построения процессов на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха:

- по условию удаления полной теплоты

$$G = \frac{3,6Q_{\text{изб}}^{\text{тп}}}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}}};$$

- для удаления избыточной влаги

$$G = \frac{W}{d_{\text{в}} - d_{\text{п}}},$$

где  $G$  – расход приточного воздуха, кг/ч;

$Q_{\text{изб}}^{\text{тп}}$  – количество теплоты, выделяющейся в помещении в теплый период, Вт;

$I_{\text{в}}$ ,  $I_{\text{п}}$  – энтальпия соответственно внутреннего и приточного воздуха;

$W$  – количество влаги, выделяющейся в помещении;

$d_{\text{в}}$ ,  $d_{\text{п}}$  – влагосодержание соответственно внутреннего и приточного воздуха;

4) от точки П вниз по линии  $d = \text{const}$  проводим линию до пересечения с  $\varphi = 90 - 95 \%$ , ставим точку О, получаем отрезок ПО;

5) от точки П по линии ПО откладываем вниз отрезок в  $1 \text{ } ^\circ\text{C}$ , ставим точку П' (отрезок ПП' характеризует нагрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе), отрезок ОП' характеризует нагрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева;

6) от точки В проводим линию  $d_{\text{в}} = \text{const}$ , откладываем вверх отрезок в  $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ , получаем точку В' и отрезок ВВ' – подогрев воздуха в рециркуляционном воздуховоде и вентиляторе);

7) находим положение точки смеси С, соответствующее параметрам воздуха после смешения рециркуляционного и наружного воздуха. Соединяем точки В' и П, получаем отрезок В'П, характеризующий процесс смешения, определяем положение точки С из уравнения

$$d_c = d_{B'} + \frac{G_H}{G} (d_H - d_{B'}).$$

Проводим линию  $d_c = \text{const}$  до пересечения с линией В'Н и получаем точку С;

8) определяем расход рециркуляционного воздуха  $G_p$  из уравнения

$$G_p = G - G_H;$$

9) точки С и О соединяем прямой. Получившийся отрезок СО характеризует политропный процесс тепловлажностной обработки воздуха в оросительной камере.

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе второй ступени (калорифер второго подогрева) определяют по уравнению

$$Q_{II} = G(I_{II'} - I_o),$$

где  $Q_{II}$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер второго подогрева);

$I_{II'}$ ,  $I_o$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в калорифер.

Охлаждающую мощность оросительной камеры определяют по уравнению

$$Q_{\text{охл}} = G(I_c - I_o),$$

где  $Q_{\text{охл}}$  – охлаждающая мощность оросительной камеры;

$I_H$ ,  $I_c$  – энтальпия воздуха на входе и выходе из оросительной камеры.

**Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в холодный период.** Рассмотрим СКВ с рециркуляцией для холодного периода. Для нее возможны два варианта:

1-й вариант – смешения наружного и рециркуляционного воздуха до воздухонагревателя первой ступени (рис. 19, а);

2-й вариант – смешение наружного и рециркуляционного воздуха после воздухонагревателя первой ступени (рис.19, б).

Исходными данными для построения процессов обработки воздуха по этой схеме являются параметры внутреннего и наружного воздуха, значение величины углового коэффициента  $\epsilon$  для холодного периода, расход воздуха, рассчитанный в теплый период.

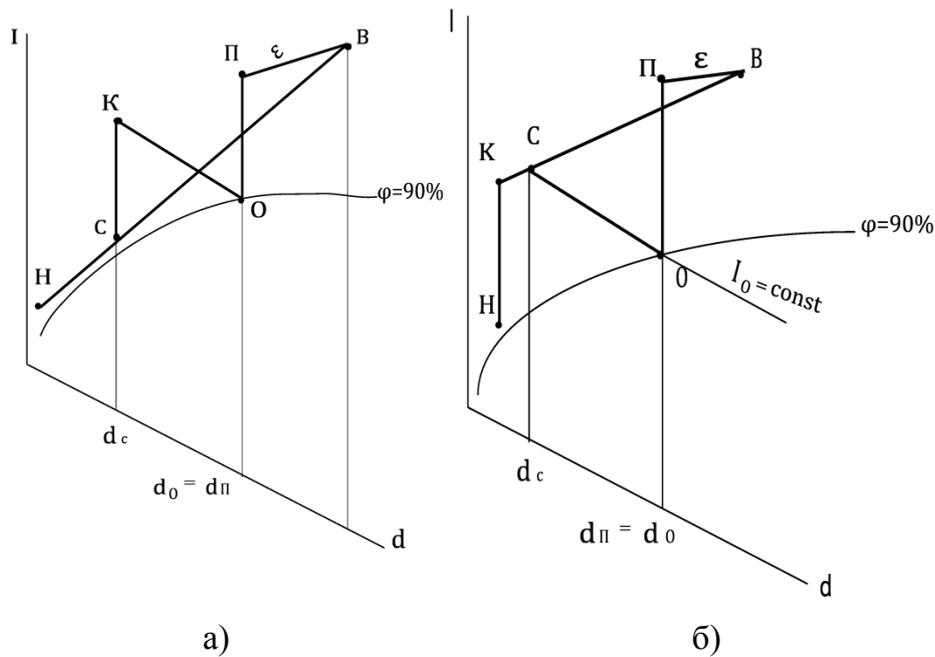


Рис. 19. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в холодный период: а – смешение наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется до воздухонагревателя первой ступени; б – смешение наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется после воздухонагревателя первой ступени

Порядок построения процессов обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха:

- 1) определяем на  $I-d$ -диаграмме положение точки Н – параметры наружного воздуха и точки В – параметры внутреннего воздуха;
- 2) проводим через точку В  $\epsilon$  помещения для холодного периода;
- 3) определяем положение точки П, для этого рассчитываем влагосодержание  $d_{\pi}$

$$d_{\pi} = d_{\text{в}} - \frac{W}{G} 10^3,$$

где  $W$  – влаговыделения в помещении в холодный период, кг/ч;

$G$  – расход воздуха, рассчитанный в теплый период, кг/ч;

$d_{\pi}$ ,  $d_{\text{в}}$  – влагосодержание соответственно приточного и внутреннего воздуха, г/кг.

Проводим линию  $d_{\pi} = \text{const}$  до пересечения с лучом процесса  $\epsilon$  и ставим точку П. Для уточнения расчетов определяем энтальпию точки П из уравнения

$$I_{\pi} = I_{\text{в}} - \frac{3,6 \cdot Q}{G},$$

где  $Q$  – избыточные тепловыделения в холодный период, Вт;

$I_{\Pi}$ ,  $I_{\text{В}}$  – энтальпия соответственно приточного и внутреннего воздуха, кДж/кг;

4) проводим линию  $d_{\Pi} = \text{const}$  до пересечения с  $\varphi = 90 \%$ , ставим точку О, получаем отрезок ПО;

5) определяем положение точки смеси С, для этого определяем влагосодержание этой точки из уравнения

$$d_c = d_{\text{В}} - \frac{G_{\text{Н}}}{G} (d_{\text{В}} - d_{\text{Н}}).$$

Точки Н и В соединяем прямой. Точка С лежит на линии НВ – процесс смешения рециркуляционного и наружного воздуха, проводим  $d_c = \text{const}$  до пересечения с линией НВ, ставим точку С;

б) через точку О проводим линию  $I_o = \text{const}$  до пересечения с линией  $d_c = \text{const}$  в точке К, характеризующей состояние воздуха на выходе из воздухонагревателя первой ступени нагрева.

Таким образом, НВ – процесс смешения наружного и рециркуляционного воздуха, СК – нагрев в воздухонагревателе первого подогрева, КО – адиабатное увлажнение воздуха в оросительной камере, ПО – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифер первого подогрева) определяют по уравнению

$$Q_I = G(I_{\text{К}} - I_{\text{С}}),$$

где  $Q_I$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер первого подогрева);

$I_{\text{К}}$ ,  $I_{\text{С}}$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер первого подогрева).

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифере второго подогрева) рассчитывают по уравнению

$$Q_{II} = G(I_{\Pi} - I_o),$$

где  $Q_{II}$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер второго подогрева);

$I_{\Pi}$ ,  $I_o$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер второго подогрева).

Рассмотрим второй вариант (рис. 19, б), наружный и рециркуляционный воздух смешиваются после воздухонагревателя первой ступени.

Аналогично определяем положение точек Н, В, П, О (пункты 1 – 4);

7) определяем положение точки смеси С, для этого определяем влагосодержание этой точки из уравнения

$$d_c = d_b - \frac{G}{G_H} (d_b - d_H).$$

Проводим линию  $d_c = \text{const}$  до пересечения с линией  $I_o = \text{const}$  и получаем точку С (состояние воздуха после смешения наружного воздуха, прошедшего нагрев в воздухонагревателе первого подогрева и воздуха из помещения);

8) соединяем точки С и В и продолжаем до пересечения с линией  $d_H = \text{const}$ , получаем точку К, характеризующую параметры наружного воздуха на выходе из воздухонагревателя первой ступени нагрева, точки Н и К соединяем.

Таким образом, НК – процесс нагрева наружного воздуха в воздухонагревателе первой ступени нагрева, KB – процесс смешения наружного воздуха с воздухом из помещения в смесительной камере, CO – адиабатное увлажнение воздуха в оросительной камере, ПО – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифер первого подогрева) определяют по уравнению

$$Q_I = G(I_K - I_H),$$

где  $Q_I$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер первого подогрева);

$I_K, I_H$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер первого подогрева);

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифер второго подогрева) находят по уравнению

$$Q_{II} = G(I_{II} - I_o),$$

где  $Q_{II}$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер второго подогрева);

$I_{II}, I_o$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер второго подогрева).

### Тест

Чем руководствуются при кондиционировании воздуха в холодный период с первой рециркуляцией смешение наружного и уходящего воздуха часто производят после I воздухонагревателя?

1. Для снижения расхода тепла.
2. Для предотвращения выделения влаги.
3. Для уменьшения поверхности воздухонагревателя.

## Лекция 10. СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ПЕРВОЙ И ВТОРОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

### План лекции

- а) Схема обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями.
- б) Построение процессов обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями для теплого периода.
- в) Построение процессов обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями для холодного периода.

**Схема обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями.** Для сокращения тепла и холода при обработке воздуха до заданных параметров применяют системы кондиционирования воздуха с первой и второй рециркуляцией. Схема такой СКВ показана на рис. 20 [5].

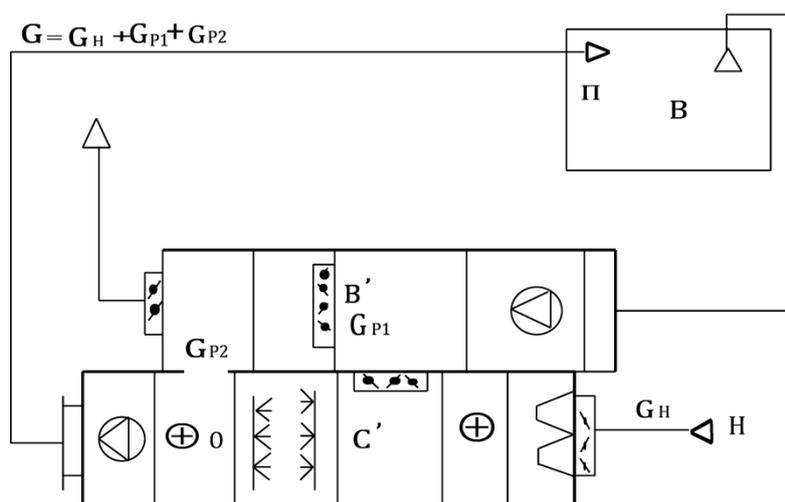


Рис. 20. Схема обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями

В соответствии со схемой наружный воздух смешивается с воздухом первой рециркуляции (до или после воздухонагревателя первой ступени нагрева, который в теплый период не работает). Эту смесь обрабатывают в оросительной камере, после этого к ней дополнительно подмешивают воздух второй рециркуляции и после этого смесь воздуха поступает в помещение.

**Построение процессов обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями для теплого периода.** Исходными данными являются

ся параметры наружного воздуха в теплый период  $\varphi_H$  и  $t_H$ , заданные параметры внутреннего воздуха  $\varphi_B$  и  $t_B$ , величина углового коэффициента луча процесса обработки воздуха в помещении  $\epsilon_{\Pi}$ , вычисленная на основании известных количеств тепла и влаги, выделяющихся в помещении, минимальное количество наружного воздуха  $G_H$ , допустимая разность температур между внутренним и приточным воздухом  $\Delta t_{\text{доп}}$ .

Порядок построения процессов обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха (рис. 21):

1) определяем положение точек В, В', П, П' и расход приточного воздуха как в предыдущих лекциях;

2) соединяем точки В' и П', получаем линию В'П' и продолжаем ее до  $\varphi = 90 - 95 \%$ , получаем точку О, которая соответствует параметрам воздуха на выходе из оросительной камеры. Расход воздуха через оросительную камеру определяем из уравнения

$$G = G_{\text{ор}} + G_{\text{р2}},$$

где  $G_{\text{ор}}$  – расход воздуха через оросительную камеру;

$G_{\text{р2}}$  – расход воздуха второй рециркуляции

$$G_{\text{ор}} = \frac{G(d_B - d_{\Pi})}{d_B - d_0},$$

$d_B, d_{\Pi}, d_0$  – влагосодержание соответственно внутреннего, приточного воздуха и воздуха на выходе из оросительной камеры. Расход воздуха на вторую рециркуляцию находим из уравнения

$$G_{\text{р2}} = G - G_{\text{ор}};$$

3) соединяем точки В' и Н, получаем линию смеси В'Н воздуха первой рециркуляции  $G_{\text{р1}}$  и наружного воздуха  $G_H$ . Количество воздуха первой рециркуляции  $G_{\text{р1}}$  рассчитываем из уравнения

$$G_{\text{р1}} = G_{\text{ор}} - G_H.$$

Определяем положение точки С, характеризующей параметры смеси воздуха по уравнению

$$d_C = d_B + \frac{G_H}{G_{\text{ор}}}(d_H - d_B),$$

где  $d_B, d_H, d_C$  – влагосодержание соответственно внутреннего, наружного воздуха и смеси наружного и внутреннего воздуха, идущего на первую рециркуляцию;

4) соединяем точки В' и П', получаем линию В'П' и продолжаем ее до  $\varphi = 90 - 95 \%$ , получаем точку О, которая соответствует пара-

метрам воздуха на выходе из оросительной камеры. Расход воздуха через оросительную камеру вычисляем из уравнения

$$G = G_{ор} + G_{р2},$$

где  $G_{ор}$  – расход воздуха через оросительную камеру;

$G_{р2}$  – расход воздуха второй рециркуляции;

5) соединяем точки  $B'$  и  $H$ , получаем линию смеси  $B'H$  воздуха первой рециркуляции и наружного. Определяем положение точки смеси  $C$ , для этого проводим линию  $d_c = const$  до пересечения с линией  $B'H$ .

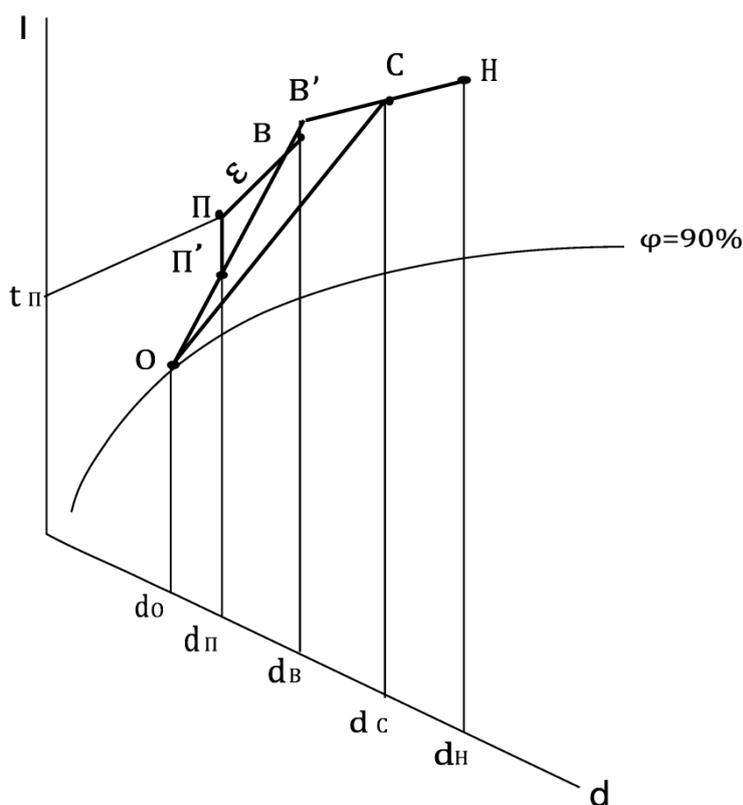


Рис. 21. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями для теплого периода

Получаем следующие отрезки:  $B'H$  – линия смеси наружного воздуха с воздухом первой рециркуляции,  $CO$  – увлажнение и осушение воздуха в оросительной камере,  $OB'$  – линия смеси воздуха из оросительной камеры с воздухом второй рециркуляции,  $ΠB$  – характеризует ассимиляцию теплоты и влаги воздухом в помещении,  $BB'$  – подогрев воздуха в рециркуляционном воздуховоде и вентиляторе;  $ΠΠ'$  характеризует нагрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе. Особенностью обработки воздуха с первой и второй рецир-

куляцией в теплый период является отсутствие воздухонагревателя второй степени нагрева.

**Построение процессов обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями для холодного периода.** Рассмотрим СКВ с первой и второй рециркуляцией для холодного периода (рис. 22).

Исходными данными для построения процессов обработки воздуха по этой схеме являются параметры внутреннего и наружного воздуха, значение величины углового коэффициента  $\varepsilon$  для холодного периода, расходы воздуха, рассчитанные в теплый период.

Порядок построения процессов обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха для холодного периода:

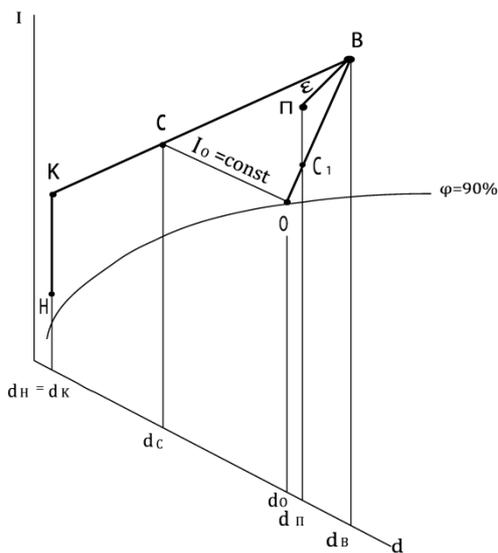


Рис. 22. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями для холодного периода

1) определяем на  $I-d$ -диаграмме положение точки Н – параметры наружного воздуха и точки В – параметры внутреннего воздуха;

2) проводим через точку В  $\varepsilon$  помещения для холодного периода;

3) определяем положение точки П, для этого рассчитываем влагосодержание  $d_{\text{п}}$

$$d_{\text{п}} = d_{\text{в}} - \frac{W}{G} 10^3,$$

где  $W$  – влаговыделения в помещении в холодный период,

кг/ч;

$G$  – расход воздуха, рассчитанный в теплый период, кг/ч;

$d_{\text{п}}$ ,  $d_{\text{в}}$  – влагосодержание соответственно приточного и внутреннего воздуха, г/кг.

