

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ».

В.В. Соколов

О С Н О В Ы
ТЕОРИИ, ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЁТА
СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.
ЛЕКЦИИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Учебно-методическое пособие
для обучающихся по специальности
16.03.03 «Холодильная, криогенная техника
и системы жизнеобеспечения»,
профиль «Холодильная техника
и системы кондиционирования»

Севастополь
СевГУ
2021

УДК 697.94(075.8)
ББК 38.762.3
С59

Р е ц е н з е н т :
С.Т. Мирошниченко - заведующий кафедрой
«Паротурбинные установки», к.т.н., доцент

Соколов В. В.

С59 Основы теории, проектирования и расчета систем кондиционирования воздуха. Лекции по дисциплине: учебно-методическое пособие для обучающихся по специальности 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», профиль «Холодильная техника и системы кондиционирования» / В.В. Соколов ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Севастопольский государственный университет. – Севастополь: Изд-во СевГУ, 2021. – 154 с.: ил. – Текст: электронный.

В учебно-методическом пособии изложен лекционный материал по дисциплине «Основы теории, проектирования и расчета СКВ», изучаемый студентами 4-го курса по специальности 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», профиль подготовки – Холодильная техника и системы кондиционирования.

УДК 697.94(075.8)
ББК 38.762.3

Рассмотрено и рекомендовано на заседании ученого совета Института ядерной энергии и промышленности, протокол № 7 от 31 марта 2021 г.

© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2021

СОДЕРЖАНИЕ

Л-1	Общие сведения о системах кондиционирования воздуха	4
Л-2	Требования к системам кондиционирования воздуха	9
Л-3	Основные типы кондиционеров	12
Л-4	Вентиляторы систем кондиционирования воздуха	17
Л-5	Основные параметры, характеризующие работу вентилятора	50
Л-6	Санитарно-гигиенические и технологические основы кондиционирования воздуха	59
Л-7	Расчетные параметры наружного воздуха	66
Л-8	I-d-диаграмма влажного воздуха	78
Л-9	Прямоточная система кондиционирования воздуха	87
Л-10	Система кондиционирования воздуха с рециркуляцией	92
Л-11	Система кондиционирования воздуха с первой и второй рециркуляцией	99
Л-12	Системы кондиционирования воздуха с испарительным охлаждением воздуха	105
Л-13	Конструктивные особенности центральных кондиционеров СКВ. Центральные кондиционеры ПО «Веза»	111
Л-14	Рекуператоры центральных кондиционеров. Расчет рекуператора	118
Л-15	Поверхностные теплообменники. Расчет теплообменников.	126
Л-16	Блоки увлажнения воздуха центральных кондиционеров. Фильтры	137
Л-17-18	Холодоснабжение центральных систем кондиционирования воздуха	149

Лекция 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Определение кондиционирования воздуха.
- 2) Комфортное и технологическое кондиционирование воздуха.
- 3) Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха.
- 4) Структурная схема системы кондиционирования воздуха.

1. 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 принимать:

- 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

Кондиционирование осуществляется комплексом технических средств, называемым системой кондиционирования воздуха (СКВ). В состав СКВ входят технические средства приготовления, перемещения и распределения воздуха, приготовления холода, а также средства холодо- 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.

2. 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.

Технологическое кондиционирование предназначено 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 др. материалы.

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, полиграфия 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.) требует высокую чистоту воздуха.

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

3. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха

Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха представлена на рис. 1. На приточный воздух возлагается функция регулирующего воздействия на тепловлажностное состояние помещения. Изменяются 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 (рис.1).

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.

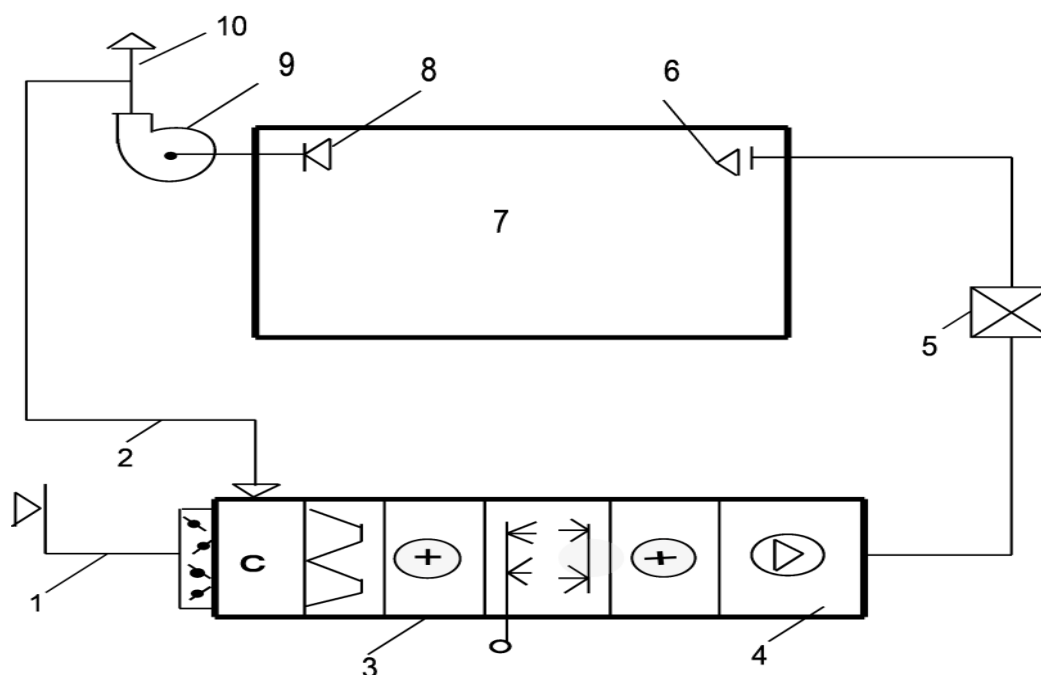


Рис. 1. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха:
1 – воздухозаборное устройство; 2 – рециркуляционный воздуховод; 3 – установка кондиционирования воздуха; 4 – приточный вентилятор; 5 – доводчик воздуха;
6 – система распределения воздуха; 7 – помещение; 8 – система удаления воздуха;
9 –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

4. Структурная схема системы кондиционирования воздуха

Основными структурными 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.

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.

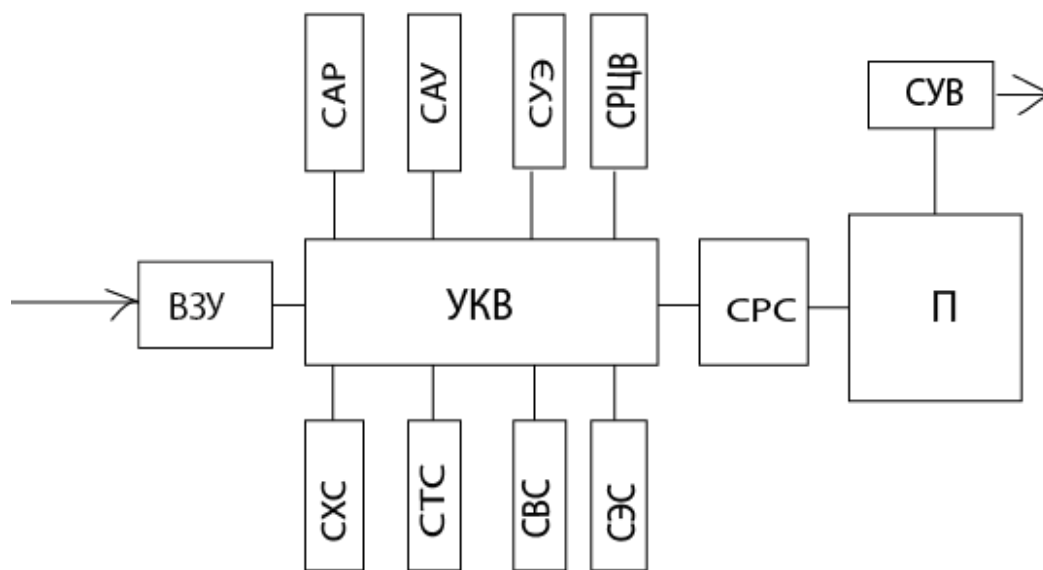


Рис. 2. Структурная схема системы кондиционирования воздуха:
ВЗУ – воздухозаборное устройство, П – помещение, САР – система автоматического регулирования, САУ – система автоматического управления, СРС – система распределения среды, СРЦВ – система рециркуляции воздуха, СТС – система теплоснабжения, СУВ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

Из рассмотрения принципиальной и структурной схемы СКВ следует, что весь комплекс ее технических устройств можно представить в виде двух взаимосвязанных контуров (рис. 3). Главный контур (I), в котором обрабатывается и перемещается кондиционируемый воздух, состоит из трех основных элементов установки кондиционирования (тепловлажностной обработки) воздуха; системы воздухопроводов 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).