Проводим линию  $d_{\text{п}} = \text{const}$  до пересечения с лучом процесса  $\varepsilon$  и ставим точку П. Для уточнения расчетов определяют энтальпию точки П из уравнения

$$I_{\text{п}} = I_{\text{в}} - \frac{3,6 \cdot Q}{G},$$

где  $Q$  – избыточные тепловыделения в холодный период, Вт;

$I_{\text{п}}, I_{\text{в}}$  – энтальпия соответственно приточного и внутреннего воздуха, кДж/кг;

4) вычисляем влагосодержание воздуха на выходе из оросительной камеры из уравнения

$$d_o = d_{\text{в}} - \frac{G}{G_{\text{р2}}}(d_{\text{в}} - d_{\text{п}}).$$

Точка О находится на линии пересечения  $d_o = \text{const}$  и кривой  $\varphi_o = 90 \div 95 \%$ . Соединяем точку О с точкой В прямой линией ОВ на пересечении ее с линией  $d_{\text{п}} = \text{const}$ , определяем положение точки смеси С<sub>1</sub>;

5) в зависимости от конкретных условий воздух первой рециркуляции может быть подмешан к наружному воздуху как перед воздухонагревателем первой ступени, так и после него. В зависимости от этого производится дальнейшее построение процесса обработки воздуха. Предположим, что наружный воздух и воздух первой рециркуляции смешиваются после воздухонагревателя первой ступени подогрева. Тогда влагосодержание точки смеси первой рециркуляции определим из уравнения

$$d_c = d_{\text{в}} - \frac{G_{\text{ор}}}{G_{\text{н}}}(d_{\text{в}} - d_{\text{н}}).$$

Точка С находится на пересечении линии  $d_c = \text{const}$  с линией  $I_o = \text{const}$ . На пересечении продолжения линии СВ с линией  $d_{\text{н}} = \text{const}$  находят положение точки К.

Таким образом, НК – процесс нагрева наружного воздуха в воздухонагревателе первой ступени нагрева, KB – процесс смешения наружного воздуха с воздухом из помещения в смесительной камере, СО – адиабатное увлажнение воздуха в оросительной камере, ОВ – процесс смешения воздуха из оросительной камеры с воздухом второй рециркуляции, С<sub>1</sub>П – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифер первого подогрева) определяют по уравнению

$$Q_I = G_{\text{н}}(I_{\text{к}} - I_{\text{н}}),$$

где  $Q_I$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер первого подогрева);

$I_{\text{к}}, I_{\text{н}}$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер первого подогрева).

Расход тепла на нагревание воздуха в воздухонагревателе (калорифер второго подогрева) находят по уравнению

$$Q_{II} = G(I_{II} - I_{c1}),$$

где  $Q_{II}$  – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер второго подогрева);

$I_{II}$ ,  $I_{c1}$  – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер второго подогрева).

### Тесты

Для каких целей в СКВ может применяться градирня?

1. Для охлаждения воды перед подачей во вспомогательные помещения.
2. Для охлаждения воды перед подачей в конденсатор.
3. Для очистки воздуха от пыли.

Чему равен расход тепла в воздухонагревателе второго подогрева в схеме СКВ с двумя рециркуляциями в теплый период?

1. Нулю
2.  $Q_{II} = G(I_{II} - I_0)$
3.  $Q_{II} = G(I_{II} - I_c)$

## Лекция 11. СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

### План лекции

- а) Схема СКВ двухступенчатого испарительного охлаждения для теплого периода.
- б) Построение процессов обработки воздуха в СКВ двухступенчатого испарительного охлаждения для теплого периода.
- в) Схема СКВ с использованием кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения для холодного периода.
- г) Построение процессов обработки воздуха в СВК двухступенчатого испарительного охлаждения для холодного периода.

**Схема СКВ двухступенчатого испарительного охлаждения для теплого периода.** Для уменьшения воздухообмена в теплый период применяют двухступенчатое испарительное охлаждение.

Установка двухступенчатого испарительного охлаждения для теплого периода показана на рис. 23 [7]. Состоит из кондиционера и градирни. В кондиционере производится косвенное и прямое изоэнтальпийное охлаждение воздуха обслуживаемых помещений.

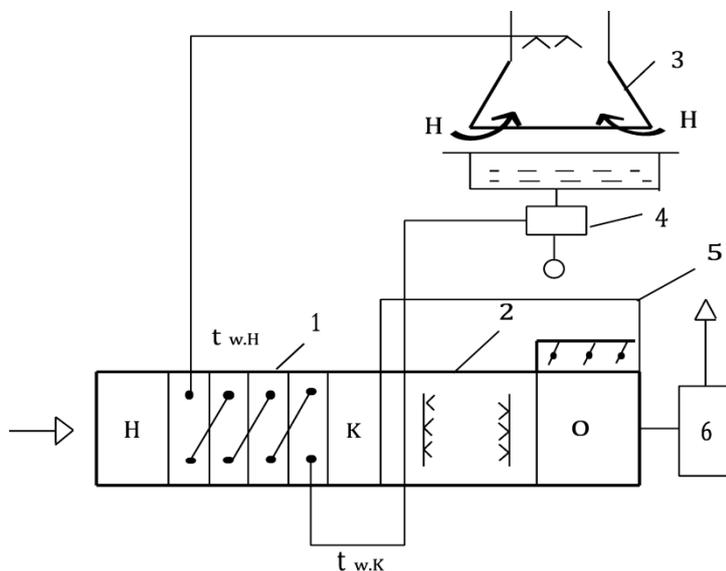


Рис. 23. Схема СКВ двухступенчатого испарительного охлаждения для теплого периода: 1 – поверхностный воздухоохладитель; 2 – оросительная камера; 3 – градирня; 4 – насос; 5 – байпас с воздушным клапаном; 6 – вентилятор

В градирне происходит испарительное охлаждение воды, питающей поверхностный воздухоохладитель кондиционера. С целью унификации оборудования для испарительного охлаждения воды вместо градирни можно использовать оросительные камеры центральных кондиционеров. Наружный воздух поступает в кондиционер и на первой ступени охлаждения – 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.



где  $\Delta t_b$  – перепад температур, принимается  $\Delta t_b \geq 3 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Точку К, характеризующую состояние воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя, находят на пересечении линий  $d_n = \text{const}$  и  $d_k = \text{const}$ . Далее проводят линию  $I_k = \text{const}$  и находят на ней положение точки О. Вспомогательным построением определяют положение точек В' и С. Точка П, соответствующая параметрам приточного воздуха, находится на пересечении линии  $d_c = \text{const}$  и изотермы  $t_{\text{п}} = t_o + (0,5 - 1 \text{ }^\circ\text{C})$ . На линии процесса обработки воздуха в помещении  $\varepsilon$ , проведенной через точку П, находят точки В и У.

Определяем расход приточного воздуха, исходя из построения процессов на  $I-d$ -диаграмме влажного воздуха:

- по условию удаления полной теплоты

$$G = \frac{3,6Q_{\text{изб}}^{\text{т.п}}}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}}};$$

- для удаления избыточной влаги

$$G = \frac{W}{d_{\text{в}} - d_{\text{п}}},$$

где  $G$  – расход приточного воздуха, кг/ч;

$Q_{\text{изб}}^{\text{т.п}}$  – количество теплоты, выделяющейся в помещении в теплый период, Вт;

$I_{\text{в}}, I_{\text{п}}$  – энтальпия соответственно внутреннего и приточного воздуха;

$W$  – количество влаги, выделяющейся в помещении;

$d_{\text{в}}, d_{\text{п}}$  – влагосодержание соответственно внутреннего и приточного воздуха.

Таким образом, НК – процесс охлаждения наружного воздуха в воздухоохладителе (косвенное охлаждение), КО – изоэнтальпийное охлаждение воздуха в оросительной камере (прямое охлаждение), СП – нагрев воздуха в приточном воздуховоде, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

**Схема СКВ с использованием кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения для холодного периода.** Рассмотрим принципиальную схему применения кондиционера системы двухступенчатого испарительного охлаждения в холодный период (рис. 25). Особенностью этой схемы является то, что поверхностный теплообменник (воздухоохладитель), выполняющий в теплый период функцию воздухонагревателя первой ступени, имеет весьма развитую

поверхность. Это связано с тем, что разность температур между обрабатываемым воздухом и холодоносителем сравнительно небольшая.

В холодный период разность температур достигает больших значений, что позволяет обеспечивать его более высокую теплопроизводительность. При этом оказывается целесообразным возложить на этот теплообменник не только функции первой и второй ступени нагрева, но и функцию воздушного отопления.

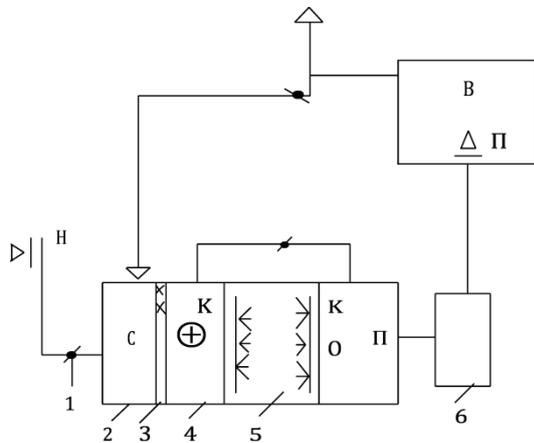


Рис. 25. Схема СКВ с использованием кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения для холодного периода: 1 – клапан; 2 – смешительная камера; 3 – фильтр; 4 – теплообменник; 5 – оросительная камера; 6 – вентилятор

В оросительной камере производится изохлорное увлажнение воздуха, после чего увлажненный воздух вступает в смесь с воздухом, прошедшим по байпасному каналу. В обслуживаемое помещение воздух направляется вентилятором 6.

**Построение процессов обработки воздуха в СКВ двухступенчатого испарительного охлаждения для холодного периода.** Исходными данными для построения процессов обработки воздуха по этой схеме являются параметры внутреннего и наружного воздуха, значение величины углового коэффициента  $\varepsilon$  для холодного периода, расходы воздуха, рассчитанные в теплый период (рис. 26).

Построение процесса на  $I-d$  -диаграмме начинают, как обычно, с нанесения точек Н и В и вычисляют значение энтальпии приточного воздуха по формуле

$$I_{\text{п}} = I_{\text{в}} + \frac{\Sigma Q}{G}.$$

Через точку В проводят линию процесса изменения состояния воздуха  $\varepsilon$  до пересечения с линией  $I_{\text{п}} = \text{const}$ , в результате чего нахо-

дят положение точки П. Точки Н и В соединяют прямой линией, на которой находят точку С, лежащую на пересечении этой линии с линией  $I_c = \text{const}$  по формуле

$$d_c = d_B - \frac{G_H}{G} (d_B - d_H).$$

Через точку С поводят линию  $d_c = \text{const}$ , а через точку П – линию  $I_{\Pi} = \text{const}$  до их взаимного пересечения в точке К (параметры воздуха после воздухонагревателя).

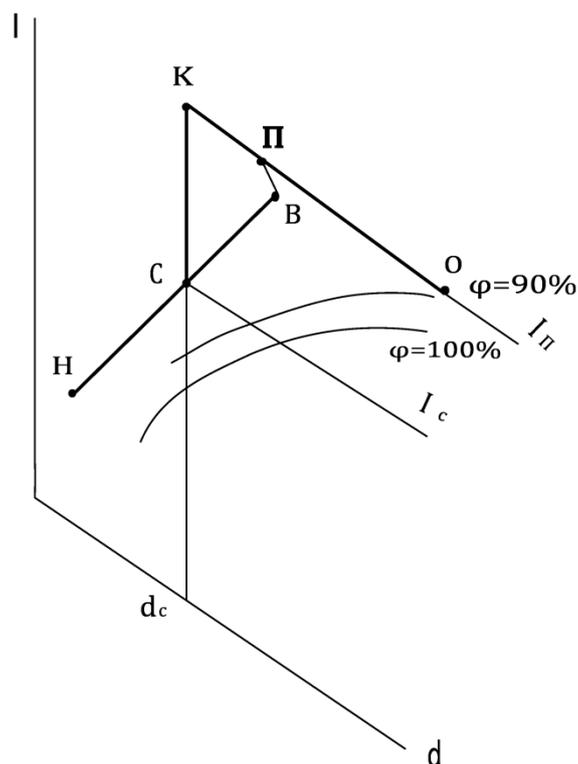


Рис. 26. Построение процессов обработки воздуха в СКВ двухступенчатого испарительного охлаждения для холодного периода

На пересечении  $I_{\Pi} = \text{const}$  с кривой  $\varphi = 90 - 95 \%$  находят положение точки О, характеризующей состояние воздуха, прошедшего изоэнтальпийное увлажнение в оросительной камере.

Расход воздуха, прошедшего через байпасный канал, определяют по формуле

$$G_6 = \frac{G(d_o - d_{\Pi})}{d_o - d_K}.$$

Таким образом, НВ – процесс смешения наружного и внутреннего воздуха, СК – нагрев воздуха в воздухонагревателе, ПВ – про-

цесс изменения состояния воздуха в помещении, КО – изоэнтальпийное увлажнение в оросительной камере.

### Тесты

Что называют байпасом?

1. Фланец вентилятора.
2. Обводной воздуховод кондиционера.
3. Предохранительный клапан кондиционера.

Каким достоинством обладает двухступенчатое испарительное охлаждение воздуха?

1. Меньшим расходом охлаждающей воды.
2. Возможностью легкого регулирования параметров приточного воздуха.
3. Возможностью уменьшения требуемого воздухообмена.

## Лекция 12. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СКВ

### План лекции

- а) Схема компоновки центрального кондиционера по двухуровневой схеме и конструктивные особенности современного оборудования центральных систем кондиционирования воздуха.
- б) Поверхностные теплообменники.
- в) Водяные воздухонагреватели.
- г) Расчет воздухонагревателей.

### **Схема компоновки центрального кондиционера по двухуровневой схеме и конструктивные особенности современного оборудования центральных систем кондиционирования воздуха**

Центральные системы кондиционирования воздуха komponуются из отдельных конструктивных и функциональных блоков [5]. Функциональные блоки служат для реализации процессов обработки, смешения потоков, изменения расхода, перемещения воздуха. Для доведения наружного воздуха до состояния приточного воздуха в зависимости от периода года его необходимо очистить от пыли, нагреть или охладить, увлажнить или осушить, при необходимости смешать в

определенном соотношении с рециркуляционным воздухом, распределить по двум или нескольким потокам, обеспечить перемещение по сети воздуховодов. Согласно технологической схеме обработки воздуха центральный кондиционер компоновается различными функциональными технологическими блоками (воздушные клапаны, фильтры, воздухонагреватели, воздухоохладители, теплообменники для регенерации теплоты удаляемого воздуха, блоки увлажнения, блоки тепломассообмена, вентиляционные агрегаты, шумоглушители) и конструктивными блоками с определенной последовательностью их установки (рис. 27).

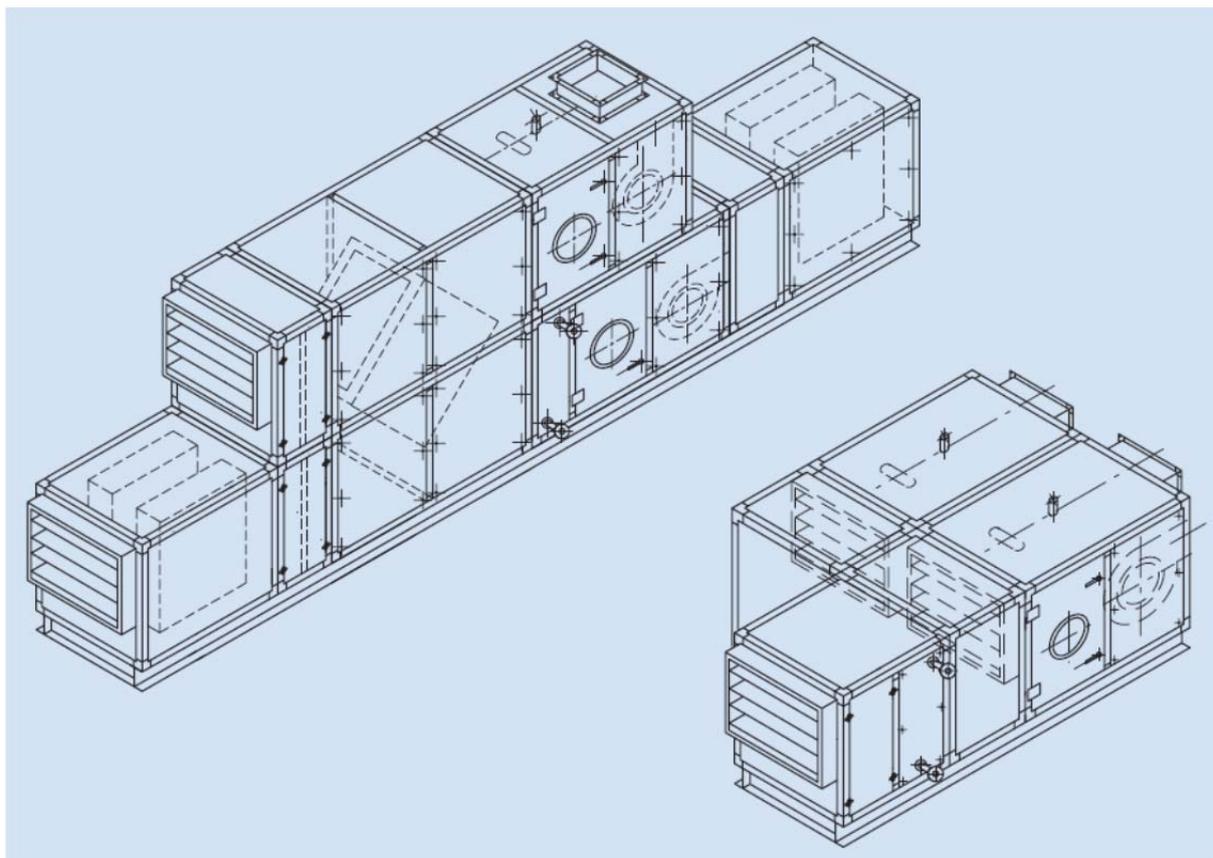


Рис. 27. Схема компоновки центрального кондиционера по двухуровневой схеме по вертикали и горизонтали

Конструктивные блоки необходимы для монтажа, обслуживания и ремонта технологических блоков. При компоновке центрального кондиционера их число стремятся уменьшить или совместить функциональный блок с конструктивным с целью сокращения габаритных размеров установки, а также занимаемой оборудованием строительной площади.

Конструктивными особенностями современного оборудования центральных систем кондиционирования воздуха являются:

- разнообразие схем компоновки (двухъярусная компоновка с теплоутилизаторами и т.д.);

- сведение к минимуму количества камер обслуживания, объединение приемного блока и блока фильтров, функциональные блоки с дверцами для обслуживания;

- отсутствие присоединительного блока, вместо него – вентиляторная секция;

- большое разнообразие блоков увлажнения, использование новых способов увлажнения воздуха (ультразвуковые увлажнители, современные форсуночные камеры орошения);

- использование воздухоохладителей прямого испарения (испаритель холодильной машины);

- в целом более компактные установки;

- моноблочное исполнение типовых схем установки с единым корпусом и панелями, что снижает вес агрегата, упрощает монтаж, уменьшает потери теплоты, холода, повышает герметичность установки.

**Поверхностные теплообменники.** Для нагревания воздуха в центральных кондиционерах используются поверхностные теплообменники, общим конструктивным признаком которых является наличие разделительной стенки между воздухом и теплоносителем, наличие оребренных нагревательных элементов. В воздухонагревателе теплоносителем может быть вода, незамерзающие растворы этиленгликоля или пар. В центральных кондиционерах используются также электрические воздухонагреватели [5].

Нагревательный элемент водяных и паровых воздухонагревателей – оребренная со стороны воздуха металлическая труба. Материал трубы и пластин оребрения могут представлять собой:

- медную трубу, алюминиевые пластины;

- медную трубу, медные пластины;

- стальную трубу и оцинкованные стальные пластины;

- стальную трубу, алюминиевые пластины.

**Водяные воздухонагреватели.** Водяные воздухонагреватели (рис. 28) чаще всего имеют нагревательный элемент – тянутая медная трубка, на которую насажены алюминиевые пластины, создающие

наружное оребрение с целью увеличения поверхности теплообмена со стороны воздуха и общей интенсивности теплопередачи.



Рис. 28. Блок водяного воздушнонагревателя

Расстояние между пластинами нагревательного элемента воздушнонагревателя может изменяться от 1,8 до 4,5 мм. Изменяя расстояние между пластинами при подборе воздушнонагревателя, можно подобрать достаточно точно необходимую поверхность нагрева. Расстояние между пластинами выбирают с учетом возможного накопления волокон и пыли.

В воздушнонагревателях центральных кондиционеров НС (табл. 3) медные трубки с наружным диаметром 5/8" (15,8 мм) располагаются в шахматном порядке с шагом P60x30 мм (60 мм по высоте, 30 мм по ширине); в воздушнонагревателях центральных кондиционеров КЦКП медные трубки с наружным диаметром 1/2 " (13 мм) располагаются в шахматном порядке с шагом P50x25 мм (50 мм по высоте, 25 мм по ширине). Количество трубок по высоте определяется типоразмером кондиционера, высотой воздушнонагревателя и зависит от шага трубок по высоте. Количество трубок по ходу движения воздуха может из-

меняться от одного до шести и определяет поверхность теплообмена для конкретного воздухонагревателя.

Таблица 3

Технические характеристики воздухонагревателей центральных кондиционеров НС фирмы «Clivet»

| Типоразмер кондиционера НС | Площадь фронтально-го сечения, м <sup>2</sup> | Размеры, мм  |                        | Количество трубок в одном ряду при шаге труб, мм |    |
|----------------------------|---|--------------|------------------------|--|----|
|                            |   | Длина трубок | Высота трубной решетки | 60   | 30 |
| 13                         | 0,14  | 400          | 360                    | 6  | 12 |
| 16                         | 0,18  | 500          | 360                    | 6  | 12 |
| 20                         | 0,23  | 550          | 420                    | 7  | 14 |
| 25                         | 0,28  | 620          | 540                    | 9  | 18 |
| 30                         | 0,36  | 670          | 540                    | 9  | 18 |
| 40                         | 0,44  | 730          | 600                    | 10   | 20 |
| 50                         | 0,55  | 910          | 600                    | 10   | 20 |
| 60                         | 0,68  | 950          | 720                    | 12   | 24 |
| 80                         | 0,86  | 1200         | 720                    | 12   | 24 |
| 100                        | 1,09  | 1300         | 840                    | 14   | 28 |
| 120                        | 1,34  | 1400         | 960                    | 16   | 32 |
| 150                        | 1,71  | 1500         | 1140                   | 19   | 38 |
| 190                        | 2,10  | 1750         | 1200                   | 20   | 40 |
| 240                        | 2,62  | 1820         | 1440                   | 24   | 48 |
| 300                        | 3,28  | 2100         | 1560                   | 26   | 52 |
| 360                        | 4,03  | 2400         | 1680                   | 28   | 56 |
| 460                        | 5,04  | 3000         | 1680                   | 28   | 56 |
| 580                        | 6,34  | 3300         | 1920                   | 32   | 64 |
| 720                        | 7,96  | 3900         | 2040                   | 34   | 68 |

Надежная эксплуатация воздухонагревателя зависит от его конструкции. Для исключения образования воздушных пробок, которые могут вызвать нарушение циркуляции теплоносителя и шум, а также для облегчения удаления воздуха, направление движения воды должно быть снизу вверх. Поэтому входной патрубок, к которому подключается подающий трубопровод, расположен внизу, а выходной, к которому подключается обратный трубопровод, – сверху.

В поверхностных воздухонагревателях принято многоходовое прохождение воды по трубкам, количество трубок в змеевике называ-

ется количеством ходов, которое может быть только четным, так как распределительный и сборный коллекторы размещены с одной стороны. Чем больше ходов, тем меньше точек присоединения к коллекторам, тем на меньшее количество потоков делится общий поток воды через воздухонагреватель, тем больше скорость воды в трубках и соответственно потери давления по воде.

Очень важно в поверхностном воздухонагревателе при его подборе, когда определяется число ходов, равномерно распределить общий поток воды по трубам, чтобы обеспечить требуемые скорости движения воды во всех режимах эксплуатации воздухонагревателя и не превысить допустимые значения потерь давления по воде.

При скоростях воды менее 0,3 м/с имеют место ламинарный и переходный режимы течения горячей воды в трубках, при которых коэффициент теплоотдачи со стороны воды достигает самых низких значений, следовательно, коэффициент теплопередачи очень мал по сравнению с турбулентным режимом движения. Рекомендуемые скорости движения в трубках, при которых достигаются устойчивый турбулентный режим течения и минимальное количество труб воздухонагревателя, 1,5 – 2 м/с в расчетном режиме при максимальной нагрузке на воздухонагреватель. При скорости движения воды выше 1,8 м/с может происходить эрозия медных труб, при скоростях выше 2,5 м/с наблюдаются значительные потери давления по воде, потери давления по воде для воздухонагревателей не должны превышать 25 кПа.

В процессе эксплуатации систем кондиционирования воздуха возникает необходимость в регулировании теплоотдачи воздухонагревателя. При количественном регулировании теплоотдачи с повышением температуры наружного воздуха расход теплоносителя уменьшается. При отрицательных температурах наружного воздуха возможно замерзание воды в отдельных трубках воздухонагревателя в результате прекращения в них циркуляции, несмотря на то, что средняя конечная температура теплоносителя, на которую реагирует датчик защиты от замерзания, может быть выше предельного значения.

В процессе регулирования теплоотдачи скорость движения теплоносителя не должна опускаться ниже критического уровня. Расчетами установлено, что для большинства типов воздухонагревателей значение критической скорости не превышает 0,15 м/с. Это значение

принято в качестве минимально допустимого для скорости движения воды в трубках воздухонагревателя.

Конструкция водяного воздухонагревателя с числом трубок по ходу воздуха больше одной чаще всего обеспечивает перекрестно прямоточную или противоточную схему движения теплообменивающихся сред. Перекрестный ток имеет место в каждом отдельном ряду труб, прямоток или противоток – в каждом змеевике, состоящем из труб, расположенных в разных рядах по направлению движения воздуха.

Последовательное расположение труб в змеевике позволяет достигнуть большей продолжительности контакта воздуха с трубами, более равномерного распределения температур. При противоточной схеме больше среднелогарифмическая разность температур и более интенсивно протекает процесс теплопередачи, поэтому такая схема предпочтительна.

Воздухонагреватели могут изготавливаться с обводными каналами, в которых установлены клапаны с ручным приводом или электроприводом. Воздухонагреватели с обводным каналом применяют для первой ступени подогрева воздуха при большом запасе поверхности нагрева теплообменников, когда при регулировании их теплоотдачи изменением расхода теплоносителя может возникать опасность замерзания воды в трубках, поэтому применяют регулирование по воздуху.

**Расчет воздухонагревателей.** В упрощенном поверочном расчете искомой величиной будет площадь поверхности теплообмена при заданных начальных и конечных параметрах теплообменивающихся сред и их расходах.

Исходные данные для расчета воздухонагревателя:

- начальные и конечные параметры воздуха  $t_n, t_k, ^\circ\text{C}$ ;
- расход воздуха  $G, \text{кг/ч}$ ;
- начальная и конечная температуры теплоносителя  $t_1, t_2, ^\circ\text{C}$ .

Требуется определить необходимую площадь поверхности теплообмена воздухонагревателя  $F, \text{м}^2$ , аэродинамическое сопротивление  $\Delta P_a$  и гидравлическое сопротивление  $\Delta P_w, \text{Па}$ .

Необходимая площадь поверхности теплообмена обеспечивается подбором числа рядов труб теплообменника при выбранном значе-

нии расстояния между пластинами, которое может быть равным 1,8; 2,5; 4 мм. Число ходов по теплоносителю определяется в зависимости от рекомендуемой скорости движения теплоносителя в трубках. Для воздухонагревателей рекомендуется скорость от 1,5 до 2,0 м/с.

1. Определяем массовую скорость воздуха во фронтальном сечении кондиционера, кг/с·м<sup>2</sup>;

$$v\rho = \frac{G}{3600 \cdot F_f}.$$

2. Рассчитываем количество теплоты для нагревания воздуха, Вт,

$$Q = 0,278 \cdot c \cdot G(t_k - t_n).$$

3. Определяем расход теплоносителя, кг/ч,

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w(t_1 - t_2)}.$$

4. Задаваясь скоростью движения теплоносителя в трубках  $w$  от 1,2 до 1,5 м/с, определяем число ходов и площадь живого сечения для прохода воды. Предварительно также следует задаться числом рядов трубок по ходу движения воздуха  $p$ .

Общее количество трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{\text{мр}}}{h},$$

где  $H_{\text{мр}}$  – высота трубной решетки, м (табл. 4);

$h$  – шаг труб по высоте, м, для КЦКП  $h = 0,05$ , для НС  $h = 0,06$  или  $h = 0,03$ ;

$p$  – количество рядов трубок по ходу воздуха.

Число ходов

$$n = \frac{N}{m},$$

где  $m$  – число трубок, подключаемых к подающему коллектору, определяемое ориентировочно по заданному значению скорости движения воды в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w}.$$

Таблица 4

Технические характеристики воздухонагревателей центральных кондиционеров КЦКП

| Типоразмер кондиционера | Обозначение воздухонагревателя ВНВ, воздухоохладителя ВОВ | Площадь фронтального сечения, м <sup>2</sup> | Размеры, мм  |                        | Площадь теплообмена однорядного теплообменника, м <sup>2</sup> , при шаге пластин, мм |      |
|-------------------------|---|--|--------------|------------------------|---|------|
|                         |   |  | Длина трубок | Высота трубной решетки | 1,8   | 2,5  |
| КЦКП-5                  | 243.1-073-065   | 0,475  | 730          | 650                    | 12,4  | 9,8  |
| КЦКП-6,3                | 243.1-103-065   | 0,67   | 1030         | 650                    | 18,3  | 13,8 |
| КЦКП-8                  | 243.1-072-085   | 0,865  | 720          | 850                    | 23,6  | 17,9 |
| КЦКП-10                 | 243.1-102-085   | 0,927  | 1020         | 850                    | 25,3  | 19,1 |
| КЦКП-12,5               | 243.1-102-115   | 1,236  | 1020         | 1150                   | 33,8  | 25,5 |
| КЦКП-16                 | 243.1-133-115   | 1,596  | 1330         | 1150                   | 43,6  | 33,0 |
| КЦКП-20                 | 243.1-133-145   | 1,956  | 1330         | 1450                   | 53,5  | 40,4 |
| КЦКП-25                 | 243.1-166-145   | 2,445  | 1660         | 1450                   | 66,9  | 50,5 |
| КЦКП-31,5               | 243.1-166-175   | 2,934  | 1660         | 1750                   | 80,2  | 60,6 |
| КЦКП-45                 | 243.1-196-205   | 3,474  | 1960         | 2050                   | 95  | 71,7 |
| КЦКП-50                 | 243.1-185-200   | 3,96   | 1850         | 2000                   | 108,3   | 81,8 |

Для воздухонагревателей центральных кондиционеров НС фирмы «Clivet» число трубок, подключаемых к коллектору, приведено в табл. 5 в зависимости от расхода воды/

Таблица 5

Число трубок, подключаемых к коллектору воздухонагревателей центральных кондиционеров НС фирмы «Clivet»

| Число подключений к коллектору, <i>m</i> | Расход воды, кг/ч | Диаметр коллектора, дюйм |
|--|-------------------|--------------------------|
| 2-6                                      | 3500              | 1                        |
| 7-12                                     | 10000             | 1,5                      |
| 14-22                                    | 20000             | 2                        |
| 23-54                                    | 54000             | 3                        |
| 88-90                                    | 90000             | 4                        |

Число ходов может быть равным 2, 4, 6, 8, 12, 16. Принимают ближайшее значение числа ходов, определяют количество подключений к коллектору и уточняют скорость движения воды в трубках, м/с,

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot p_w \cdot f_w \cdot m},$$

где  $f_w$  – площадь живого сечения медной трубки,  $m^2$ , при внутреннем диаметре трубки 11,8 мм (КЦКП) составляет 0,0001108  $m^2$ .

5. Определяем коэффициент теплопередачи  $K$ , Вт/ $m^2 \cdot ^\circ C$ ; для воздухонагревателей центрального кондиционера КЦКП фирмы «Вега»

$$K = A(v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18}.$$

6. Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя, Па, рассчитывают по формуле

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m.$$

7. Гидравлическое сопротивление воздухонагревателя, кПа, находят по выражению

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69},$$

где  $l_{\text{хода}}$  – приведенная длина хода воды в трубках, определяется произведением числа ходов на длину трубок.

Значения эмпирических коэффициентов  $A, B, m$  определяют по табл. 6.

Таблица 6

Эмпирические коэффициенты для расчета воздухонагревателей

| Обозначение показателя | Количество рядов трубок по ходу воздуха |       |       |       |       |       |       |  |
|------------------------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|
|                        | 1                                       |       | 2     |       | 3     |       | 4     |  |
|                        | Шаг пластин, мм                         |       |       |       |       |       |       |  |
|                        | 1,8                                     | 2,5   | 4     | 1,8   | 2,5   | 1,8   | 1,8   |  |
| A                      | 20,94                                   | 21,68 | 23,11 | 20,94 | 21,68 | 20,94 | 20,94 |  |
| B                      | 2,104                                   | 1,574 | 1,034 | 4,093 | 3,035 | 6,044 | 7,962 |  |
| m                      | 1,64                                    | 1,74  | 1,81  | 1,65  | 1,72  | 1,66  | 1,59  |  |

8. Требуемая площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}}; \quad \Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_H + t_K}{2}.$$

Выбирают число рядов трубок воздухонагревателя и соответствующую фактическую площадь поверхности теплообмена. Определяют запас поверхности теплообмена в процентах.

### Тесты

Какой запас поверхности теплопередачи допустим при поверочном расчете воздухонагревателя?

1. Запас поверхности не нормируется.
2. Запас равен до 10 %.
3. Запас равен до 15 %.

Укажите, какая марка кондиционера, приведенная ниже, не соответствует ГОСТ?

1. КТЦЗ-31.5.
2. КТЦЗ-63.
3. КТЦЗ-83.

При какой скорости в приточных воздуховодах СКВ относится к высокоскоростным?

1. Более 3 м/с.
2. Более 8 м/с.
3. Более 10 м/с.

Чему равен шаг пластин у оребренного воздухонагревателя кондиционера КЦКП?

1. 1,8; 2,5; 4.
2. 2; 4; 6.
3. 1,5; 2,5; 3,5.

Чему равен шаг пластин по высоте у кондиционера КЦКП?

1. 0,25 м.
2. 0,05 м.
3. 0,1 м.

Что обозначает цифра в марке кондиционера КЦКП-10?

1. Расход воздуха 10000 м<sup>3</sup>/ч.
2. Расход воздуха 10000 кг/ч.
3. Расход воды 10 кг/ч.

## Лекция 13. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

### План лекции

- а) Конструктивные особенности воздухоохладителей.
- б) Расчет воздухоохладителей.

**Конструктивные особенности воздухоохладителей.** Для охлаждения и осушения воздуха в центральных кондиционерах применяются воздухоохладители (рис. 29). В качестве воздухоохладителя центральных кондиционеров используют поверхностный теплообменник, в котором холодоносителем могут быть холодная вода, раствор этиленгликоля или фреон. Конструкция поверхностного воздухоохладителя подобна конструкции поверхностного воздухонагревателя, но есть отличия, определяемые особенностями работы воздухоохладителя. В процессе охлаждения воздуха возможно выпадение конденсата, и необходимо организовать его отвод. Воздухоохладитель работает при меньших значениях перепада температур холодоносителя по сравнению с перепадом температур теплоносителя в воздухонагревателе, поэтому расход воды или незамерзающего этиленгликоля через теплообменник всегда значителен, и количество рядов трубок по ходу воздуха всегда больше. Фреоновый воздухоохладитель или испаритель непосредственного расширения, в трубках которого кипит фреон, имеет особую конструкцию присоединения трубок к распределительному коллектору [5].

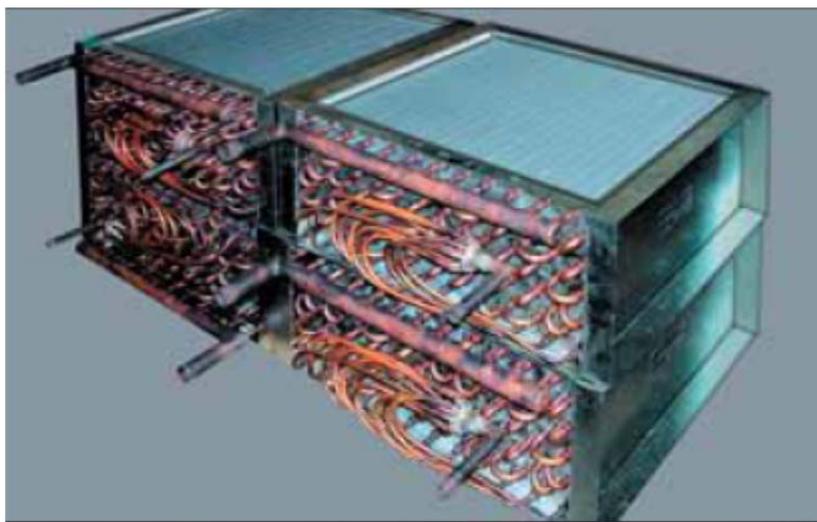


Рис. 29. Блок воздухоохладителя центрального кондиционера

В качестве нагревательного элемента используется аналогично, как и в поверхностных воздухоохладителях, оребренная со стороны воздуха металлическая трубка. Материал трубки и пластин оребрения:

- медная труба, алюминиевые пластины;
- медная труба, медные пластины;
- алюминиевая труба, алюминиевые пластины.