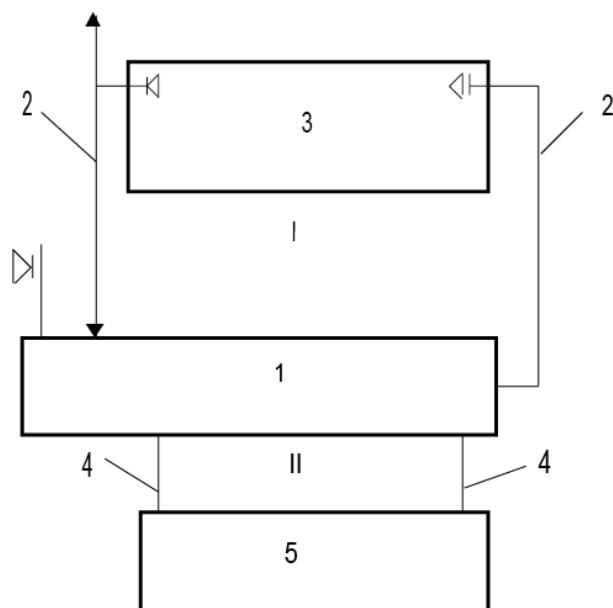


Рис. 3. Главный (I) и дополнительный (II) контуры системы кондиционирования воздуха:
 1 – установка кондиционирования воздуха, 2 – система воздуховодов и устройств для забора, распределения, удаления и рециркуляции воздуха, 3 – помещение, 4 – распределительные сети СХС, СВС, СТС, СЭС, 5 – генераторы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

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

Лекция 2

ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Санитарно-гигиенические требования.
- 2) Строительно-монтажные и архитектурные требования.
- 3) Эксплуатационные требования.
- 4) Экономические требования.
- 5) Технические требования.

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

1. Санитарно-гигиенические требования

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

2. 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 позонного 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 подси-

стемы в большей или меньшей степени требуют места для установки оборудования и прокладке инженерных коммуникаций (воздуховодов, трубопроводов, электрических проводок) 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 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, габариты оборудования должны быть согласованы с размерами монтажных проемов.

3. Эксплуатационные требования

Разнообразны и эксплуатационные требования, в которые входит: легкость переключения с одного режима работы на другой (в том числе и на оптимальное функционирование); блокировка системы с целью обеспечения возможности их 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 воздуховодов, запорно-регулирующих устройств и других элементов.

Эксплуатационные требования состоят 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 надежно-

сти следует предусматривать резервирование оборудования или его отдельных элементов: электродвигателей, компрессоров и т.д.

4. Экономические требования

Экономические требования состоят в разумных затратах средств на функционирование СКВ. Затраты складываются из единовременных и эксплуатационных затрат. Единовременные затраты включают стоимость СКВ, источников теплоты, холода, системы водоподготовки, системы тепло – и – холодоснабжения, 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, стоимостью 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.

5. 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 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.

Лекция 3

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОНДИЦИОНЕРОВ

План лекции

- 1) Кондиционеры сплит-систем.
- 2) Канальные кондиционеры и кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией.
- 3) Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фанкойлами.
- 4) Крышные кондиционеры.
- 5) Центральные кондиционеры.

1. Кондиционеры сплит-систем

Для кондиционирования воздуха жилых и общественных помещений наибольшее распространение получили кондиционеры сплит-систем.

Они состоят из внешнего блока (компрессорно-конденсаторного агрегата) и внутреннего блока (испарительного). Во внешнем блоке находится 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, фильтрации его 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 м². Основными преимуществами 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. 1.

Наибольшее распространение получили настенные кондиционеры, в которых к одному наружному блоку 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.

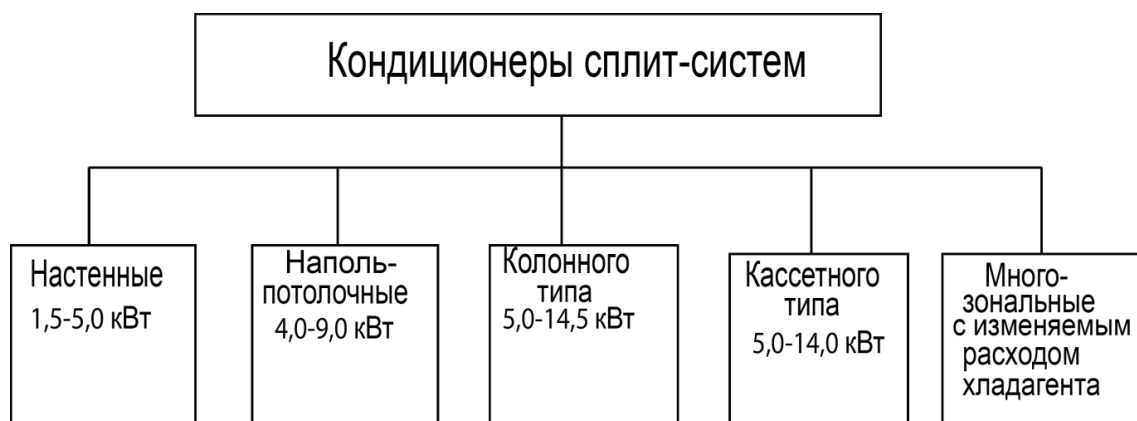


Рис. 1. Типы кондиционеров сплит-систем

Для кондиционирования здания, имеющего большое количество помещений с разными тепловыми нагрузками, изменяющимися в течении 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 различного конструктивного исполнения. Кроме того, блоки могут включаться и работать независимо друг от друга, причем часть их – на режиме охлаждения, а часть – на режиме обогрева.

2. Канальные кондиционеры и кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией

Канальные кондиционеры (рис. 2) предназначены, для кондиционирования нескольких помещений одновременно. Канальный кондиционер, прежде всего, рассчитан 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).

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

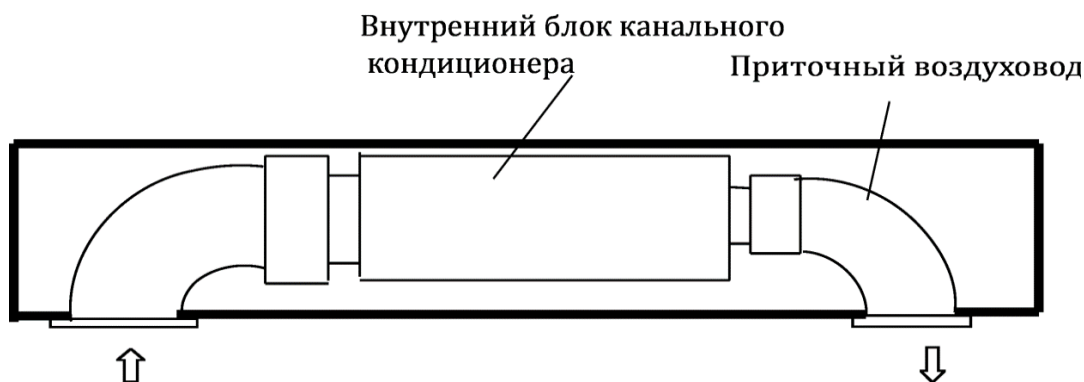


Рис. 2. Размещение внутреннего блока канального кондиционера

3. 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 решать задачи вентиляции.

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

4. Крышные кондиционеры

Крышные кондиционеры (рис.3) представляют холодильную машину, конструктивно выполненную в виде моноблока, предназначенного для установки на плоских кровлях зданий. Если крыша имеет наклон, то кондиционер устанавливают на специальных рамах.