Количество трубок по ходу воздуха может изменяться от 3 до 16 и определяет поверхность теплообмена для конкретного воздухоохладителя. Когда охлаждение сопровождается осушением воздуха или воздухоохладитель орошается водой, предпочитают применять теплообменники из медных труб с медными пластинами, чтобы свести к минимуму гальваническую коррозию. Воздухоохладители, в которых используются незамерзающие растворы хлористого кальция или хлористого натрия, изготавливаются из стальных труб.

Расстояние между пластинами воздухоохладителя рекомендуется принимать в диапазоне 2,5 – 4,4 мм, но не менее 2,5 мм. Расстояние между пластинами выбирают с учетом возможного выпадения конденсата и образования инея при низкой температуре охлаждения воздуха. При слишком малом расстоянии между пластинами ускоряется образование инея, осложняется его удаление, при большом расстоянии уменьшается поверхность теплопередачи.

Под воздухораспределителем предусмотрен поддон для сбора конденсата из пластика, оцинкованной или нержавеющей стали. Дренажный патрубок поддона подключается к канализации через сифон. При скорости воздуха в живом сечении центрального кондиционера выше 2,5 м/с для предотвращения уноса капель образующегося конденсата необходима установка каплеуловителя после воздухоохладителя.

Равномерное распределение холодной воды в трубках по всей глубине поверхностного воздухоохладителя в значительной степени определяет интенсивность процесса теплопередачи и эксплуатационные режимы работы воздухоохладителя.

В водяном поверхностном воздухоохладителе приняты многоходовое прохождение воды по трубкам аналогично, как и в воздухо-

нагревателе, и перекрестно-противоточная схема движения холодоносителя с целью увеличения среднелогарифмического перепада температур и общего количества передаваемой теплоты.

Процесс охлаждения и осушения воздуха при такой схеме движения теплообменивающихся сред протекает следующим образом (рис. 30): в первых рядах трубок, куда поступает частично отепленная вода, происходит «сухое» охлаждение воздуха, в тех рядах, где температура поверхности оребрения и трубок ниже температуры точки росы потока воздуха, происходит «мокрое» охлаждение воздуха, в последних рядах трубок, в которые поступает вода с самой низкой температурой, происходит дальнейшее «мокрое» охлаждение воздуха. Затем все потоки смешиваются, и получается воздух с параметрами на выходе из теплообменника.

Рекомендуемые скорости движения воды в трубках, при которых достигается устойчивый турбулентный режим и минимальное количество трубок воздухоохладителя, от 1,5 до 2,5 м/с, минимальное значение скорости – 0,3 м/с, потери давления со стороны холодоносителя – от 15 до 35 кПа.

Также актуально для водяных воздухоохладителей, как и водяных воздушнонагревателей, удаление воздуха из циркуляционного контура и спуск воды. Входной патрубок, к которому подключается трубопровод холодной воды, расположен внизу, а выходной, к которому подключается трубопровод отепленной воды, – вверху. В нижней части коллекторов установлены дренажные клапаны, в верхней части – клапаны для удаления воздуха.

**Расчет воздухоохладителей.** Исходные данные для расчета воздухоохладителя (см. рис. 30):

- начальные и конечные параметры воздуха: температура  $t_n$ ,  $t_k$ , °С;
- энтальпия  $i_k$ ,  $i_n$ , кДж/кг;
- расход воздуха  $G$ , кг/ч;
- начальная температура холодной воды  $t_{w1}$ , °С.

Требуется определить необходимую площадь поверхности теплообмена воздухоохладителя  $F$ , м<sup>2</sup>, аэродинамическое сопротивление  $\Delta P_a$  и гидравлическое сопротивление  $\Delta P_w$ , Па.

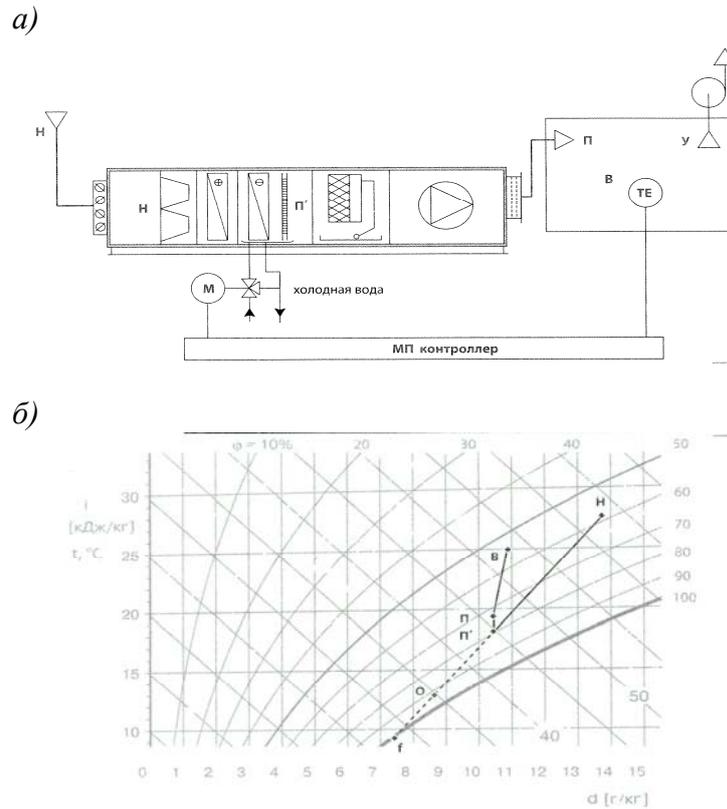


Рис. 30. Прямоточная СКВ с управляемым процессом охлаждения в поверхностном воздухоохладителе: а – схема компоновки оборудования; б – процесс обработки воздуха на  $I-d$ -диаграмме

В поверхностных теплообменниках воздухоохладителей центральных кондиционеров направление процесса охлаждения воздуха и конечные его параметры определяются температурой поверхности теплообменника, которая зависит от температуры холодной воды, поступающей в него. При температуре поверхности выше температуры точки росы начального состояния воздуха хотя бы на несколько градусов наблюдается так называемое «сухое» охлаждение; при температуре поверхности ниже температуры точки росы происходят конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе, и осушение за счет уменьшения его влагосодержания – «мокрое» охлаждение.

1. Значение температуры холодной воды на входе в поверхностный воздухоохладитель принимают по соотношению

$$t_{w1} = t_{mt} + \Delta t,$$

где  $t_{w1}$  – температура воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, °С;

$t_{mt}$  – температура мокрого термометра начального состояния воздуха, °С;

$\Delta t$  – перепад температур, принимается  $\Delta t = 2 \div 6$  °С.

2. Расход холодной воды определяют по уравнению теплового баланса из условия, что перепад температур холодной воды в теплообменнике не может быть выше 5 °С:

$$G_{wx} = \frac{3,6 \cdot G(i_n - i_k)}{c_{wx}(t_{w2} - t_{w1})},$$

где  $G_{wx}$  – расход холодной воды, кг/ч;

$t_{w1}, t_{w2}$  – начальная и конечная температуры холодной воды, °С;

$c_{wx}$  – удельная теплоемкость холодной воды, кДж/кг·°С.

3. Определяют аналогично поверхностным воздухонагревателям:

- массовую скорость движения воздуха во фронтальном сечении;

- число ходов по рекомендуемому значению скорости движения воды в трубках от 0,8 до 1 м/с, задаваясь числом рядов трубок по ходу воздуха;

- уточненную с учетом принятого числа ходов скорость движения воды;

- коэффициент теплопередачи.

4. Рассчитывают относительный водяной эквивалент  $\overline{W}_b$  по формуле

$$\overline{W}_b = \frac{c \cdot G}{c_{wx} \cdot G_{wx}}$$

и коэффициент эффективности теплообменника воздухоохладителя при условно «сухом» охлаждении

$$\theta_b = \frac{t_n^p - t_k^p}{t_n^p - t_{w1}^p},$$

где  $t_n^p, t_k^p$  – расчетные значения температур в точках пересечения энтальпий с линией  $d = \text{const}$ , характеризующей процесс «сухого» охлаждения.

5. По графику на рис. 31 при значении относительного эквивалента и коэффициента эффективности определяют число единиц переноса теплоты  $NTU_b$  и требуемую площадь поверхности теплообмена

$$F = \frac{3,6 \cdot k \cdot NTU}{c \cdot G}.$$

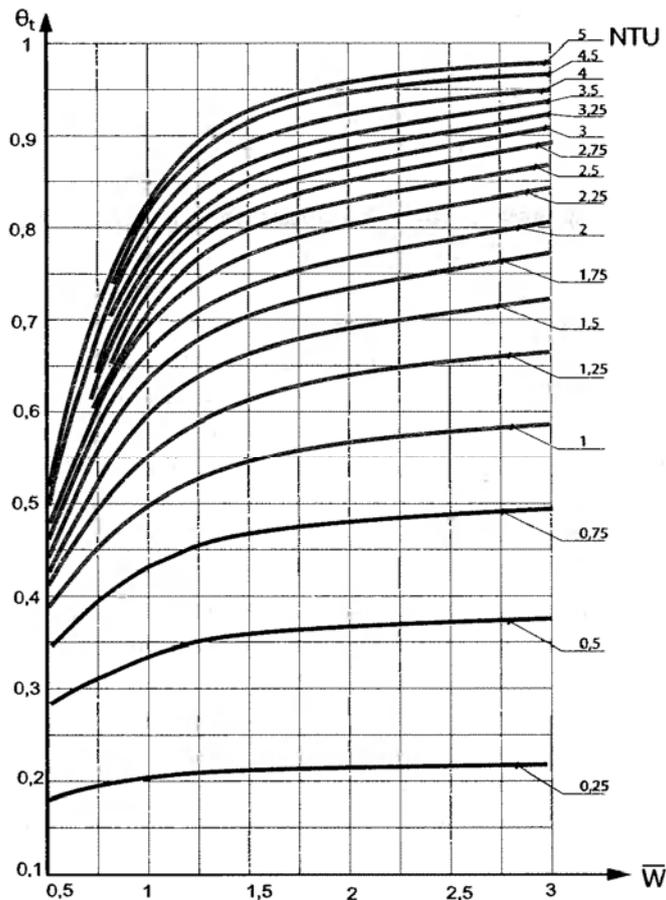


Рис. 31. График зависимости температурного коэффициента эффективности от NTU и  $\overline{W}_b$  для противоточной схемы движения

6. Находят требуемое число рядов трубок воздухоохладителя по воздуху и рассчитывают фактическую площадь поверхности теплообменника.

7. Решают прямую задачу поверочного расчета теплообменника воздухоохладителя, определяя при фактической площади поверхности теплообмена расход холодной воды и ее температуру на выходе из воздухоохладителя.

### Тесты

Когда происходит «сухое» охлаждение воздуха в воздухоохладителе?

1. Всегда.
2. При температуре поверхности выше температуры точки росы начального состояния воздуха.
3. При температуре поверхности более 12 °С.

Когда необходима установка каплеуловителя после воздухоохладителя?

1. Не устанавливаются.
2. При температуре поверхности выше температуры точки росы начального состояния воздуха.
3. При скорости воздуха в живом сечении центрального кондиционера более 2,5 м/с.

Что определяет количество трубок по ходу движения воздуха?

1. Площадь поверхности теплообмена.
2. Расход воздуха.
3. Скорость движения воздуха.

## **Лекция 14. БЛОКИ УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ**

### План лекции

- а) Камеры орошения.
- б) Блок сотового увлажнения.
- в) Блок парового увлажнения.

Поддержание заданного значения относительной влажности воздуха в помещении вызывает необходимость увлажнения наружного воздуха для доведения его до состояния приточного в холодное и переходное время года, а также по требованию технологического процесса и круглогодично [5].

Для увлажнения воздуха используются:

- способ механического распыления воды в потоке воздуха;
- способ образования тумана путем введения насыщенного пара в поток воздуха;
- способ создания тумана с использованием ультразвуковых колебаний.

К устройствам механического распыления относятся форсуночные камеры орошения, камеры орошения с воздушно-водяным распылением, камеры орошения с водяным распылением.

В форсуночных камерах орошения вода распыляется через форсунки, при этом образуются капли воды, контактирующие с воздухом.

Механические форсунки с диаметром сопла 8 – 10 мм называются форсунками грубого распыла, в камерах орошения возможно создание капель диаметром не менее 50 – 75 мкм, для них характерна полидисперсность капель.

Применяя форсунки грубого распыла и изменяя температуру распыляемой воды, возможно реализовать не только адиабатные, но и политропные процессы обработки воздуха, включая осушение и охлаждение. В адиабатных процессах частичное насыщение воздуха влагой достигается за счет испарения самых мелких капель, однако основное насыщение воздуха влагой происходит за счет испарения водяных паров с поверхности капель, находящихся в потоке воздуха. В процессе осушения и охлаждения, когда температура воды ниже температуры точки росы начального состояния воздуха, происходит конденсация водяного пара на поверхности капель среднего размера, и воздух осушается. Для полного насыщения при увлажнении или осушки воздуха необходимо определенное время контакта, что требует соответствующей длины камеры орошения и установки каплеуловителя, на котором часть капель осаждается и возвращается неиспользованной в поддон.

В камерах орошения с воздушно-водяным распылением к форсункам одновременно подводятся вода и сжатый воздух, вода при этом распыляется в виде мельчайших капель (аэрозоля) диаметром 5 – 8 мкм.

Капли воды образуются в потоке сжатого воздуха и движутся вместе с этим потоком, поэтому для них характерна большая длина свободного пробега, которой должна соответствовать длина секции увлажнения или длина воздуховода. Это связано с увеличением габаритов установки. Для создания потока сжатого воздуха необходим самостоятельный компрессор или сеть сжатого воздуха.

Туман от конденсации пара в блоках парового увлажнения включает капли от 0,1 до 100 мкм, что требует также определенного расстояния для полного испарения капель.

Способ, основанный на испарении воды со смоченной поверхности, реализуется в блоках сотового увлажнения.

**Камеры орошения.** В центральных кондиционерах используют камеры орошения форсуночного типа для охлаждения и увлажнения воздуха в холодный период и для охлаждения и осушения воздуха в

теплый период года. Для снижения нагрузки на холодильное оборудование в теплое время года они могут использоваться в системах прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха. В камере орошения реализуются политропные и изоэнтальпийные процессы обработки воздуха при контакте его с водой, направление процесса изменения состояния воздуха определяется начальными параметрами воздуха и воды.

Камера орошения может быть с одним или двумя рядами форсунок с разной или одинаковой плотностью в каждом ряду (рис. 32). В первом случае первый ряд по ходу воздуха имеет большую плотность форсунок, отверстия распыла в форсунках направлены по потоку воздуха, второй – меньшую, отверстия во втором ряду направлены навстречу потоку, таким образом, распыление воды – встречное. Места расположения форсунок на стояках выбраны так, чтобы обеспечить перекрытие факелами распыла все поперечное сечение оросительного пространства.

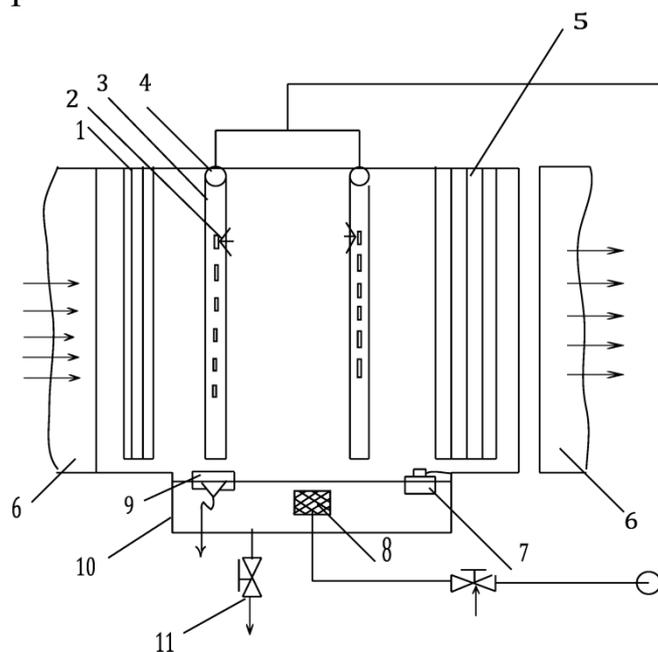


Рис. 32. Двухрядная камера орошения:

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

Постоянный уровень воды в баке обеспечивается подпиткой водопроводной водой через поплавковый клапан, а излишки воды удаляются через переливное устройство. Опорожнение бака от воды при чистке производят через дренажный трубопровод. Для подключения к камере орошения трубопроводов перелива, подведения воды к форсункам, для опорожнения бака имеются соответствующие патрубки на передней панели бака с фланцами [ 7].

Для предотвращения уноса капель в конструкции камеры орошения предусмотрена установка каплеуловителя, а для выравнивания потока воздуха перед зоной орошения – входные направляющие пластины. Профилированные (несколько изгибов) входные направляющие пластины и пластины каплеуловителя могут изготавливаться из оцинкованной стали, алюминия, нержавеющей стали или полипропилена. Скорость воздуха в живом сечении форсуночной камеры орошения не может быть выше 2,5 м/с, чтобы не допустить уноса капель.

При уменьшении расхода воды существуют ограничения, связанные с особенностью работы форсунок: минимальное давление перед форсунками, обеспечивающее устойчивую их работу, должно быть больше 20 – 40 кПа (0,2 – 0,4 бар).

Преимущества камер орошения:

- возможность применения управляемых процессов тепломассообмена между воздухом и водой;
- возможность применения политропных процессов обработки воздуха (охлаждение с осушением, испарительное нагревание, тепло-массообмен воздуха с растворами солей);
- использование в системах регенерации теплоты удаляемого воздуха, снимающее проблему замерзания;
- очистка воздуха от пыли и грязи;
- сравнительно малое аэродинамическое сопротивление;
- простота конструкции.

Недостатки камеры орошения:

- возможность образования в поддоне микроорганизмов и грибов, которые могут стать источником загрязнения приточного воздуха;
- вынос солей временной жесткости в помещение;
- ограничение по скорости движения воздуха;
- увеличение по сравнению с контактными аппаратами с орошаемой насадкой расхода орошающей воды и давления насоса при том

же значении коэффициента адиабатной эффективности и как следствие большее потребление электроэнергии;

- значительные габаритные размеры и сложная схема холодоснабжения по сравнению с поверхностными воздухоохладителями, наличие громоздких баков холодной и отепленной воды;

- более трудоемкое ручное обслуживание, связанное с необходимостью следить за чистотой форсунок и поддонов и периодически промывать их;

- значительный расход воды на промывку и сброс большого количества воды в канализацию.

**Блок сотового увлажнения.** Блок сотового увлажнения применяется для реализации процессов адиабатного увлажнения воздуха в холодный период, а также для снижения нагрузки на холодильное оборудование в теплый период за счет применения прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха [7]. По принципу действия он относится к контактными аппаратам с орошаемой насадкой, когда контакт между воздухом и жидкостью достигается смачиванием развитой поверхности гигроскопической насадки при ее орошении. Воздух, проходя через «соты», контактирует с влагой, которая пропитывает пористую поверхность насадки. Явная теплота, содержащаяся в воздухе, затрачивается на испарение влаги с поверхности насадки и переходит в скрытую теплоту, процесс идет без подвода теплоты извне и его считают адиабатным.

Благодаря применению гигроскопического материала насадки в орошаемых слоях удастся получить высокую эффективность процесса адиабатного увлажнения при малых значениях коэффициента орошения.

Достоинством этих аппаратов считаются обеспечение высоких коэффициентов тепло- и влагообмена при сравнительно небольшом аэродинамическом сопротивлении, малые коэффициенты орошения и как следствие малые затраты энергии на перемещение воды.

**Блок парового увлажнения** – это блок парового увлажнения воздуха паром, который получают в электрическом парогенераторе (рис. 33). Если в воздух подать пар при температуре, равной температуре воздуха, то воздух будет увлажняться с увеличением энтальпии за счет скрытой теплоты пара, не изменяя своей температуры, и процесс увлажнения будет изотермическим процессом [5]. Обычно используют высокотемпературный пар при температуре выше 100 °С и более, значительно отличающийся от температуры обрабатываемого

воздуха. В связи с тем, что воздуху передается в основном скрытая теплота пара, так как содержание явной теплоты в нем незначительно, луч процесса идет с небольшим отклонением от изотермы, и условно считают процесс увлажнения воздуха высокотемпературным паром тоже изотермическим.

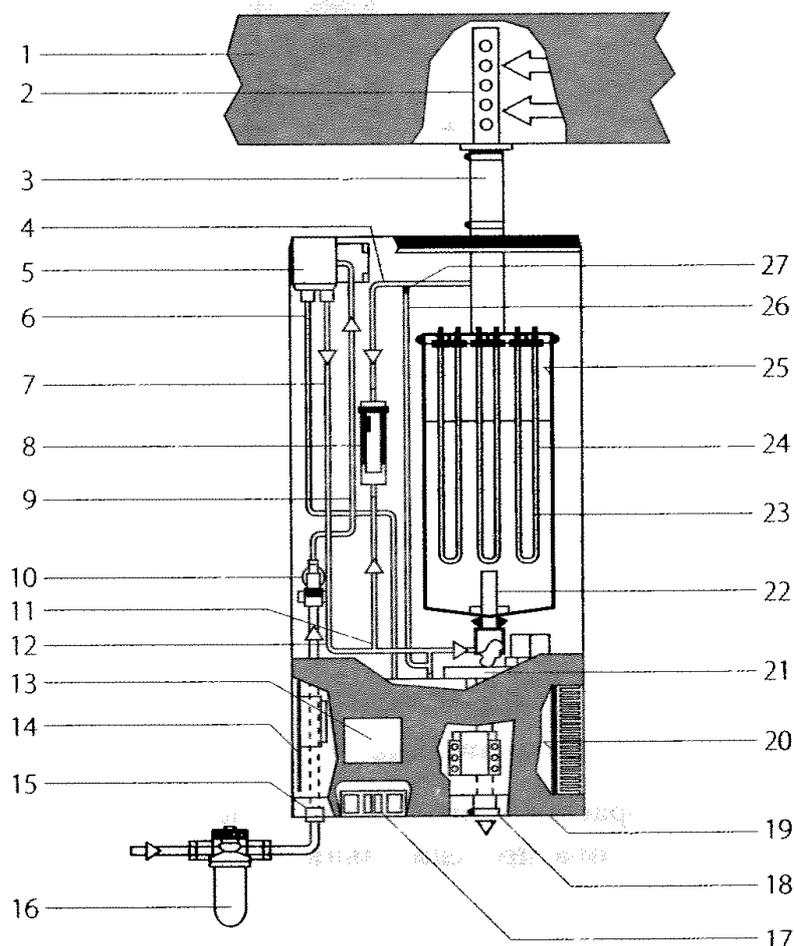


Рис. 33. Конструкция пароувлажнителя: 1 – воздуховод; 2 – парораспределительный коллектор; 3 – паропровод; 4 – выравнивающая давление трубка; 5 – наполнительный сосуд; 6 – переливная труба; 7 – наливная труба; 8 – измеритель уровня; 9 – труба для подвода воды; 10 – подпиточный клапан; 11 – Т-образная труба; 12 – створчатый клапан; 13 – счетчик рабочих часов; 14 – печатная плата; 15 – соединение для подвода воды; 16 – фильтрующий клапан; 17 – элементы индикации и управления; 18 – соединение для дренажной воды; 19 – распределительная коробка; 20 – печатная плата блока питания; 21 – дренажный клапан; 22 – фильтр парового цилиндра; 23 – паровой цилиндр; 24 – электроды; 25 – фольга для сбора накипи; 26 – труба для слива конденсата; 27 – Т-образная труба со встроенным конденсатоотводчиком

При обработке воздуха высокотемпературным паром погибают болезнетворные микроорганизмы, поэтому этот способ увлажнения воздуха является самым гигиеничным и применяется в системах кондиционирования «чистых» помещений (лечебно-профилактические учреждения, производственные помещения пищевой и фармацевтической промышленности при изготовлении продуктов питания, пива, лекарственных препаратов, помещения хранения сельскохозяйственной продукции и т.д.). Способ увлажнения воздуха паром может применяться также в системах кондиционирования воздуха зданий любого назначения, но следует учитывать, что при эксплуатации парогенератор потребляет значительную электрическую мощность, поэтому этот способ является самым энергоемким.

Принцип работы электрического парогенератора состоит в следующем. В цилиндр из нержавеющей стали 23, заполненный водой, помещены электроды 24, к которым подводится электрический ток. Вода должна содержать растворенные вещества и быть способной проводить электрический ток. При прохождении электрического тока через слой воды из-за его высокого электрического сопротивления вода нагревается, кипит и образуется пар, который отводится сверху через патрубок 3. Цилиндр заполняется водой снизу через автоматический подпиточный клапан 10, наполнительный сосуд 5 и трубопроводы. Система соединительных сосудов и устройство автоматического контроля верхнего уровня воды 8, а также переливная трубка 6 обеспечивают постоянный уровень воды в цилиндре. Слив излишков воды и промывка парогенератора с целью уменьшения концентрации растворенных в воде солей осуществляются через клапаны, открытые одновременно: подпиточный 10 и дренажный 21. Промывка парогенератора производится автоматически при превышении верхнего уровня воды в цилиндре и профилактически через определенные промежутки времени, задаваемые при настройке парогенератора.

Парогенератор устанавливается вне кондиционера на расстоянии не более 1 – 1,5 м от блока парового увлажнения.

### Тесты

Чему может быть равна начальная температура воды на входе в оросительную камеру?

1. Не ниже 0 °С.

2. Не ниже 6 °С.
3. Не ниже 20 °С.

Для какого периода года характерен адиабатический режим работы оросительной камеры?

1. Для летнего периода.
2. Для переходного периода.
3. Для холодного периода.

Чему равна температура воды на входе в ОКФ при адиабатном увлажнении воздуха?

1. Начальная температура воды может быть практически любой, она не лимитируется.
2. Температура воды обычно ниже точки росы воздуха.
3. Температура воды равна температуре воздуха по мокрому термометру.
4. Температура воды равна температуре наружного воздуха.

Что характеризует коэффициент орошения?

1. Массу жидкости, приходящуюся на единицу поперечного сечения ОКФ.
2. Массу жидкости, приходящуюся на один килограмм воздуха.
3. Массу жидкости, приходящуюся на одну форсунку.
4. Массу жидкости, распыляемую в единицу времени.

Для чего определяют энтальпийный показатель при расчете форсуночной камеры?

1. Для определения расхода воды.
2. Для определения давления воды перед форсунками.
3. Для определения температуры воды на входе в камеру.

Какую единицу измерения имеет коэффициент эффективности форсуночной камеры?

1. кДж/кг.
2. Вт/м<sup>2</sup>.
3. кДж/м<sup>3</sup>.
4. Безразмерная величина.

Чему равна температура воды в ОКФ при адиабатном увлажнении воздуха?

1. Начальная температура воды может быть практически любой, она не лимитируется.
2. Температура воды обычно ниже точки росы воздуха.

3. Температура воды равна температуре воздуха по мокрому термометру.

4. Температура воды равна температуре наружного воздуха.

Чему равна предельная скорость воздуха в оросительной камере?

1. +1. До 3 м/с.

2. До 8 м/с.

3. До 15 м/с.

Назначение сепаратора в оросительной камере.

1. Увеличивать поверхность контакта воздуха с водой.

2. Предотвратить унос капель жидкости воздухом.

3. Осушить воздух.

Что такое  $E_a$ ?

1. Коэффициент адиабатной эффективности.

2. Коэффициент энтальпийной эффективности.

3. Коэффициент орошения.

Ниже какой температуры не должна быть начальная температура воды на входе в оросительную камеру кондиционера КЦКП?

1. Не ниже 7 °С.

2. Не ниже 5 °С.

3. Не ниже 12 °С.

## **Лекция 15. ЕСТЕСТВЕННЫЕ И ИСКУССТВЕННЫЕ ИСТОЧНИКИ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ**

### **План лекции**

а) Естественные источники холодоснабжения.

б) Искусственные источники холодоснабжения: парокомпрессионная и абсорбционная холодильные машины.

**Естественные источники холодоснабжения.** Структурная схема холодоснабжения систем кондиционирования воздуха содержит три основных элемента: генератор – источник холода; холодопроводы, передающие холод от генератора к потребителю; потребитель – сток холода. Для классификации холодоснабжения СКВ выделяют три признака: способ производства холода в генераторе; способ связи источника и потребителя; способ использования холода [5].

Выделяют четыре разновидности способа производства холода на нужды охлаждения кондиционируемого помещения: использование природных источников холода, использование искусственных источников холода, испарительное охлаждение, комбинированные схемы охлаждения.

Также имеются две разновидности способа связи источника и потребителя холода: централизованное и местное холодоснабжение.

Выделяют две разновидности способа использования холода: непосредственное использование холода от рабочей среды источника, применение промежуточного холодоносителя.

К природным источникам холодоснабжения относится артезианская вода и лед, намороженный в естественных условиях.

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 ее в аппараты систем кондиционирования воздуха.

Артезианская вода в установках кондиционирования воздуха должна нагреваться не менее чем на 3 °С. 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 помещение, допускается только при условии соответствия воды питьевому качеству. Если артезианская вода не соответствует питьевому качеству, то следует применять поверхностные воздухоохладители. Эти условия относятся к воде горных рек и водоемов.

В последние годы отмечается увеличение дефицита воды питьевого качества, поэтому использование артезианских вод на технические нужды ограничивается.

Холодоснабжение с применением намороженного в естественных условиях льда применяется в северных районах. За зиму намора-

живается лед толщиной до 3 м. Ледяной бурт сверху и с боков укрывают матами и затем слоем опилок. Прямой контакт кондиционируемого воздуха со льдом не допускается по санитарно-гигиеническим соображениям, поэтому использование заготовленного льда для целей охлаждения кондиционируемого воздуха осуществляется по схеме, показанной на рис. 34.

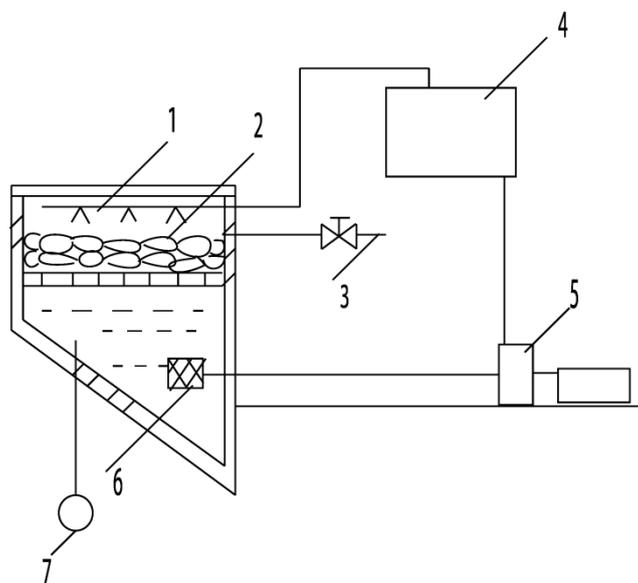


Рис. 34. Принципиальная схема использования заготовленного зимой льда для охлаждения кондиционируемого помещения: 1 – теплоизолированный бак; 2 – блоки льда; 3 – водопровод; 4 – поверхностный воздухоохладитель; 5 – насос; 6 – водяной фильтр; 7 – сливной трубопровод

Летом во многих климатических районах страны наблюдаются значительные суточные колебания температуры наружного воздуха, которые достигают 10 – 15 °С; наиболее низкие температуры отмечаются в ночные часы. Следовательно, можно использовать наружный воздух для охлаждения строительных конструкций здания или накапливать ночной холод в аккумулирующих устройствах.

**Искусственные источники холодоснабжения: парокompрессионная и абсорбционная холодильные машины.** Общим признаком для искусственных источников холодоснабжения является использование холодильных машин, потребляющих электрическую или

тепловую энергию. Рассмотрим принципиальные схемы основных видов холодильных машин [5].

Парокомпрессионные холодильные машины (рис. 35) 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.

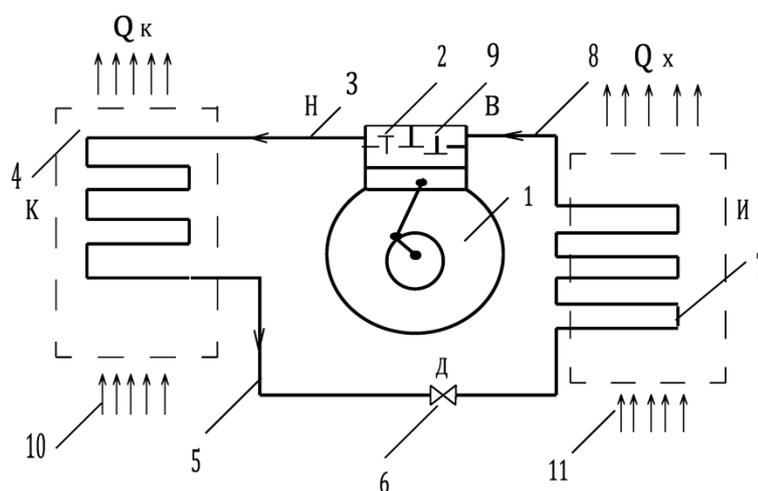


Рис. 35. Парокомпрессионная холодильная машина: 1 – компрессор; 2 – нагнетательный клапан; 3 – нагнетательный трубопровод; 4 – конденсатор; 5 – трубопровод для подачи жидкого холодильного агента; 6 – дроссельное устройство – терморегулирующий вентиль (ТРВ); 7 – испаритель; 8 – трубопровод для всасывания газообразного хладагента; 9 – всасывающий клапан; 10 – охлаждающая конденсатор среда (вода или воздух); 11 – охлаждаемая среда

Принципиальная схема парокомпрессионной холодильной машины включает 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 под высоким давлением и с высокой температурой через нагнетательный клапан подает его в конденсатор, представляющий собой теплооб-

менный аппарат, через разделяющие стенки трубок которого отводится тепло от холодильного агента к окружающей среде (вода, воздух). Количество отводимого тепла  $Q_k$  должно соответствовать условиям превращения газообразного холодильного агента в жидкое состояние (участок НК на рис. 36).

Жидкий холодильный агент при давлении конденсации  $P_k$  поступает к дросселирующему устройству (терморегулирующий вентиль), где давление холодильного агента снижается до давления испарения  $P_o$  (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  $Q_x$  (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  $P_k$  (участок ВН).

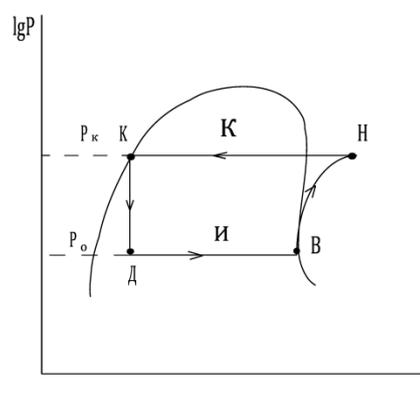


Рис. 36.  $LgP-I$ -диаграмма цикла работы парокомпрессионной холодильной машины

Энергетическую эффективность получения холода обычно оценивают по безразмерному показателю – коэффициенту использования энергии КИЭ, вычисляемому как отношение выработанного холода  $Q_x$  к затраченной энергии  $\Sigma N$  на работу аппаратов в составе холодильных машин. Для работы парокомпрессионных холодильных машин затрачивается энергия на привод компрессора  $N_k$ , на электродвигатель вентилятора  $N_{вен}$ , используемого на перемещение воздуха через конденсатор или градирню, и на электродвигатель насоса  $N_{нас}$  при водяном охлаждении конденсатора. КИЭ вычисляют по формуле

$$\eta_x = \frac{Q_x}{N_k + N_{вен} + N_{нас}}$$

В современных парокомпрессионных холодильных машинах показатель энергетической эффективности составляет 2,5 – 3,2, что определяет широкое их применение.

Абсорбционные холодильные машины используют тепловую энергию для повышения концентрации растворов, служащих холодильным агентом [5]. В качестве рабочей среды в абсорбционных холодильных машинах применяют раствор двух веществ. Эти вещества 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 смеси: аммиак – вода и вода – бромистый литий. Для кондиционирования воздуха обычно применяют бромистолитиевые абсорбционные холодильные машины, где вода выполняет роль холодильного агента, а бромистый литий – абсорбента.

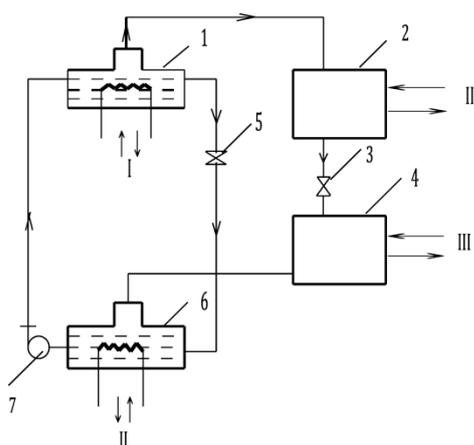


Рис. 37. Абсорбционная холодильная машина: I – тепло; II – охлаждающая вода; III – охлаждаемая вода; 1 – генератор; 2 – конденсатор; 3 – основной регулирующий вентиль; 4 – испаритель; 5 – второй регулирующий вентиль; 6 – абсорбер; 7 – насос

В абсорбционных холодильных машинах (рис. 37) 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 конденсацию чистых водяных паров. Конденсация протекает при давлении конденсации  $P_k$ , устанавливаемом в зависимости от температуры охлаждающей воды. Образовавшийся водяной конденсат поступает к основному регулирующему вентилю, где происходит дросселирование до давления испарения  $P_0$ , устанавливаемого в соответствии с требуемой температурой охлаждаемой воды. Под давлением  $P_0$  водяной конденсат поступает в испаритель, через трубчатый змеевик которого проходит охла-

...ного 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 конденсацию чистых водяных паров. Конденсация протекает при давлении конденсации  $P_k$ , устанавливаемом в зависимости от температуры охлаждающей воды. Образовавшийся водяной конденсат поступает к основному регулирующему вентилю, где происходит дросселирование до давления испарения  $P_0$ , устанавливаемого в соответствии с требуемой температурой охлаждаемой воды. Под давлением  $P_0$  водяной конденсат поступает в испаритель, через трубчатый змеевик которого проходит охла-

ждаемая вода. В межтрубном пространстве испарителя водяной конденсат испаряется. Через стенки трубок змеевика на испарение отводится тепло от охлаждаемой воды. Охлажденная вода после испарителя холодильной машины поступает в системы кондиционирования воздуха.