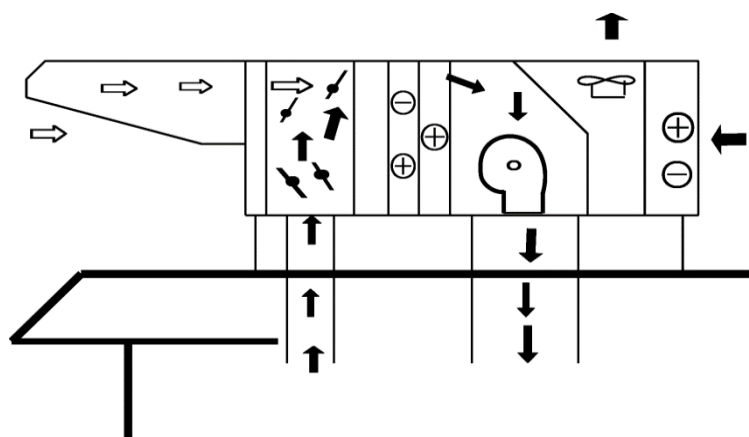


Рис. 3. Типовая схема крышного кондиционера

Крышные кондиционеры позволяют одновременно осуществлять вентиляцию и регулировать температуру воздуха в помещении. Обычно крышные кондиционеры 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 смесительную камеру. Регулирование расхода осуществляется изменением положения заслонок. Из смесительной 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 м³/ч.

5. 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, производственных 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 и двурусном исполнении. Размеры секций унифицированы и зависят, как правило от расхода и скорости обрабатываемого воздуха. Среди основных секций, используемых при компоновке центрального кондиционера: секция вентиляторная, охлаждения, нагрева, увлажнения, фильтрации, шумоглушения и 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.

Лекция 4

ВЕНТИЛЯТОРЫ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Общие сведения о вентиляторах.
- 2) Радиальные вентиляторы.
- 3) Осевые вентиляторы.
- 4) Канальные вентиляторы.
- 5) Крышные вентиляторы.
- 5) Диаметральные вентиляторы.
- 6) Бытовые вентиляторы.

1. Общие сведения о вентиляторах

Вентиляторами называют газодувные машины для перемещения воздуха (газа). Они потребляют энергию от привода (например, электродвигателя) и сообщают ее рабочему веществу – воздуху или другому газу.

Самое широкое применение вентиляторы нашли в системах вентиляции и кондиционирования воздуха жилых, общественных и промышленных зданий. Нет такой отрасли, где бы ни применялись вентиляторы различного назначения. Размеры вентиляторов могут варьироваться от нескольких сантиметров для встроенных вентиляторов охлаждения радиоэлектронной аппаратуры и до 4 - 5 метров для шахтных вентиляторов главного проветривания. При этом потребляемая мощность может составлять от нескольких ватт до нескольких тысяч киловатт. Общая затрачиваемая мощность на привод вентилятора составляет до 8 % от всей вырабатываемой электроэнергии.

Современные вентиляторы очень разнообразны по конструкции и своему назначению, но вне зависимости от области применения основные принципы расчета, монтажа, наладки и эксплуатации вентиляционных установок остаются одинаковыми.

По конструкции и принципу действия вентиляторы делятся на два основных типа – радиальные (центробежные) и осевые. Существует также ряд модификаций радиальных вентиляторов – диаметральные (тангенциальные), дисковые и другие. В системах вентиляции СКВ чаще всего применяются радиальные, осевые и диаметральные вентиляторы.

2. Радиальные вентиляторы

Радиальный (центробежный) вентилятор конструктивно (рис. 1) представляет собой расположенное в спиральном корпусе 3 рабочее колесо 6, при вращении которого воздух, поступающий через входной патрубок 1, попадает в межлопаточные каналы колеса и под действием центробежной силы пе-

ремещается по этим каналам, собирается в спиральном корпусе и далее подается в выходной патрубок 2. При прохождении воздуха через рабочее колесо его давление и кинетическая энергия возрастают.

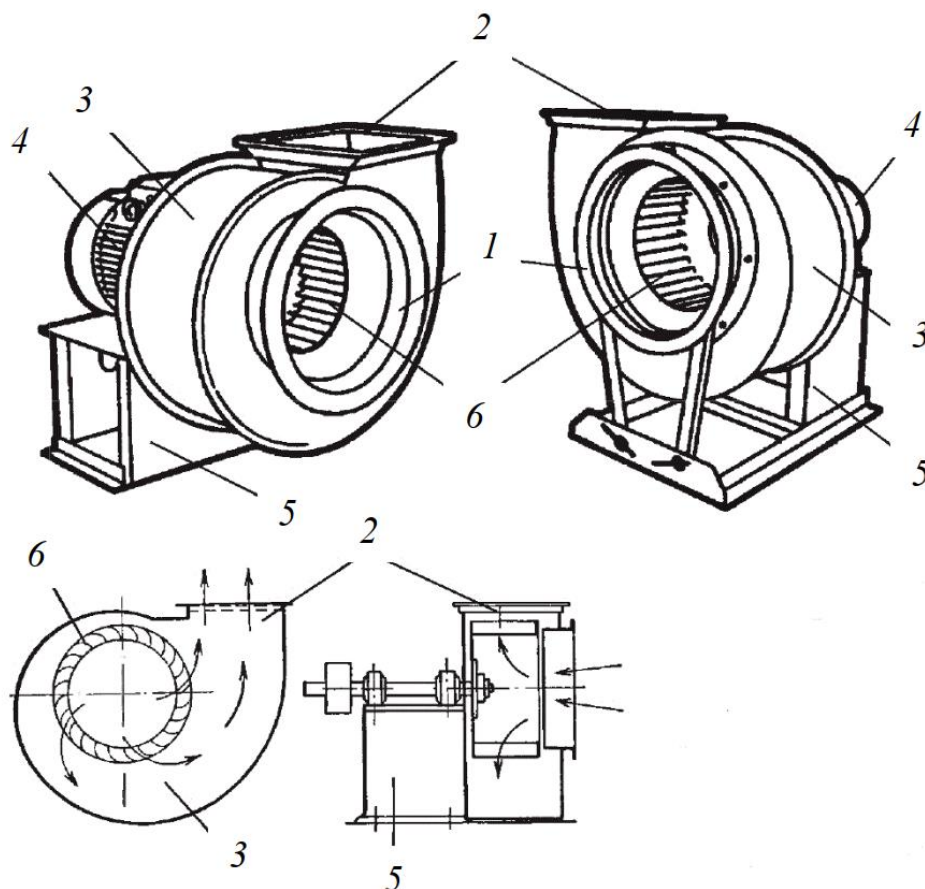


Рис. 1. Радиальный вентилятор:
1 – входной патрубок; 2 – выходной патрубок; 3 – корпус;
4 – электродвигатель; 5 – станина; 6 – рабочее колесо

Существуют конструкции радиального вентилятора с левым и правым направлением вращения рабочего колеса. Привод рабочего колеса может осуществляться непосредственно от вала электродвигателя либо через клиноременную передачу.

В радиальном вентиляторе воздух поступает через входное отверстие, которое всегда имеет круглую форму, и выходит через выходное отверстие, имеющее квадратную или прямоугольную форму.

Радиальные вентиляторы классифицируются следующим образом.

По создаваемому давлению:

- низкого давления, до 1000 Па;
- среднего давления, от 1000 до 3000 Па;
- высокого давления, свыше 3000 Па.

Следует отметить, что вентиляторы низкого давления при увеличении числа оборотов могут развивать среднее давление, следовательно, классификация по этому признаку является условной.

В системах вентиляции чаще применяются вентиляторы низкого и среднего давлений. Вентиляторы высокого давления используются в технологических установках, а также в вентиляционных системах при значительной протяженности воздухопроводов и большом гидравлическом сопротивлении сети.

По назначению:

а) общего назначения – для перемещения воздуха и других газовых смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха, с температурой до 80 °С, не содержащих липких веществ, волокнистых материалов, с содержанием пыли и других твердых примесей не более 100 мг/м³. Такие вентиляторы применяются в системах кондиционирования воздуха и вентиляции, воздушного отопления и для производственных целей;

б) для технологических нужд – для перемещения агрессивных сред используют коррозионно-стойкие вентиляторы, выполненные из титана, нержавеющей стали, алюминия, винипласта, полипропилена, углеродистой стали с антикоррозионным покрытием; для перемещения воздуха с температурой выше 80 °С используют термостойкие вентиляторы; для перемещения взрывоопасных сред (по специальным условиям) – взрывозащищенные вентиляторы; для перемещения воздуха, засоренного механическими примесями, и пневматического транспортирования материалов с содержанием пыли более 100 мг/м³ используют пылевые вентиляторы с повышенными требованиями в отношении износоустойчивости;

в) дымососы – для перемещения дымовых газов (применяются в тяговых установках котельных).