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.

В абсорбционной холодильной машине роль компрессора выполняют генератор и абсорбер.

## Тесты

Чем определяется расчетный температурный режим испарителя холодильной машины?

1. Температурой воздуха на входе, выходе из оросительной камеры.
2. Температурой воды на входе, выходе из оросительной камеры.
3. Свойствами хладагента.
4. Холодопроизводительностью машины.

Каким показателем оценивают энергетическую эффективность холодильной установки?

1. Коэффициентом полезного действия.
2. Коэффициентом использования энергии.
3. Холодопроизводительностью.
4. Теплопроизводительностью.

Для чего служит терморегулирующий клапан?

1. Для регулирования расхода теплоносителя на подающей магистрали.
2. Для регулирования температуры воды в градирне.
3. Для создания гидравлического сопротивления в контуре хладагента холодильной машины.
4. Для обеспечения постоянной температуры кипения хладагента.

## **Лекция 16. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

### План лекции

- а) Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателя первой ступени нагрева с двухходовым регулирующим клапаном.
- б) Зависимое подключение воздухонагревателей с установкой смесительного насоса на перемычке.
- в) Схема теплоснабжения воздухонагревателя первой ступени подогрева со смесительно-циркуляционным насосом и двухходовым клапаном.

### **Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателя первой ступени нагрева с двухходовым регулирующим клапаном**

Теплоснабжение воздухонагревателей центральных систем кондиционирования воздуха, как правило, производится из тепловой сети при централизованном теплоснабжении от ТЭЦ или районных котельных. В последнее время все чаще используются теплогенераторы в зданиях для приготовления горячей воды на нужды систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения (крышные котельные, индивидуальные котлы). Возможно использование воды, нагреваемой в тепловых насосах при наличии холодильных машин с реверсированием цикла, или использование воды, нагреваемой за счет теплоты конденсации холодильной машины для воздухонагревателей второго подогрева [5].

При централизованном теплоснабжении учитываются следующие исходные данные при выборе контура потребителя, а в частности, контура воздухонагревателя первого подогрева:

- давление в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, определяемое на стадии проекта по пьезометрическому графику или по заданию на проектирование на основании технологических условий;

- температура в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети;

- высота самой верхней точки циркуляционного контура потребителя.

На выбор схемы оказывают влияние значения максимальных давлений в подающем и обратном трубопроводах, определяемые из условия механической прочности элементов системы, минимальные давления из условий предотвращения вскипания высокотемпературной воды (давление насыщенных водяных паров при температуре горячей воды) и образования вакуума в системе. Вода от центральных источников теплоты подается с расчетным температурным перепадом, как правило, 150 – 70 °С или 130 – 70 °С. В процессе эксплуатации температура воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети изменяется по температурному графику в зависимости от температуры наружного воздуха по определяющей отопительной нагрузке с коррекцией по нагрузке горячего водоснабжения. Значения параметров тепловой сети редко достигают уровня расчетных, анализ режима функционирования ТЭЦ показал, что температура в подающем трубопроводе редко наблюдается выше 100 °С.

**Зависимое подключение воздухонагревателей с установкой смесительного насоса на перемычке.** Зависимое подключение контура теплоснабжения поверхностного воздухонагревателя может быть без смешения или со смешением обратной и горячей воды. Самая простая и дешевая схема непосредственного подключения поверхностного воздухонагревателя первого подогрева к тепловой сети – с количественным регулированием. Перепад давления в тепловой сети в точке подключения зависит от перепада давления в тепловом узле здания, определяемого из условия работы смесительной установки с гидроэлеватором системы отопления, обычно был достаточен для преодоления сопротивления воздухонагревателей с соответствующей обвязкой.

**Схема теплоснабжения воздухонагревателя первой ступени подогрева со смесительно-циркуляционным насосом и двухходовым клапаном.** Количественное регулирование осуществлялось при изменении расхода теплоносителя способом дросселирования, при

этом на обратном трубопроводе устанавливали двухходовой регулирующий клапан с соответствующей обвязкой и контрольно-измерительными приборами (рис. 38).

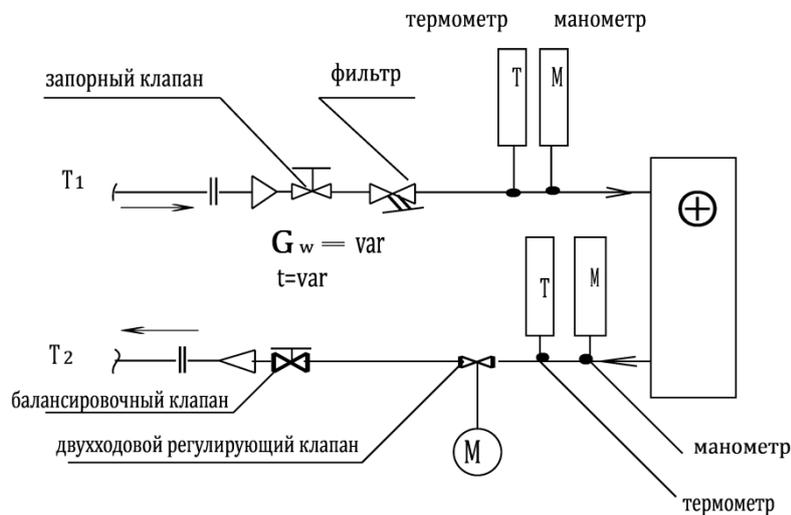


Рис. 38. Зависимая схема теплоснабжения воздухонагревателя первой ступени нагрева с двухходовым регулирующим клапаном

При эксплуатации в условиях отрицательных температур наружного воздуха, когда при уменьшении расхода теплоносителя в процессе регулирования скорость движения теплоносителя в трубках может достичь значения 0,12 м/с, возникает опасность замерзания воды в трубках. Для предотвращения замерзания предусматривают автоматические устройства защиты: датчики температуры наружного воздуха, настраиваемые на температуру +3 °С, и датчик температуры обратной воды на температуру +10 °С. При температурах наружного воздуха ниже +3 °С и достижения контрольного значения воды полностью открывается двухходовой регулирующий клапан с целью достижения максимального расхода теплоносителя через воздухонагреватель и предотвращения замерзания.

В настоящее время для медно-алюминиевых поверхностных воздухонагревателей первой ступени нагрева применяются схемы зависимого присоединения со смешением с целью обеспечения надежной работы и предотвращения замерзания во всех эксплуатационных режимах. Схема со смешением, реализующая качественное регулирование количества передаваемой теплоты, обеспечивает циркуляцию теплоносителя практически при постоянном расходе воды и скорости

воды в трубках 0,8 – 1,0 м/с в течение всего времени работы, в том числе при отрицательных температурах наружного воздуха. Для смешения воды используется смесительно-циркуляционный насос.

Возможны три варианта схем со смещением в зависимости от места установки циркуляционного насоса:

- на перемычке;
- на обратном трубопроводе;
- на подающем трубопроводе.

Выбор места установки насоса определяется температурными условиями тепловой сети, соотношением значений давлений в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети и гидростатического давления, равного давлению, создаваемому столбом воды высотой  $H$ , где  $H$  – высота самой верхней точки циркуляционного контура потребителя.

Установка насоса на перемычке применяется, если выполняются следующие условия: перепад давления в точке подключения к тепловой сети больше, чем потери давления в контуре потребителя, давления в подающем и обратном трубопроводах больше, чем гидростатическое давление в самой нижней точке контура.

Насос на перемычке подключен параллельно сетевому насосу тепловой сети (рис. 39).

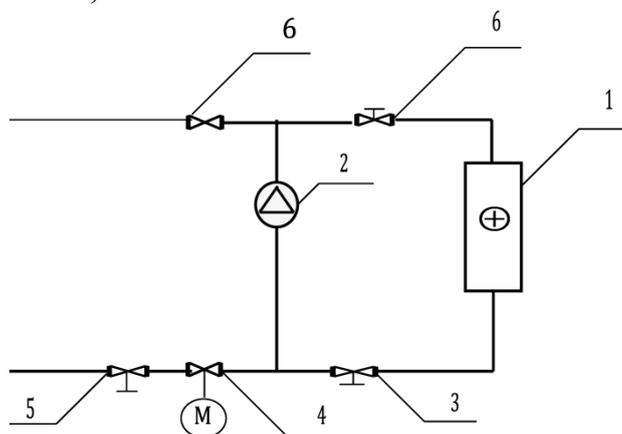


Рис. 39. Зависимое подключение воздушонагревателей с установкой смесительного насоса на перемычке: 1 – воздушонагреватель; 2 – насос; 3 – регулятор расхода; 4 – регулирующий клапан; 5 – балансирующий клапан; 6 – запорный клапан

Поэтому давление, развиваемое насосом, равно перепаду давления в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети за вычетом по-

терь давления на двухходовом регулирующем клапане и при необходимости на балансировочном клапане, который устанавливают на обратном трубопроводе тепловой сети, и запорном клапане.

С другой стороны, давление насоса при установке его на переключке равно сумме потерь давления в контуре потребителя, включая потери в автоматическом балансировочном и запорном клапанах контура нагнетателя.

Смесительный насос на переключке перемещает обратную воду, подмешиваемую к горячей, количество которой обычно меньше расхода воды в контуре потребителя.

Насос при установке на переключке работает в условиях более низкой температуры воды, потребляет меньшую мощность по сравнению с насосами в других схемах. Расход воды через переключку практически не изменяется, расход горячей воды из тепловой сети изменяется в зависимости от требуемого значения температуры горячей воды на входе в поверхностный теплообменник, общий расход воды в контуре потребителя при этом будет изменяться, что нежелательно. Для поддержания постоянства расхода воды в контуре потребителя применяют автоматический балансировочный клапан, который настраивают на давление в диапазоне от 20 до 40 кПа. Его устанавливают на обратном трубопроводе совместно с запорным клапаном. Переменный расход воды в контуре потребителя через воздухонагреватель не обеспечивает качество регулирования при установке насоса на переключке. Установка насоса на переключке рекомендуется только для воздухонагревателя второй ступени нагрева.

Более гидравлически устойчивые схемы те, в которых циркуляционный насос тепловой сети и смесительный насос потребителя соединены последовательно. При этом насос устанавливают на обратном (рис. 40) или подающем трубопроводах контура потребителя, и помимо смешения он обеспечивает циркуляцию воды в контуре потребителя. Расход воды, перемещаемой насосом, равен расходу воды в контуре потребителя и остается неизменным в процессе регулирования.

Классическое условие подключения насоса на обратном трубопроводе состоит в следующем: перепад давления в точке подключения к тепловой сети меньше, чем потери давления в контуре потреби-

теля, давление в подающем и обратном трубопроводах больше, чем гидростатическое давление в самой нижней точке контура.

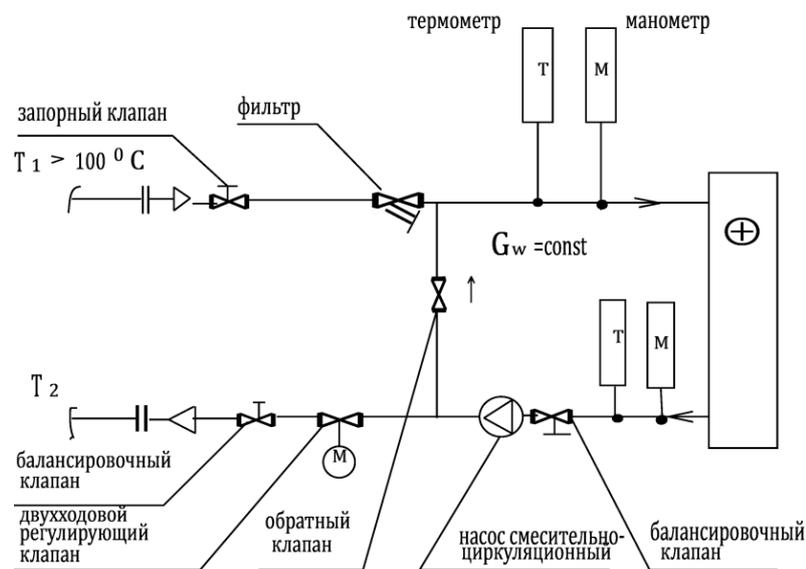


Рис. 40. Схема теплоснабжения воздухонагревателя первой ступени подогрева со смесительно-циркуляционным насосом и двухходовым клапаном

## Тесты

В какой схеме холодоснабжения применяются водо-водяные теплообменники?

1. В открытой схеме.
2. В закрытой схеме
3. В четырехтрубной схеме снабжения горячей и холодной водой.

По какой формуле определяется расход теплоносителя?

1.  $G_B = \frac{3,6Q}{c_B(t_H - t_K)}$ .
2.  $G_B = \frac{3,6Q}{(t_H - t_K)}$ .
3.  $G_B = \frac{Q}{c_B(t_H - t_K)}$ .

Может ли скорость движения теплоносителя в трубках воздухонагревателя быть меньше 0,15 м/с?

1. Может.
2. Нет.
3. Может для воздухонагревателей второго подогрева.

## Лекция 17. ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

### План лекции

- а) Схема моноблочного чиллера с воздушным охлаждением конденсатора.
- б) Холодоснабжение водяных поверхностных воздухоохладителей.

**Схема моноблочного чиллера с воздушным охлаждением конденсатора.** Источником холода в центральных системах кондиционирования воздуха является холодильная машина. В зависимости от типа блока охлаждения воздуха в центральном кондиционере это может быть водоохлаждающая парокомпрессионная холодильная машина (рис. 41), называемая чиллером, или воздухоохлаждающая холодильная машина. В последнем случае обрабатываемый воздух непосредственно охлаждается в испарителе холодильной машины (фреоновом воздухоохладителе), который объединен контуром холодильного агента с компрессорно-конденсаторным блоком. В качестве холодильного агента при холодоснабжении систем кондиционирования воздуха жилых и гражданских зданий используют хладоны, причем холодильные агенты R407C и R134a практически заменили холодильный агент R22.

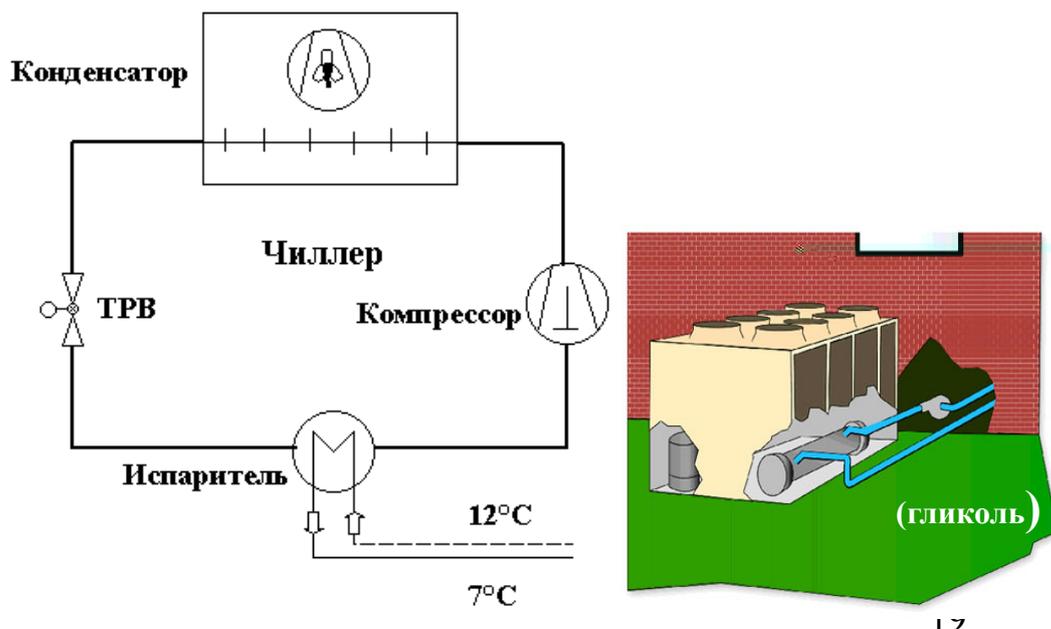


Рис. 41. Схема моноблочного чиллера с воздушным охлаждением конденсатора

При сравнении холодильных машин используются коэффициенты, оценивающие эффективность их работы: степень энергетической эффективности холодильного цикла и эффективность использования электрической энергии для выработки холода или теплоты.

Степень энергетической эффективности холодильного цикла (COP), называемая в отечественной практике теоретическим холодильным коэффициентом цикла (Карно), определяется по формуле:

$$\varepsilon_x = \frac{g_x}{I},$$

где  $g_x$  – удельная теоретическая холодопроизводительность, определяемая как разность энтальпий насыщенного холодильного агента при температуре испарения (давление всасывания паров в компрессор) и энтальпия жидкого холодильного агента на входе в испаритель, кДж/кг;

$I$  – удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, определяется как разность энтальпий сжатых паров холодильного агента на выходе из компрессора и перегретого пара на входе в компрессор, кДж/кг.

Значение COP или  $\varepsilon_x$  реального цикла холодильной машины будет меньше за счет неизбежных потерь мощности и уменьшения действительной производительности по сравнению с теоретической. Этот показатель может быть определен с использованием технических характеристик холодильной машины (чиллера) как отношение действительной холодопроизводительности к мощности, потребляемой компрессором.

### **Холодоснабжение водяных поверхностных воздухоохладителей**

Водяные поверхностные воздухоохладители снабжаются холодной водой, охлаждаемой в холодильной машине [5]. Схема холодоснабжения может быть независимой и зависимой. При независимой схеме с регулированием холодопроизводительности охлаждение воздухоохладителей осуществляется путем изменения расхода холодной воды, проходящей через воздухоохладитель. Это может быть реализовано с использованием двухходового регулирующего клапана на трубопроводе после воздухоохладителя (схема аналогична схеме воздухонагревателя второго подогрева) или трехходового разделительного регулирующего клапана, перераспределяющего потоки теплоносителя через воздухоохладитель и обводную линию.

При зависимом присоединении устанавливают трехходовой регулирующий разделительный клапан на трубопроводе холодной воды водяного поверхностного воздухоохладителя (рис. 42), в процессе регулирования расход холодной воды через воздухоохладитель изменяется путем перераспределения потоков воды через теплообменник и байпас трехходовым клапаном. Общий расход воды в гидравлическом контуре чиллера остается неизменным для обеспечения его надежной работы.

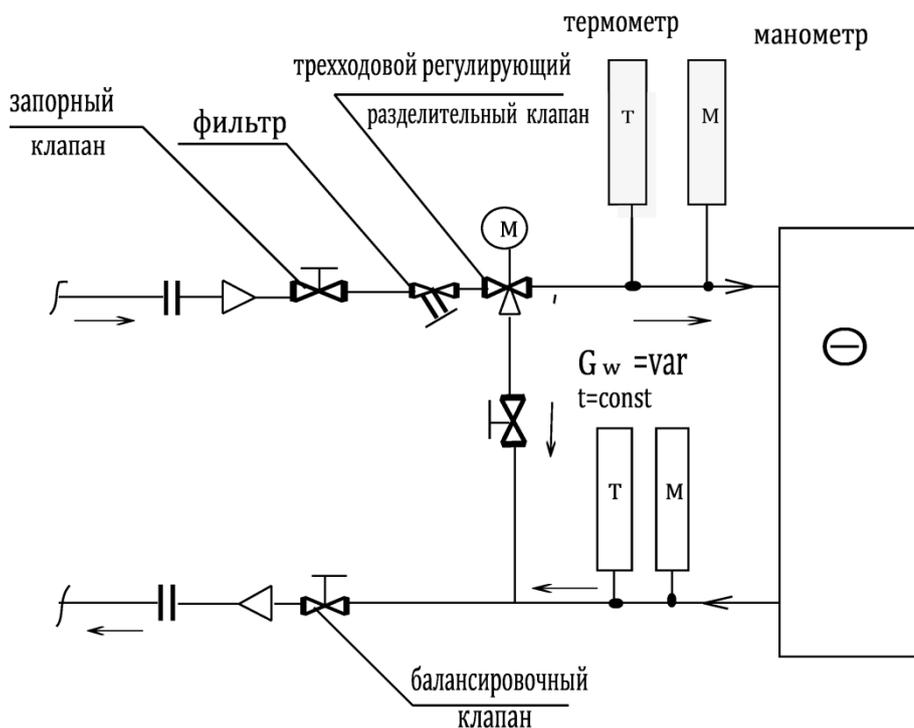


Рис. 42. Зависимая схема холодоснабжения воздухоохладителя с трехходовым регулирующим клапаном

Типы чиллеров определяются способом охлаждения конденсатора, типом компрессора, режимом работы (только охлаждение или охлаждение и нагревание), способом комплектации: моноблочного типа или с выносным конденсатором, со встроенным гидромодулем и без него.

Наибольшее применение находят чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора, когда теплота от конденсатора отводится воздухом, чаще наружным. Этот способ отвода требует установки чиллера снаружи здания или применения специальных мероприятий, обеспечивающих такой способ охлаждения.

Чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора выпускаются в моноблочном исполнении, когда все элементы находятся в одном блоке, и чиллеры с выносным конденсатором, когда основной блок может устанавливаться в помещении, а конденсатор, охлаждаемый наружным воздухом, размещается вне здания, например на крыше или во дворе. Основной блок соединяется с воздушным конденсатором, установленным снаружи здания, медными фреоновыми трубами.

В зависимости от производительности чиллеры комплектуются тремя типами компрессоров: спиральными компрессорами малой и средней производительности, одновинтовыми и двухвинтовыми компрессорами для большей производительности, герметичными поршневыми компрессорами для малой производительности и полугерметичными поршневыми компрессорами для средней производительности. Спиральные и поршневые компрессоры более эффективны в определенном диапазоне производительности по сравнению с поршневыми компрессорами.

Маркировка чиллеров, выпускаемых фирмой CLIVET, обычно отражает тип установленного компрессора за исключением чиллеров со спиральными компрессорами. Чиллеры с поршневыми компрессорами обозначаются как WRAT, WRAN, WTA, WRH, ME (первая буква R – поршневой). Чиллеры с одновинтовыми компрессорами обозначаются как WSAT, WSAN, MAE, WSH (первая буква S – винтовой), с двухвинтовыми компрессорами – как WDAT. Маркировка чиллеров со спиральными компрессорами может быть различной – WSAT, WSAN, ME, WRH, WRA, WRN. Маркировка чиллеров, в которых используется холодильный агент R22, – с цифрой 1 (например, WRAT-1), R407 – цифрой 2 (например, WSAT-2), R134a – цифрой 3 (например, WSAT-3).

Чиллеры в моноблочном исполнении выпускаются с осевыми и с центробежными вентиляторами. Осевые вентиляторы не могут работать на вентиляционную сеть, поэтому чиллеры с осевыми вентиляторами должны устанавливаться только снаружи здания, при этом ничто не должно мешать поступлению воздуха в конденсатор и выбросу его вентиляторами.

Чиллеры с центробежными вентиляторами предназначены для установки внутри помещения. Основное требование – компактность и низкий уровень шума.

## Тесты

Как можно определить утечку хладона из холодильной машины?

1. Утечку хладона определить невозможно.
2. По запаху.
3. По изменению цвета в галоидной лампе.
4. По угасанию пламени в галоидной лампе.

Какую начальную температуру воды принимают при охлаждении конденсатора холодной водой?

1. 16 °С.
2. 20 °С.
3. 12 °С.

Комплекуются ли компрессорно-конденсаторные блоки кондиционера CLIVET спиральными компрессорами?

1. Не комплектуются.
2. Комплектуются для малой и средней производительности.
3. Комплектуются для большой производительности.

## Лекция 18. ПОДБОР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

### План лекции

- а) Температурный режим работы парокompрессионной холодильной машины.
- б) Порядок расчета холодильной машины.
- в) Схема холодоснабжения. Подбор баков и насосов.

**Температурный режим работы парокompрессионной холодильной машины.** Характеристики парокompрессионной холодильной машины – холодопроизводительность, потребляемая мощность, холодильный коэффициент – определяются температурным режимом ее работы, а именно значениями следующих температур: температурами испарения и конденсации, температурами всасывания паров рабочего вещества в компрессор и переохлаждения жидкого рабочего вещества. Как правило, при подборе холодильной машины задаются ориентировочными значениями этих температур, определяемыми в зависимости от температуры охлаждаемой и охлаждающей сред [5].

**Порядок расчета холодильной машины.** При выборе компрессора используется температура насыщенных паров хладагента при давлении всасывания в компрессор, определяемая по табл. 7.

Таблица 7

Температура насыщенных паров хладагента R407C  
при давлении всасывания, °C

|   |   |   |   |   |     |    |
|---|---|---|---|---|-----|----|
| Температура насыщенных паров хладагента R407C при давлении всасывания | 3 | 5 | 7 | 8 | 9,5 | 12 |
| Средняя температура испарения   | 1 | 3 | 5 | 6 | 7,5 | 10 |

Когда температура в испарителе холодильной машины подводится от жидкого холодильного агента (для водоохлаждающей холодильной машины – чиллера) – воды, водного раствора этиленгликоля, то температура испарения определяется из формулы

$$t_{\text{и}} = t_{\text{ср.ж}} - (5 \div 8),$$

где  $t_{\text{ср.ж}}$  – средняя температура жидкости на входе и выходе из испарителя

$$t_{\text{ср.ж}} = \frac{t_{\text{w1}}^{\text{и}} + t_{\text{w2}}^{\text{и}}}{2}.$$

Температура испарения определяется из соотношения

$$t_{\text{и}} = t_{\text{в.н}} - (16 \div 20),$$

где  $t_{\text{в.н}}$  – начальная температура воздуха на входе в испаритель, °C, температура испарения не должна быть ниже 1 °C.

При охлаждении воздуха в фреоновом воздухоохладителе рекомендуется принимать температуру испарения

$$t_{\text{и}} = t_{\text{ср.в}} - 10,$$

где  $t_{\text{ср.в}}$  – средняя температура воздуха на входе и выходе из испарителя, °C:

$$t_{\text{ср.в}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}.$$

Если теплота конденсации отводится водой, то температура конденсации, °C:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{ср.в}} + (5 \div 8),$$

где  $t_{\text{ср.в}}$  – средняя температура воды на входе и выходе из конденсатора; предельное значение разности температуры конденсации и средней

температуры охлаждающей воды  $\Delta t_{w2}^k = 8 - 10 \text{ }^\circ\text{C}$ , перепад температуры воды в конденсаторе  $\Delta t_k = 5 - 8 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При использовании водопроводной воды для охлаждения конденсатора принимают начальную температуру  $t_{w1}^k = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , а при использовании оборотной воды, охлаждаемой в мокрой градирне, начальная температура воды определяется

$$t_{wH} = t_{MTH} + (3 \div 4),$$

где  $t_{MTH}$  – расчетная температура наружного воздуха по мокрому термометру для теплого периода.

Если теплота от конденсатора отводится воздухом, то температура конденсации,  $^\circ\text{C}$ ,

$$t_k = t_{cp.v} + (5 \div 8),$$

перепад температуры в конденсаторе  $\Delta t_k = 6 \div 10 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Начальную температуру воздуха на входе в конденсатор при охлаждении наружным воздухом принимают равной расчетной температуре наружного воздуха для теплого периода, принятой при проектировании системы кондиционирования воздуха для соответствующего географического пункта.

Температура всасывания паров рабочего вещества в компрессор,  $^\circ\text{C}$ ,

$$t_{bc} = t_{и} + (5 \div 10).$$

Перегрев на всасывании необходим для того, чтобы обеспечить безопасную работу компрессора, так как попадание жидкости в цилиндр поршневого компрессора может привести к гидравлическому удару, для других типов компрессоров попадание жидкости в них тоже нежелательно.

Температуру переохлаждения жидкого холодильного агента перед регулирующим вентилем определяют при воздушном охлаждении конденсатора

$$t_{п} = t_k - (4 \div 7).$$

При водяном охлаждении конденсатора

$$t_{п} = t_k - (2 \div 3).$$

Приведенные перепады температур являются ориентировочными, они зависят от рабочего вещества, типа теплообменников испарителя и конденсатора.

Расход воды, проходящей через испаритель чиллера (холодильной машины), кг/с:

$$G_{\text{и}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{x}}}{c_{\text{вх}}(t_{\text{вн}} - t_{\text{вк}})},$$

где  $Q_{\text{x}}$  – холодопроизводительность чиллера, кВт;

$c_{\text{вх}}$  – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$t_{\text{вн}}, t_{\text{вк}}$  – начальная и конечная температуры жидкости в испарителе, °С.

Холодильные машины подбирают одним из трех методов:

- путем пересчета холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталоге;

- по графическим характеристикам холодильных машин или по таблицам;

- по теоретической объемной подаче компрессора, входящего в комплект холодильной машины.

Холодопроизводительность с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталогах, пересчитывают по формуле

$$Q_{\text{x}}^{\text{с}} = Q_{\text{x}}^{\text{р}} \frac{\lambda^{\text{с}} \cdot q_{\text{x}}^{\text{с}} \cdot \sigma^{\text{с}}}{\lambda^{\text{р}} \cdot q_{\text{x}}^{\text{р}} \cdot \sigma^{\text{р}}},$$

где  $Q_{\text{x}}$  – холодопроизводительность, Вт;

$\lambda$  – коэффициент подачи компрессора;

$q_{\text{x}}$  – удельная холодопроизводительность, кДж/м<sup>3</sup>;

$\sigma$  – удельный объем рабочего вещества в точке всасывания его в компрессор, м<sup>3</sup>/ч;

параметры с верхним индексом <sup>р</sup> (рабочий) соответствуют рабочему режиму работы парокомпрессионной машины;

параметры с верхним индексом <sup>с</sup> (спецификационный) соответствуют рабочему режиму работы, при котором приведено значение холодопроизводительности в каталоге.

Значения  $\lambda, q_{\text{x}}, \sigma$  определяют по таблицам состояния рабочего вещества или на основе построения цикла изменения состояния холодильного агента на  $lgP$ -диаграмме.

Второй способ подбора и определения текущих значений тепло- и холодопроизводительности по таблицам или графикам является наиболее простым и употребительным. Он чаще всего применяется для чиллеров и компрессорно-конденсаторных блоков.

Наиболее точный – третий метод, основанный на тепловом расчете холодильного цикла агрегата в расчетном режиме. Задачами точ-

ного теплового расчета холодильной машины являются определение требуемой объемной подачи компрессора, его подбор, определение тепловой нагрузки на конденсатор и испаритель, подбор конденсатора и испарителя.

В инженерной практике ограничиваются подбором холодильной машины по таблицам и графикам, предоставляемым производителем оборудования. При курсовом проектировании следует использовать второй и третий способы.

Исходными данными для расчета являются количество вырабатываемого холода  $Q_x$ , Вт, определяемое как сумма затрат холода на обработку воздуха в центральном кондиционере и потерь холода в изолированных трубопроводах (10 % от основных затрат холода), температура холодной воды на входе и выходе из системы холодоснабжения поверхностного воздухоохладителя или политропной камеры орошения  $t_{w1}, t_{w2}$ , °С, способ охлаждения конденсатора холодильной машины и температура охлаждающей среды (воды или воздуха).

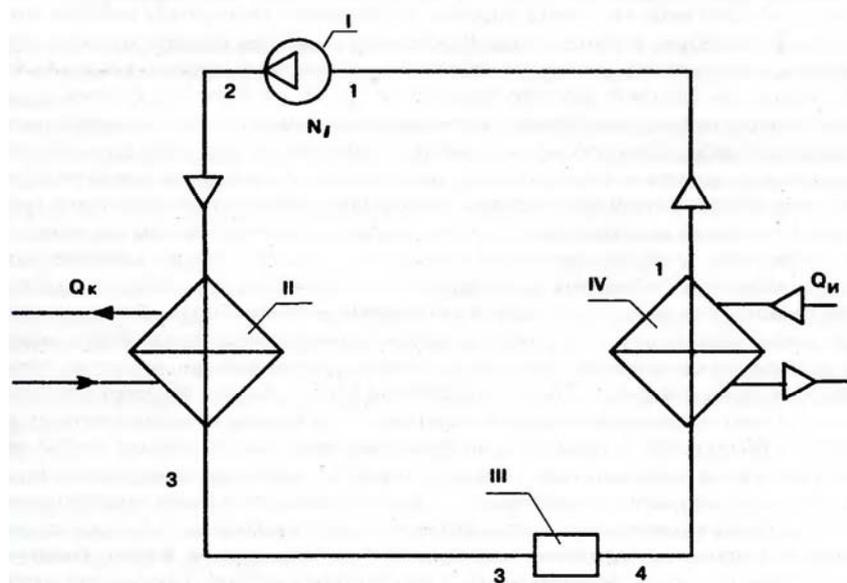


Рис. 43. Схема одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины: I – компрессор, II – конденсатор, III – расширительный цилиндр, IV – испаритель

Порядок расчета холодильной машины:

1. Составляют расчетную схему парокомпрессионной холодильной машины (рис. 43).
2. Определяют расчетный температурный режим работы установки.

3. Строят цикл изменения состояния хладона на диаграмме lg P-I для хладона R22 (рис. 44):

а) наносят на диаграмму изобары  $P_{и}$  и  $P_{к}$ , соответствующие для хладона R 22  $t_{и}$  и  $t_{к}$ ;

б) продолжают  $P_{и}$  до пересечения с изотермой  $t_{вс}$  (получают точку 1);

в) через точку 1 проводят адиабату до пересечения ее с изобарой  $P_{к}$  в точке 2;

г) на пересечении линий  $P_{к}$  и  $t_{к}$  получают точку 3, проводят линию постоянной энтальпии до пересечения с  $P_{и}$ , получают точку 4;

д) определяют энтальпию хладона во всех точках цикла и удельный объем паров хладона  $v_1$  в точке 1.

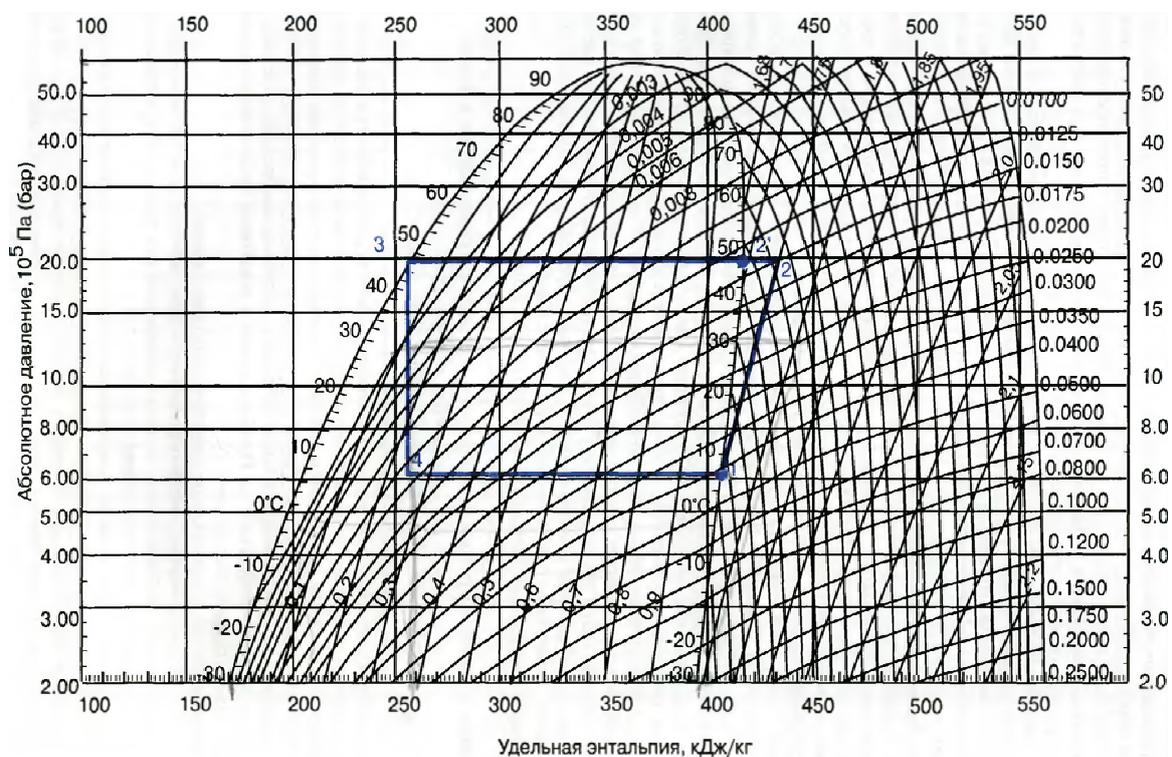


Рис. 44. Теоретический цикл одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины со всасыванием насыщенных паров холодильного агента R22 на lg P-i диаграмме

4. Определяют удельные характеристики цикла:

удельная холодопроизводительность,  $\text{kJ/kg}$ ,

$$q_x = i_1 - i_4;$$

удельное количество теплоты, отводимое в конденсаторе,  $\text{kJ/kg}$ ,

$$q_k = i_2 - i_3;$$

удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, кДж/кг,

$$l_m = i_2 - i_1.$$

5. Определяем требуемый массовый расход хладагента  $M_x$ , кг/с,

$$M_x = \frac{Q_x}{q_x}.$$

6. Требуемая объемная производительность компрессора  $V_k$ , м<sup>3</sup>/с,

$$V_k = \frac{M_x v_1}{\lambda},$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи компрессора, который учитывает объемные потери, которыми сопровождается действительный процесс сжатия.

Коэффициент подачи представляют в виде произведения четырех коэффициентов, каждый из которых учитывает влияние одного фактора:

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \lambda_4,$$

где  $\lambda_1$  – объемный коэффициент подачи, определяется отношением объема засасываемых паров к объему, описываемому поршнем, для фреоновых машин

$$\lambda_1 = 1 - c \left[ \left( \frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right],$$

здесь  $c$  – коэффициент мертвого пространства, принимаемый для больших машин 0,02; для малых 0,06;

$n$  – показатель политропы, принимаемый для хладагеновых компрессоров равным 0,9 – 1,1;

$\lambda_2$  – коэффициент дросселирования, учитывает уменьшение производительности из-за потерь во всасывающем канале. У среднетемпературных холодильных машин  $\lambda_2$  находится в пределах 0,98 – 1,0;

$\lambda_3$  – коэффициент подогрева, учитывает уменьшение производительности из-за подогрева рабочего вещества при его всасывании и сжатии в цилиндре, его можно считать равным

$$\lambda_3 = \frac{T_n}{T_k};$$

$\lambda_4$  – коэффициент плотности, учитывает уменьшение производительности из-за утечек и перетечек. Для современных холодильных компрессоров, имеющих поршневые кольца, коэффициент плотности  $\lambda_4 = 0,95 - 0,99$ , меньшее значение соответствует бóльшим отношениям давлений конденсации и испарения.