По направлению вращения рабочего колеса:

- правого вращения – если колесо вращается по часовой стрелке (со стороны станины);
- левого вращения, если колесо вращается против часовой стрелки.

По классу в зависимости от величины окружной скорости колеса u :

- к первому классу относятся вентиляторы с загнутыми вперед лопатками при $u < 30$ м/с и вентиляторы с загнутыми назад лопатками при $u < 50$ м/с;
- ко второму классу относятся вентиляторы с загнутыми вперед лопатками при $u > 30$ м/с и вентиляторы с загнутыми назад лопатками при $u > 50$ м/с.

По расположению выходного отверстия: верхнее; правое; левое; нижнее. Возможны промежуточные положения выходного отверстия (под углом к горизонтали в 45°).

По способу привода: на ременной передаче и на одном валу с двигателем.

На рис. 2 изображены спиральные корпуса и рабочие колеса радиальных вентиляторов.

На рис. 3 показаны различные положения кожуха радиальных вентиляторов. Углы поворота корпуса отсчитывают по направлению вращения рабочего колеса в соответствии с рис. 3.

Вращение колеса будет правильным, если оно направлено по ходу разворота спирали кожуха.

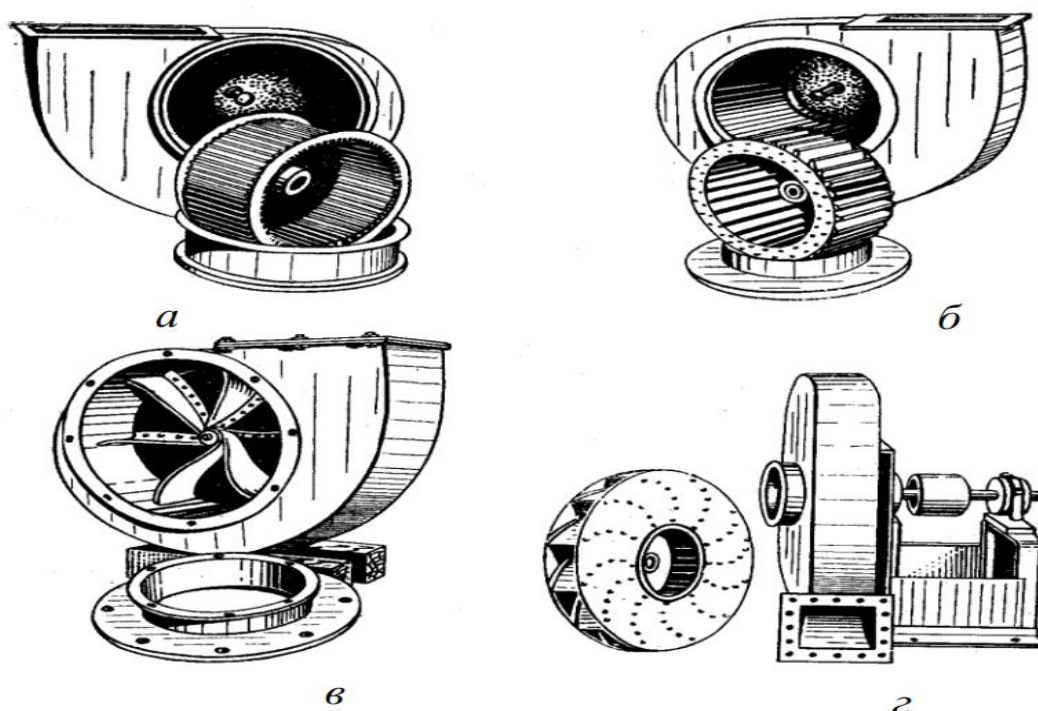


Рис. 2. Спиральные корпуса и рабочие колеса радиальных вентиляторов:
а – низкого давления с числом лопастей 12, 24, 36 или 48; б – среднего давления с числом лопастей 12 или 24; в – пылевого с 6 лопастями; г – высокого давления

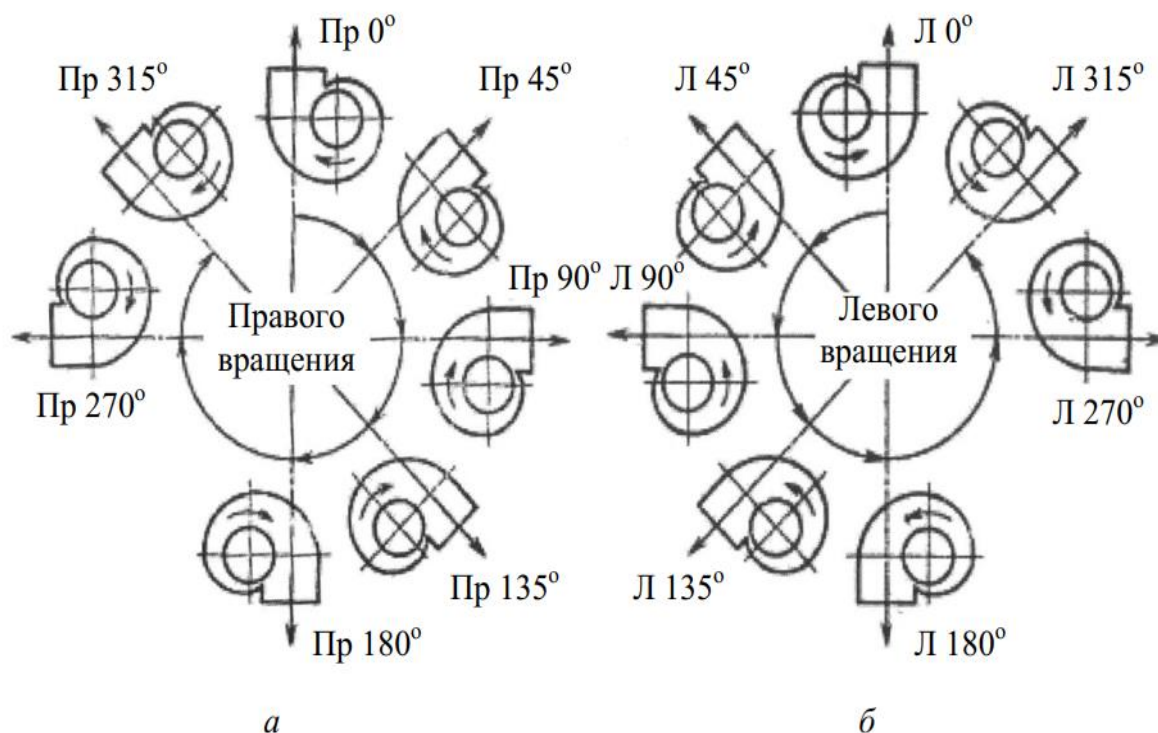


Рис. 3. Положение кожуха радиальных вентиляторов:
а – вентиляторов правого вращения; б – вентиляторов левого вращения

Конструктивные схемы исполнения радиальных вентиляторов представлены на рис. 4. Допускается для вентиляторов исполнения 1 крепление электродвигателя к корпусу вентилятора.

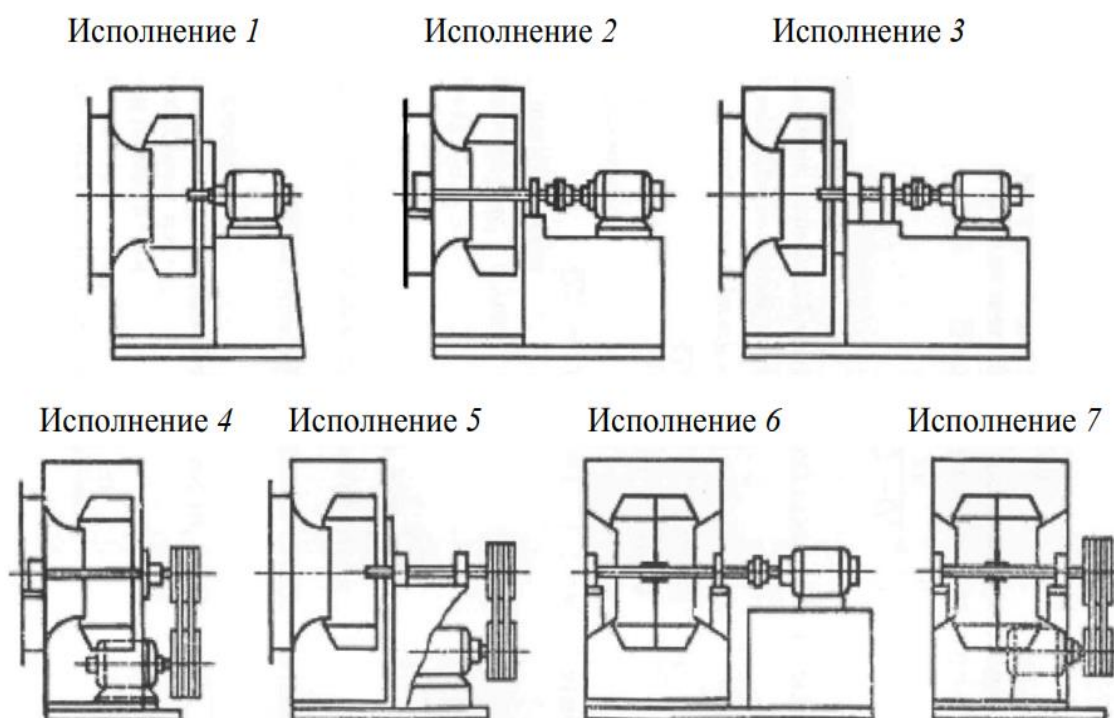


Рис. 4. Конструктивные схемы исполнения радиальных вентиляторов

Размер вентилятора характеризуется его номером. За номер вентилятора, согласно ГОСТ 10616-90, принимается значение, соответствующее номинальному диаметру рабочего колеса D , измеренному по внешним кромкам лопаток и выраженному в дециметрах (табл. 1). Например, вентилятор с $D = 200$ мм обозначается № 2, $D = 630$ мм – № 6,3 и т. д.

Таблица 1 – Размеры вентиляторов

Номер вентилятора	D , мм	Номер вентилятора	D , мм	Номер вентилятора	D , мм
1	100	2,8	280	8	800
1,12	112	3,15	315	9	900
1,25	125	3,55	355	10	1000
1,4	140	4	400	11,2	1120
1,5	160	4,5	450	12,5	1250
1,8	180	5	500	14	1400
2	200	5,6	560	16	1600
2,24	224	6,3	630	18	1800
2,5	250	7,1	710	20	2000

ГОСТ 5976-90 предписывает отсчитывать углы входа β_1 и выхода β_2 лопаток рабочих колес радиальных вентиляторов в сечениях, перпендикулярных оси вращения, в соответствии с рис. 5.

Значительные преимущества имеют вентиляторы, выполненные по схеме исполнения 1 (см. рис. 4). Они безотказны в работе, компактны, экономичны и бесшумны. В таких вентиляторах колесо посажено непосредственно на вал электродвигателя. Однако это положение колеса возможно только при малом его диаметре, т. е. в малых вентиляторах. В вентиляторах больших размеров колеса с валом двигателя соединяют при помощи муфт (исполнения 2, 3). В вентиляторах с ременной передачей шкив размещается между подшипниками или консольно (исполнения 4, 5, 7). Вентилятор двухстороннего всасывания изображен на схеме исполнения 6 и 7.

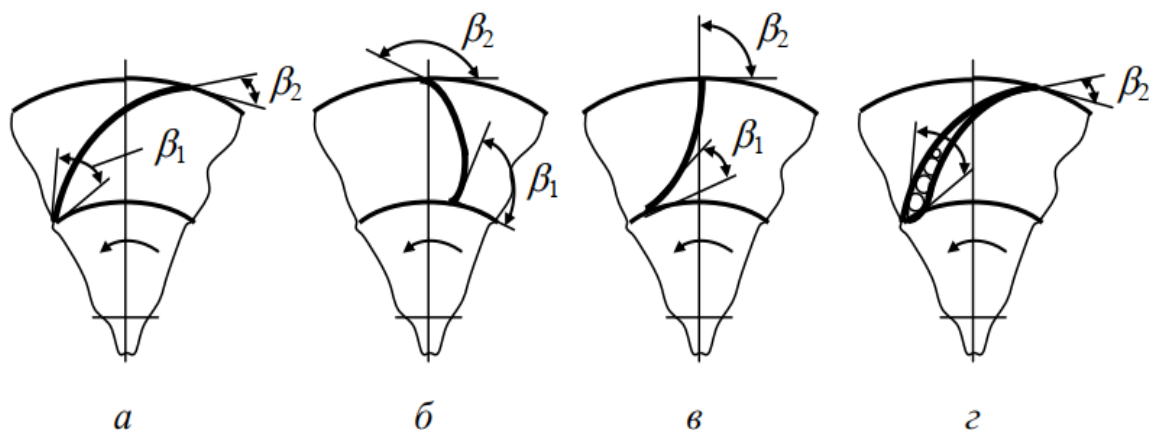


Рис. 5. Углы входа β_1 и выхода β_2 лопаток рабочих колес радиальных вентиляторов в сечениях: а – лопатки, загнутые назад ($\beta_2 < 90^\circ$); б – лопатки, загнутые вперед ($\beta_2 > 90^\circ$); в – лопатки, радиально оканчивающиеся ($\beta_2 = 90^\circ$); г – профильная лопатка

Следует отметить, что непосредственное соединение вентилятора с электродвигателем, хотя и более выгодно (отсутствуют потери на передачу, обеспечивается компактность установки), все же имеет и недостатки: выпускаемые промышленностью и применяемые в системах теплогазоснабжения и вентиляции асинхронные электродвигатели имеют ограниченное число оборотов (750, 950, 1450 и 2900 об/мин), что делает невозможным регулирование числа оборотов вентиляторов. Установка вентилятора на ременной передаче позволяет подбором шкивов изменять число его оборотов в широких пределах. Установка колес на вал между двумя подшипниками обеспечивает более спокойную работу вентилятора, но усложняет его конструкцию, монтаж и увеличивает габариты.

Корпусы вентиляторов на прочность не рассчитываются, и толщина их стенок принимается по конструктивным соображениям. Например, корпуса для вентиляторов общего назначения изготавливают из листовой углеродистой стали толщиной 1,5 - 3 мм, для дымососов и пылевых вентиляторов – 2 - 5 мм.

Корпусы вентиляторов изготавливаются сварными. Ранее корпуса выполнялись клепаными. В малых вентиляторах корпуса крепят к станине, в

больших – на специальных опорах. Станины отливаются из чугуна или сваривают из листовой и угловой стали. На станинах в подшипниках устанавливают валы.

Зазор между колесом и входным патрубком не должен быть больше 1% диаметра колеса. При больших зазорах работа вентилятора резко ухудшается из-за увеличения протечек.

Заводы выпускают вентиляторы определенных типов, т. е. выполненные по одной конструктивной и аэродинамической схемам. Типы вентиляторов объединяют в серии; каждой серии и каждому типу присваивают определенный индекс.

Колеса и корпуса вентиляторов выпускаются в соответствии с ГОСТ 5976-90. Согласно номенклатуре, вентилятору присваивается обозначение, которое должно состоять:

1. из буквы В – вентилятор;
2. буквы Р – радиальный;
3. стократной величины коэффициента полного давления на режиме максимального полного КПД, округленной до целого числа;
4. величины быстроходности на режиме максимального полного КПД, округленной до целого числа.

Пример обозначения типа радиального вентилятора с коэффициентом полного давления, равным 0,875 (на режиме максимального полного КПД), и быстроходностью, равной 71,5: ВР 88-72.

Обозначение типоразмера вентилятора:

1. Тип.
2. Номер по ГОСТ 10616-90.
3. Класс.

Пример обозначения типоразмера радиального вентилятора типа ВР 88-72, номера 4, 1-го класса: ВР 88-72-4.1.

Следует отметить, что в литературе часто радиальный вентилятор называют центробежным вентилятором, вследствие чего в обозначении вентилятора букву Р (радиальный) заменяют на букву Ц (центробежный).

На рис. 6 представлен радиальный пылевой вентилятор типа ВЦП 7-40 исполнения 5 среднего давления производственного предприятия ОАО «Вента»: количество радиальных лопаток – 6; ременный привод; направление вращения – левое и правое; двухстороннее всасывание; корпус – поворотный спиральный.

Вентиляторы, используемые для перемещения дымовых газов, называются *дымососами*. Они отличаются от вентиляторов только усиленными деталями рабочего колеса, стойкостью к кислотному конденсату и дыму, устройством броневых листов по образующей спирального кожуха и устройством для охлаждения подшипников (масляной ванны). В кожухе дымососов устраивают специальные люки для осмотра и очистки от золы. Дымососы соединяются с электродвигателем при помощи эластичной муфты.