По значению  $V_k$  выбирают одну или две холодильные машины с компрессором соответствующей производительности  $V'_k$  так, чтобы сумма объемных подач компрессоров была на 25 – 30 % больше величины, полученной расчетом.

7. Определяют действительную холодопроизводительность компрессора, кВт,

$$Q_x = M'_x q_x,$$

где  $M'_x$  – действительный массовый расход хладагента, кг/с,

$$M'_x = \frac{\lambda V'_k}{v_1}.$$

8. Электрическая мощность компрессора, кВт:

а) теоретическая

$$N_T = M'_x l_m;$$

б) индикаторная

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i};$$

в) на валу электродвигателя

$$N_э = \frac{N_i}{\eta_m \eta_э},$$

где  $\eta_i$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_э$  – коэффициенты полезного действия индикаторный  $\eta_i = 0,7 - 0,8$ ; механический  $\eta_m = 0,9$  при  $P_k/P_i = 5 - 7$ ;  $\eta_m = 0,8$  при  $P_k/P_i = 11 - 13$ ; коэффициенты полезного действия для малых электродвигателей  $\eta_э = 0,85 - 0,9$ , для крупных  $\eta_э = 0,9 - 0,95$ .

9. Поверочный расчет конденсатора проводится с целью определения требуемой поверхности теплопередачи и выполнения требования соответствия ее действительной поверхности теплообмена. При этом запас поверхности теплообмена не должен превышать 15 %.

Тепловая нагрузка на конденсатор определяется из уравнения теплового баланса холодильной машины

$$Q_k = Q_x + N_i$$

и через удельный расход теплоты на основе цикла холодильной машины

$$Q_x = M'_x q_x,$$

выбирая большее значение.

10. Определяют требуемую площадь теплоотдающей поверхности конденсатора,  $m^2$ ,

$$F_k = \frac{Q_k}{k_k \Delta t_{cp}^k},$$

где  $k_k$  – коэффициент теплопередачи конденсатора,  $kBt/(m^2 \cdot K)$ , для конденсаторов, работающих на хладоне, R 22  $k_k = 400 - 650 Bt/(m^2 \cdot K)$ ;  $\Delta t_{cp}^k$  – среднелогарифмический температурный перепад, определяемый по формуле:

$$\Delta t_{cp}^k = \frac{\Delta t_b^k - \Delta t_m^k}{\ln \frac{\Delta t_b^k}{\Delta t_m^k}},$$

где  $\Delta t_b^k = t_k - t_{w1}^k$ ,  $\Delta t_m^k = t_k - t_{w2}^k$ ;  $t_{w2}^k = t_k - (4 \dots 5)$ ;  $t_{w1}^k = t_{w2}^k - 5$ ,  $t_{w1}^k, t_{w2}^k$  – температура охлаждающей воды на входе и выходе в конденсатор.

При этом температура конденсации не должна превышать  $36^\circ C$ .

Расход воды, охлаждающей конденсатор:

$$G_w^k = \frac{Q_k}{c_w (t_{w2}^k - t_{w1}^k)}.$$

11. Требуемая площадь поверхности испарителя

$$F_k = \frac{Q_x}{k_{ii} \Delta t_{cp}^{ii}}.$$

где  $k_{ii}$  – коэффициент теплопередачи испарителя, величина которого может приниматься равной  $500 - 650 Bt/(m^2 \cdot K)$  при хладоагенте R 22;  $\Delta t_{cp}^{ii}$  – для испарителя находится аналогично, где  $\Delta t_b^{ii} = t_{w2}^{ii} - t_{ii}$ ,  $\Delta t_m^{ii} = t_{w1}^{ii} - t_{ii}$ .

Размещение холодильных установок не допускается в жилых зданиях, интернатах для престарелых и инвалидов, детских учреждениях, гостиницах, зданиях лечебно-профилактических учреждений, они должны размещаться в отдельно стоящих зданиях. В производственных, общественных и административно-бытовых зданиях следует размещать холодильные установки в помещениях, где над перекрытием или под полом нет помещений с плановым постоянным или временным пребыванием людей, предусматривая трехкратный воздухообмен, при аварии пятикратный. Высота помещений принимается не менее 3,6 м, проход между агрегатами 1,5 м, расстояние между стенами и агрегатами 0,7 м. Водоохлаждающие холодильные машины с воздушным охлаждением конденсатора и с осевым вентилятором размещают снаружи здания: на крыше или во дворе.

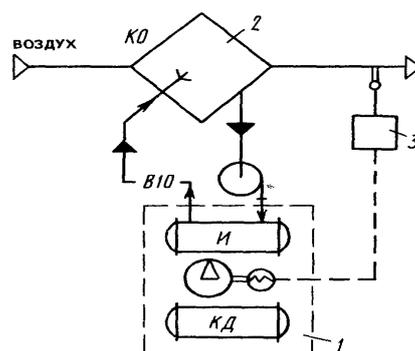


Рис. 45. Одноконтурная схема присоединения воздухоохлаждающей машины к камере орошения: 1 – водоохлаждающая машина; 2 – камера орошения; 3 – блок автоматического регулирования холодопроизводительности

#### **Схема холодоснабжения.**

#### **Подбор баков и насосов.**

Схема холодоснабжения центрального кондиционера может быть одноконтурной (рис. 45) без бака в установках с поверхностным воздухоохладителем и с политропной камерой орошения

холодопроизводительностью до 150 кВт, одноконтурной с двухсекционным баком при больших значениях холодопроизводительности [3].

В схеме без бака при децентрализованном холодоснабжении после использования в камере орошения отепленная вода забирается насосом из поддона, проходит через испаритель холодильной машины и подается обратно к форсункам. Эта схема применяется, если холодопроизводительность машины регулируется автоматически по температуре воды, выходящей из испарителя, при большом объеме трубопроводов и испарителя. Подобная схема без бака применяется и для поверхностного воздухоохладителя.

В установках большей производительности и при централизованном холодоснабжении от холодильных станций отепленная вода

из поддона камеры орошения самотеком поступает в бак, расположенный ниже уровня поддонов камеры орошения. При двухконтурной схеме (рис. 46) бак имеет два отсека: отепленной и охлажденной воды, две группы насосов, одна из которых осуществляет циркуляцию холодоносителя между баком и потребителем холода, вторая – между баком и испарителем холодильной машины. Степень охлаждения воздуха после камеры орошения регулируется с помощью трехходового смесительного клапана путем изменения температуры холодной воды, подаваемой на форсунки, за счет изменения соотношения количества холодной и рециркуляционной воды в клапане. Для управляемых процессов в оросительной камере степень охлаждения воздуха после камеры орошения, кроме того, регулируется путем изменения расхода холодной воды с помощью двухходового регулирующего клапана.

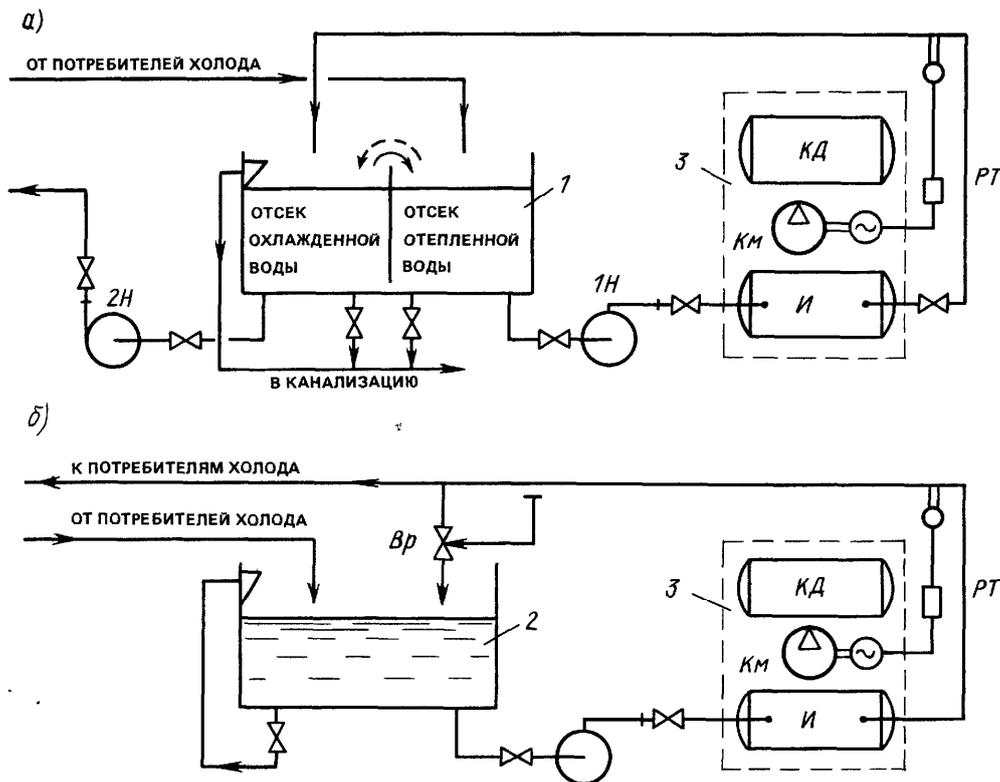


Рис. 46. Двухконтурные схемы циркуляции холодоносителя с открытым двухсекционным баком (а) и односекционным (б); 1 и 2 – двухсекционный и односекционный баки; 3 – водоохлаждающая машина

*Подбор насосов.* Циркуляционные и смесительно-циркуляционные насосы, используемые в системах тепло- и холодоснабжения, подбира-

ются по двум значениям: подаче насоса, равной объемному расходу тепло- и холодоносителя, и напору, развиваемому насосом.

Напор, развиваемый насосом, определяется в зависимости от схемы тепло- и холодноснабжения поверхностного теплообменника или камеры орошения. Для замкнутой схемы циркуляции с поверхностным теплообменником он складывается из потерь напора в трубопроводах, регулирующей, запорной арматуре, промежуточных водо-водяных теплообменниках при независимой схеме, поверхностном теплообменнике. Потери напора (давления) в отдельных элементах гидравлической сети вычисляют при подборе соответствующего оборудования. Потери напора (давления) в трубопроводах определяют в результате гидравлического расчета, назначая диаметр трубопровода, ориентируясь на скорость движения жидкости не более 1 – 1,5 м/с или в курсовом проекте принимают ориентировочно.

Насосы для подачи воды в оросительную камеру подбирают по расходу холодной воды и напору, развиваемому насосом, определяются по формуле [5]

$$H = \Delta h_{\text{тр}} + h + P_{\text{ф}}/\rho g,$$

где  $\Delta h_{\text{тр}}$  – потери напора в трубопроводах и коллекторах, м вод ст., ориентировочно 0,5 м;

$h$  – высота подъема воды, м;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$P_{\text{ф}}$  – давление воды перед форсунками, соответствующее расходу воды для достижения значения коэффициента адиабатной эффективности, Па.

Насосы для подачи отепленной воды в испаритель холодильной машины и далее в резервуар холодной воды подбирают по расходу холодной воды и напору

$$H = \Delta h_{\text{тр}} + h_{\text{б}} + \Delta h_{\text{и}},$$

где  $h_{\text{б}}$  – высота бака холодной и отепленной воды от всасывающей трубы до перелива, м;

$\Delta h_{\text{и}}$  – потери напора в испарителе, Па;

$\Delta h_{\text{тр}}$  – потери напора в трубопроводах, Па.

*Подбор расширительного бака.* Для компенсации увеличения объема в замкнутом гидравлическом контуре трубопроводов, обычно

при независимой схеме, следует предусматривать закрытый расширительный бак. Полезный объем закрытого расширительного бака определяют по формуле

$$V_{рб} = 0,0006\Delta t V_c \frac{P_{\max} P_{\min}}{(P_{\max} - P_{\min}) P_{пр}},$$

где  $V_{рб}$  – объем воды в системе теплоснабжения поверхностных теплообменников, определяется суммированием объема воды в отдельных элементах: испарителе чиллера, трубопроводах, воздухоохладителе при независимом присоединении, водо-водяном теплообменнике, воздухонагревателе или воздухоохладителе, трубопроводах при независимом присоединении;

$\Delta t$  – изменение температуры воды от минимального до максимального значения в системе, °С,

$$\Delta t = t_{\max} - t_{\min}.$$

В режиме охлаждения минимальная температура принимается равной +4 °С, равной температуре окружающего воздуха 35 °С;

$P_{\min}$  – абсолютное минимальное давление в расширительном баке, кПа (бар), равное гидростатическому давлению на уровне установки бака с некоторым запасом при установке насосов и бака в нижних точках системы:

$$P_{\min} = P_a + \rho g H + P_{зап},$$

где  $\rho$  – плотность теплоносителя при минимальной температуре, кг/м<sup>3</sup>;

$H$  – высота от уровня воды в расширительном баке до верхней точки системы теплоснабжения, м;

$P_{зап}$  – запас давления для создания избыточного давления в верхней точке системы, кПа, принимается равным 5 кПа.

Если расширительный бак устанавливается в верхней части системы, то минимальное давление принимается 150 кПа (1,5 бар) независимо от перепада высоты между точкой установки бака и потребителем (фанкойлом, теплообменником). Объем закрытого бака уменьшается при переходе его в верхнюю часть здания.

$$P_{пр} = P_{\min} - (0,5 \div 5),$$

где  $P_{\text{пр}}$  – абсолютное давление в баке до его подключения к системе, кПа, или давление предварительной настройки

$$P_{\text{макс}} = P_a + P_{\text{раб}} - (P_n + P_1),$$

где  $P_{\text{макс}}$  – абсолютное максимальное давление воды в баке, кПа;

$P_{\text{раб}}$  – рабочее давление, допустимое для элементов системы тепло- и холодоснабжения в низшей точке, кПа; для кожухотрубного испарителя чиллера 1000 кПа (10 бар), для разборного пластинчатого испарителя – 500 кПа (5 бар);

$P_n$  – давление, развиваемое насосом, кПа;

$P_1$  – гидростатическое давление столба жидкости высотой  $h_1$ , определяется как расстояние от уровня установки насоса до уровня воды в расширительном баке.

Бак подбирается по объему и давлению предварительной настройки  $P_{\text{пр}}$ .

### Тесты

Как определить производительность СКВ для холодного периода?

1. Принимается по теплому периоду года.
2. Путем расчета с учетом параметров холодного периода.
3. В холодный период СКВ не работает, поэтому расчет не производится.

Какие температуры определяют температурный режим работы холодильной машины?

1. Температура испарения, конденсации, всасывания паров рабочего вещества в компрессор, переохлаждения жидкого рабочего вещества.
2. Температура на входе и выходе фреона в компрессор.
3. Температура испарения и конденсации.

В какой теплообменник в режиме охлаждения поступает фреон после компрессора?

1. В ТРВ.
2. В конденсатор.
3. В испаритель.

Какая температура больше у фреона R22  $t_k$  – температура конденсации или  $t_i$  – температура испарения?

1.  $t_k > t_i$
2.  $t_k = t_i$
3.  $t_k < t_i$

В курсе лекций рассматриваются научные основы кондиционирования воздуха и холодоснабжения, описаны системы кондиционирования воздуха, технические решения их отдельных элементов, а также вопросы тепло- и холодоснабжения.

Создание благоприятных условий жизни, труда и отдыха людей в помещении является предметом постоянной заботы нашего общества, а поэтому одной из его основных социальных задач.

## **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М. : Госстрой России; ГУП ЦПП, 2000. – 54 с.
2. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 /под ред. Н. Н. Павлова. – М. : Стройиздат, 1992. – 319 с.
3. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2 /под ред. Н. Н. Павлова. – М. : Стройиздат, 1992. – 416 с.
4. Краснов, Ю. С. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке / Ю. С. Краснов, А. П. Борисоглебская, А. В. Антипов. – М. : ТЕРМОКУЛ, 2004. – 370 с. – ISBN 5-90-26-76-01-0.
5. Белова, Е. М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях / Е. М. Белова. – М. : ЕВРОКЛИМАТ, 2006. – 639 с. – ISBN 5-94447-009-7.
6. Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена. – М. : АВОК СТАНДАРТ, 2002. – 15 с.
7. Богословский, В. Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение : учеб. для вузов / В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров. – М. : Стройиздат, 1985. – 367 с.
8. Аверкин, А. Г. Примеры и задачи по курсу «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение» / А. Г. Аверкин. – М. : Ассоциация строительных вузов, 2007. – 125 с. – ISBN 978-5-93093-199-0.
9. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев [и др.]. – М. : ЕВРОКЛИМАТ, 2000. – 415 с. – ISBN 5-9444-7-005-4.
10. Вентиляция. Оборудование и технологии : учеб.-практ. пособие / Р. Ф. Афанасьева [и др.]. – М. : Стройинформ, 2007. – 424 с. – ISBN 5-94418-010-2.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|  |     |
|--|-----|
| Введение.....  | 3   |
| Лекция 1. Введение в дисциплину .....  | 6   |
| Лекция 2. Требования к системам кондиционирования воздуха .....                                      | 11  |
| Лекция 3. Основные типы кондиционеров .....  | 15  |
| Лекция 4. Санитарно-гигиенические и технологические основы<br>кондиционирования воздуха .....        | 21  |
| Лекция 5. Расчетные параметры наружного воздуха.....   | 28  |
| Лекция 6. <i>I-d</i> -диаграмма влажного воздуха .....   | 36  |
| Лекция 7. Построение на <i>I-d</i> -диаграмме процессов изменения<br>состояния влажного воздуха..... | 40  |
| Лекция 8. Прямоточная система кондиционирования воздуха.....   | 46  |
| Лекция 9. Система кондиционирования воздуха с рециркуляцией.....                                     | 52  |
| Лекция 10. Система кондиционирования воздуха с первой<br>и второй рециркуляцией .....                | 59  |
| Лекция 11. Система кондиционирования воздуха<br>двухступенчатого испарительного охлаждения.....      | 64  |
| Лекция 12. Основное оборудование центральных СКВ .....   | 70  |
| Лекция 13. Воздухоохладители центральных кондиционеров.....  | 81  |
| Лекция 14. Блоки увлажнения воздуха центральных<br>кондиционеров .....                               | 87  |
| Лекция 15. Естественные и искусственные источники<br>холодоснабжения .....                           | 95  |
| Лекция 16. Теплоснабжение центральных систем<br>кондиционирования воздуха .....                      | 102 |
| Лекция 17. Холодоснабжение центральных систем<br>кондиционирования воздуха .....                     | 108 |
| Лекция 18. Подбор холодильного оборудования .....  | 112 |
| Библиографический список.....  | 126 |

*Учебное издание*

УГОРОВА Светлана Вениаминовна

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ

Курс лекций

Редактор А. П. Володина  
Технический редактор Н. В. Тупицына  
Корректор В. С. Теверовский  
Компьютерная верстка Е. А. Кузьминой

Подписано в печать 10.03.15.  
Формат 60х84/16. Усл. печ. л. 7,44. Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета  
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.  
600000, Владимир, ул. Горького, 87.