Конструкции дымососов для бытовых котлов должны практически не зауживать просвет дымохода и не препятствовать прохождению газов при естественной тяге в дымоходе.

В связи с тем, что температура в дымоходе достигает 200 - 250 °С, в качестве материала для дымососа используется жароустойчивая сталь, кроме того, необходимо применение теплоизоляции корпуса.

Вентилятор двухстороннего всасывания (рис. 6) представляет собой систему из двух параллельно соединенных односторонних вентиляторов. Производительность такого вентилятора примерно в два раза больше, чем вентилятора одностороннего всасывания, при одинаковых диаметрах колеса.

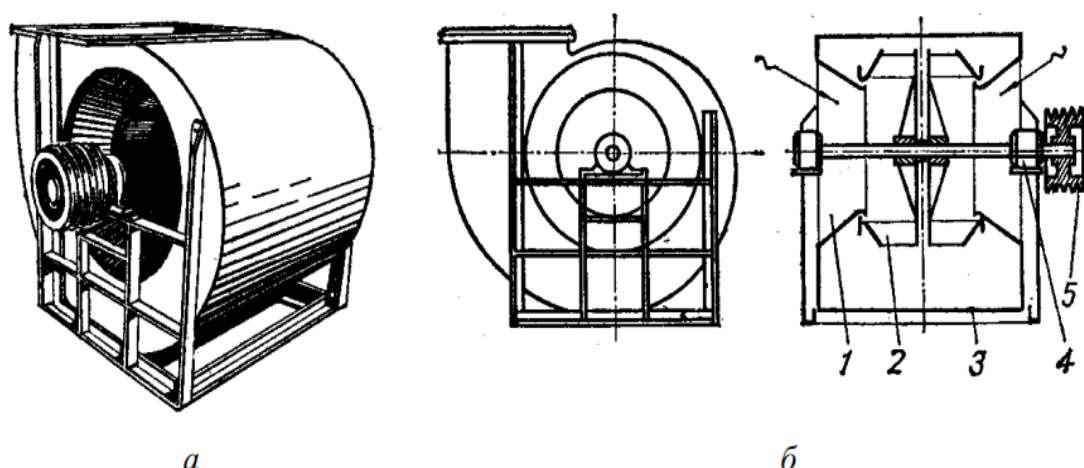


Рис. 6. Радиальный вентилятор двухстороннего всасывания:
а – общий вид; б – вид сбоку и разрез; 1 – вход воздуха; 2 – рабочее колесо;
3 – кожух; 4 – подшипник; 5 – шкив вентилятора

Вентиляторы двухстороннего всасывания предназначены для перемещения воздуха и других неагрессивных газов с температурой до 55 °С и воздуха (газа) с содержанием пыли и других механических примесей не более 100 мг/м³. Для размещения этих вентиляторов требуется меньшая высота помещения по сравнению с вентиляторами одностороннего всасывания той же производительности. КПД вентилятора достигает 84 %, производительность – до 350 тыс. м³/ч и давление – до 2500 Па.

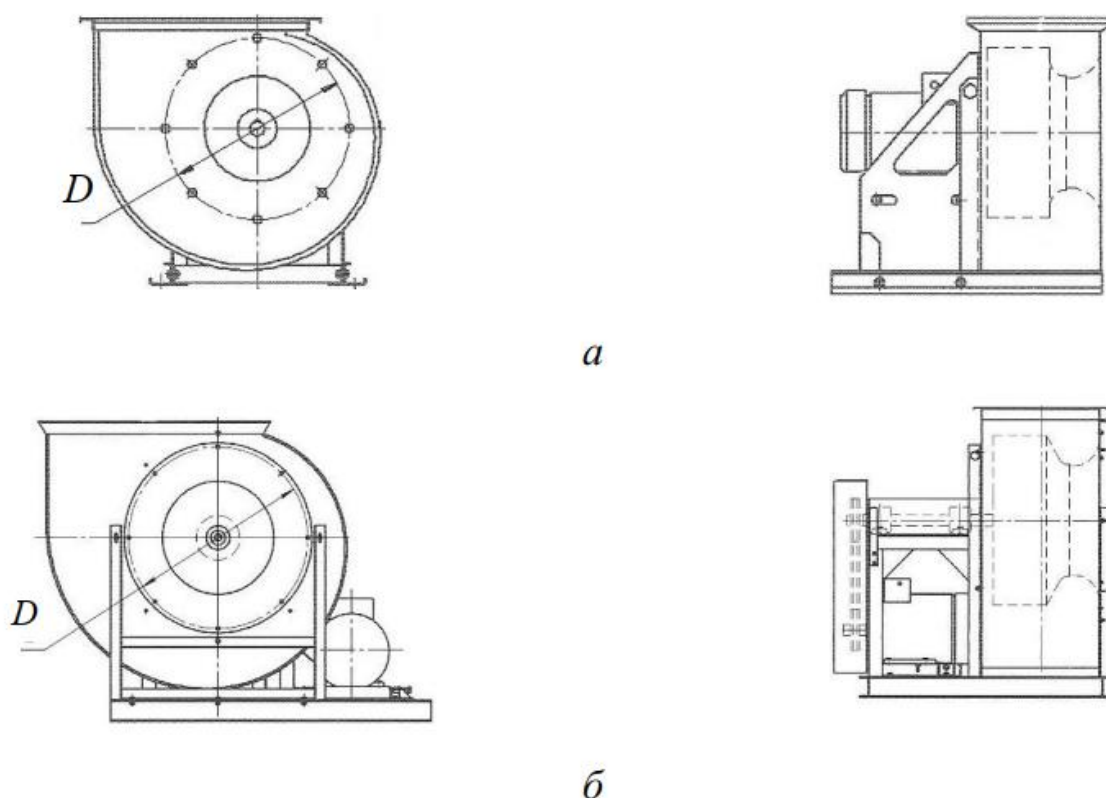


Рис. 7. Схемы вентиляторов «ВЕЗА»: а – исполнение 1; б – исполнение 5

Вентиляторы ВРАН® – радиальные с загнутыми назад лопатками колеса с КПД до 85 % и низким уровнем шума. Вентиляторы ВРАВ – радиальные с загнутыми вперед лопатками колеса, с высоконагруженными колесами, обеспечивают компактность вентиляторной установки. Все вентиляторы производятся на современном, высокотехнологичном оборудовании. Раскрой лопаток, дисков колеса, стенок корпуса и других элементов осуществляется с помощью лазера и координатно-вырубного прессы. Формирование конусных и тороидальных деталей вентилятора производится на управляемом ЧПУ выкатном стане. Сварка колес производится с использованием робота-сварщика. Корпусы всех вентиляторов стандартно изготавливаются из оцинкованной стали по закатной технологии. Производство вентиляторов на высокоточном оборудовании с высокой степенью унификации обеспечивает полное соответствие характеристик серийной продукции эталонным характеристикам, полученным на стенде, и гарантирует постоянное высокое качество вентиляторов.

На рис. 8 приведены характеристики вентилятора ВРАН® с диаметром рабочего колеса 250 мм.

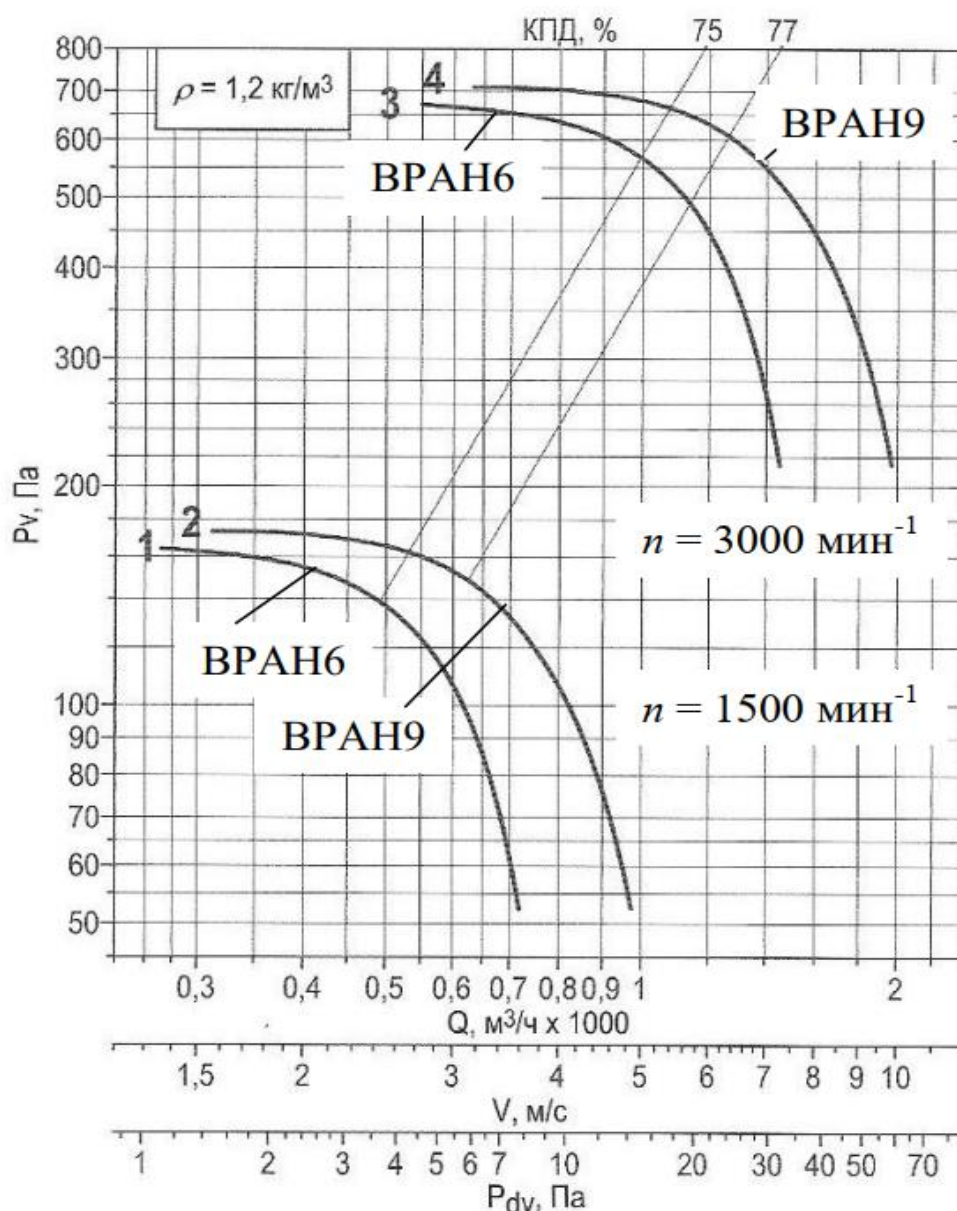


Рис. 8. Характеристики радиального вентилятора ВРАН®
с диаметром рабочего колеса 250 мм:

ρ – плотность перемещаемой среды; Q – объемный расход;

V – скорость воздуха в выходном сечении вентилятора;

P_{dv} – динамическое давление вентилятора

При монтаже вентиляционной установки рекомендуется перед входным сечением вентилятора и за ним устанавливать прямолинейные участки воздуховодов достаточной длины с площадью поперечных сечений, равной соответственно площади входного и выходного сечений вентилятора (рис. 9 а). Уменьшение длины примыкающих к вентилятору прямых участков приводит к снижению создаваемого вентилятором давления. Наличие гибких вставок перед и за вентилятором снижает вибрацию и шум.

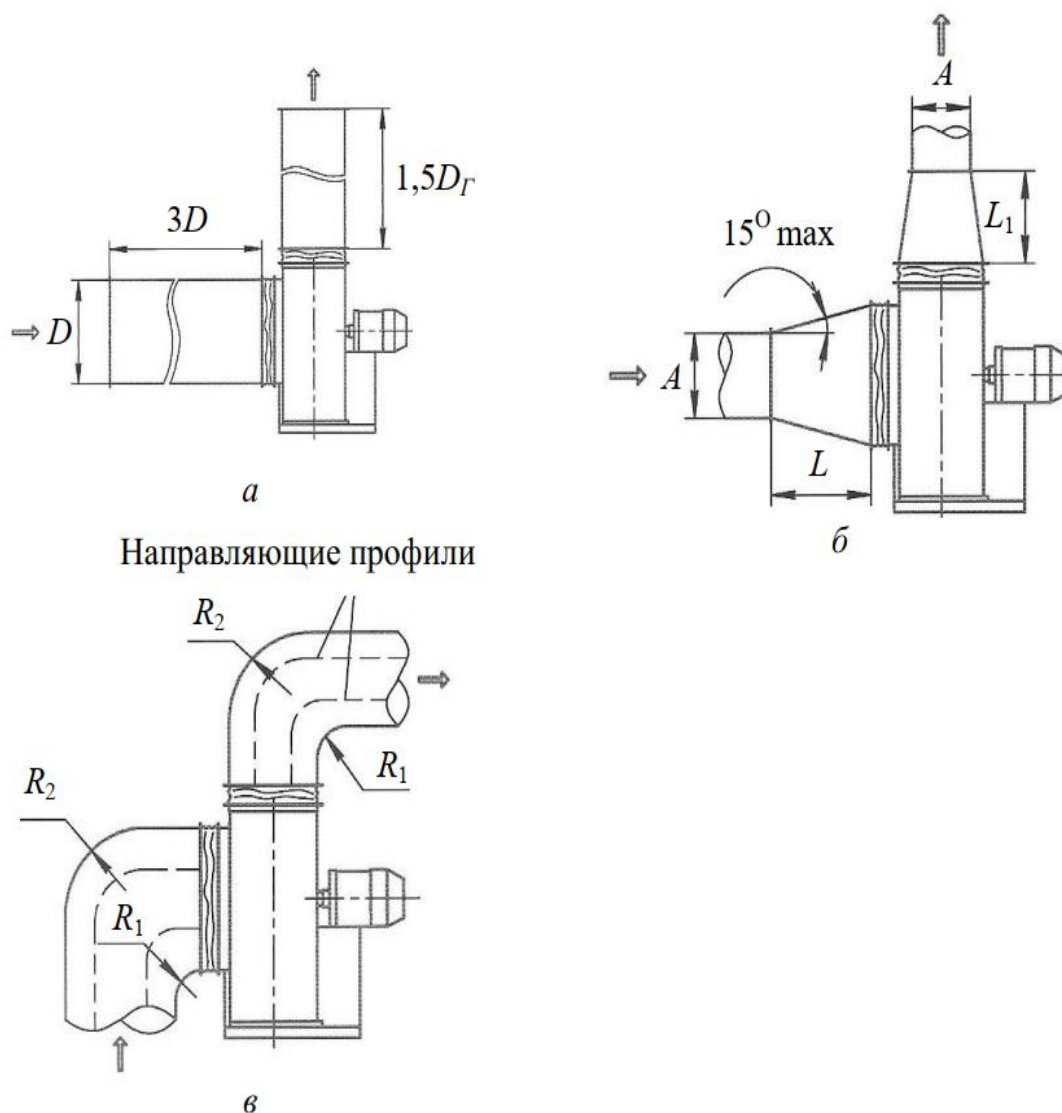


Рис. 9. Рекомендации к установке вентиляторов в системе

Рекомендуется для соединения вентилятора и воздуховода с различными поперечными сечениями использовать диффузор с малым углом раскрытия или конфузор с малым углом сужения (рис. 9, б). Величина раскрытия этого угла не должна превышать 30° . Длина $L \geq D_{\text{колеса}}$, длина $L_1 \geq 2D_{\text{колеса}}$. Диаметр воздуховода A должен находиться в пределах $D_{\text{колеса}} / 2 \leq A \leq D_{\text{колеса}}$.

Не рекомендуется непосредственно перед входом в вентилятор располагать воздуховод меньшего сечения, чем входное сечение вентилятора, без плавного перехода длиной $L \geq D_{\text{колеса}}$.

В случае ограниченных габаритов на входе и выходе из вентилятора рекомендуется устанавливать поворотные участки с большим радиусом закругления (рис. 9, в). Желательно использовать направляющие профили в «тесных» условиях. Не рекомендуется выполнять повороты «сапогом» ($R = 0$), что приводит к снижению расхода и создаваемого давления и росту шума и вибрации.

3. Осевые вентиляторы

Осевой вентилятор (рис. 10) представляет собой расположенное в цилиндрическом корпусе 2 лопаточное рабочее колесо 1, при вращении которого поступающий через входной патрубок воздух под действием лопаток перемещается между ними в осевом направлении. Давление и кинетическая энергия потока при этом увеличиваются. Во многих конструкциях осевые колеса вентиляторов насаживаются непосредственно на валы электродвигателей, расположенные внутри кожуха в потоке воздуха.

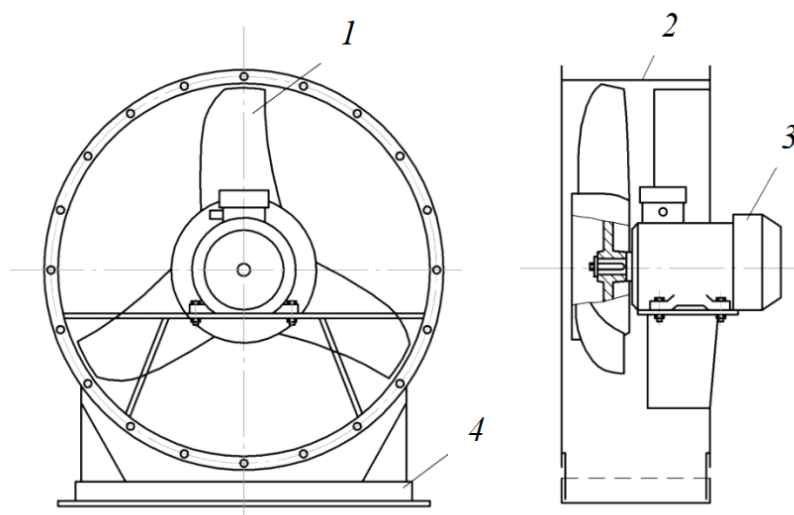


Рис. 10. Осевой вентилятор:

1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – электродвигатель; 4 – станина

В диаметральной вентиляторе (рис. 11) перемещение воздуха происходит в плоскости, перпендикулярной оси вращения рабочего колеса 2. Рабочее колесо барабанного типа с загнутыми вперед лопатками. Корпус вентилятора напоминает корпус радиального вентилятора.

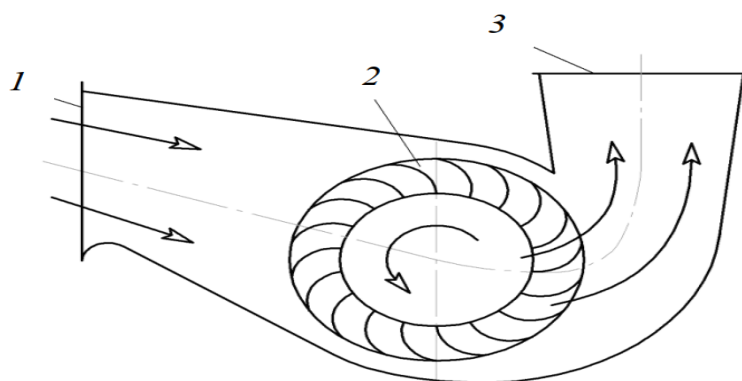


Рис. 11. Диаметральный вентилятор:

1 – входной патрубок; 2 – рабочее колесо; 3 – выходной диффузор

На рис. 12 представлен обычный осевой вентилятор, состоящий из двух основных частей: осевого лопастного колеса и цилиндрического кожуха.

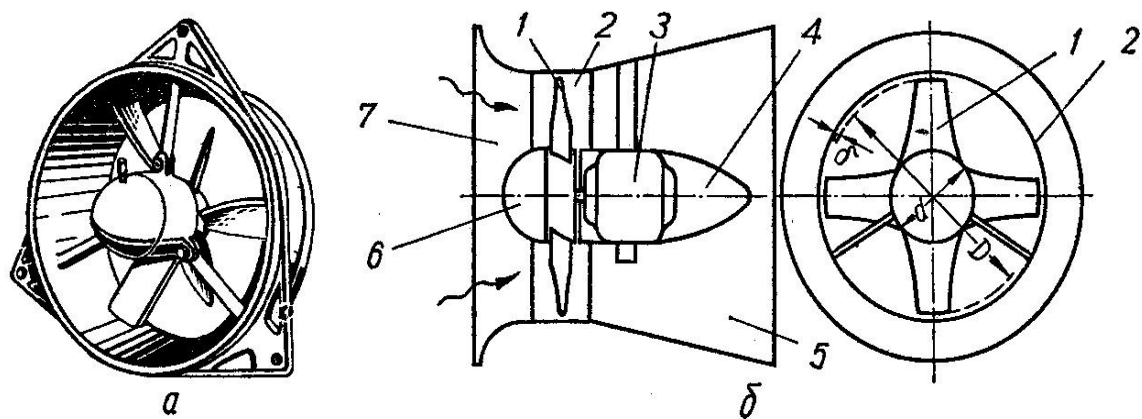


Рис. 12. Осевой вентилятор простого типа:

а – общий вид; б – схема устройства; 1 – осевое лопастное колесо;
2 – цилиндрический кожух; 3 – электродвигатель; 4 – обтекатель на выходе воздуха;
5 – диффузор; 6 – обтекатель на входе воздуха; 7 – входной коллектор

При вращении колеса воздух поступает во входное отверстие, проходит между лопастями вдоль оси и выходит через выходное отверстие. Входной коллектор и обтекатели служат для уменьшения гидравлических потерь.

Осевые вентиляторы изготавливаются в соответствии с ГОСТ 114426-90 и распространяются на осевые вентиляторы общего назначения для обычных сред, одноступенчатые с горизонтально и вертикально расположенной осью вращения, с рабочими колесами диаметром от 300 до 2000 мм, создающие полные напоры до 1500 Па при плотности перемещаемой газообразной среды $1,2 \text{ кг/м}^3$.

Стандарт распространяется и на вентиляторы, предназначенные для перемещения других газовых смесей, агрессивность которых по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха, не содержащих липких веществ, волокнистых материалов, с содержанием пыли и других твердых примесей не более 100 мг/м^3 для вентиляторов с расположением привода вне корпуса вентилятора и не более 10 мг/м^3 – с расположением привода в потоке перемещаемой среды.

Стандарт не распространяется на вентиляторы специального исполнения (взрывозащищенные, коррозионно-стойкие и др.) и вентиляторы, встроенные в машины, в том числе кондиционеры.

По ГОСТ 114426-90 вентиляторы должны соответствовать схемам исполнения согласно рис. 13.

Согласно номенклатуре, вентилятору присваивается обозначение, которое должно состоять:

1. из буквы В – вентилятор;
2. буквы О – осевой;
3. стократного коэффициента полного давления на режиме максимального полного КПД, округленного до целого числа;
4. быстроходности n_y на режиме максимального КПД, округленной до целого числа.

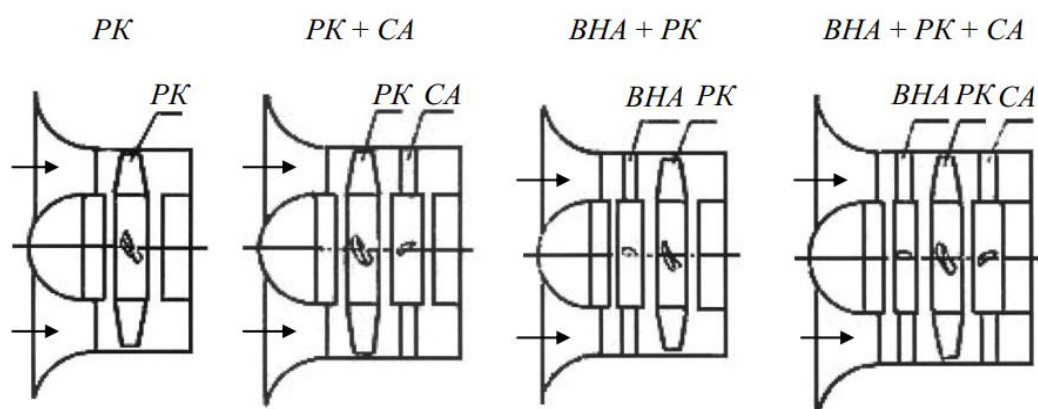


Рис. 13. Схемы исполнения осевых вентиляторов: РК – рабочее колесо; СА – спрямляющий аппарат; ВНА – входной направляющий аппарат

Пример обозначения типа осевого вентилятора с коэффициентом полного давления, равным 0,12, быстроходностью, равной 300: ВО-12-300.

Обозначение типоразмера вентилятора состоит:

1. из типа вентилятора;
2. номера вентилятора по ГОСТ 10616.

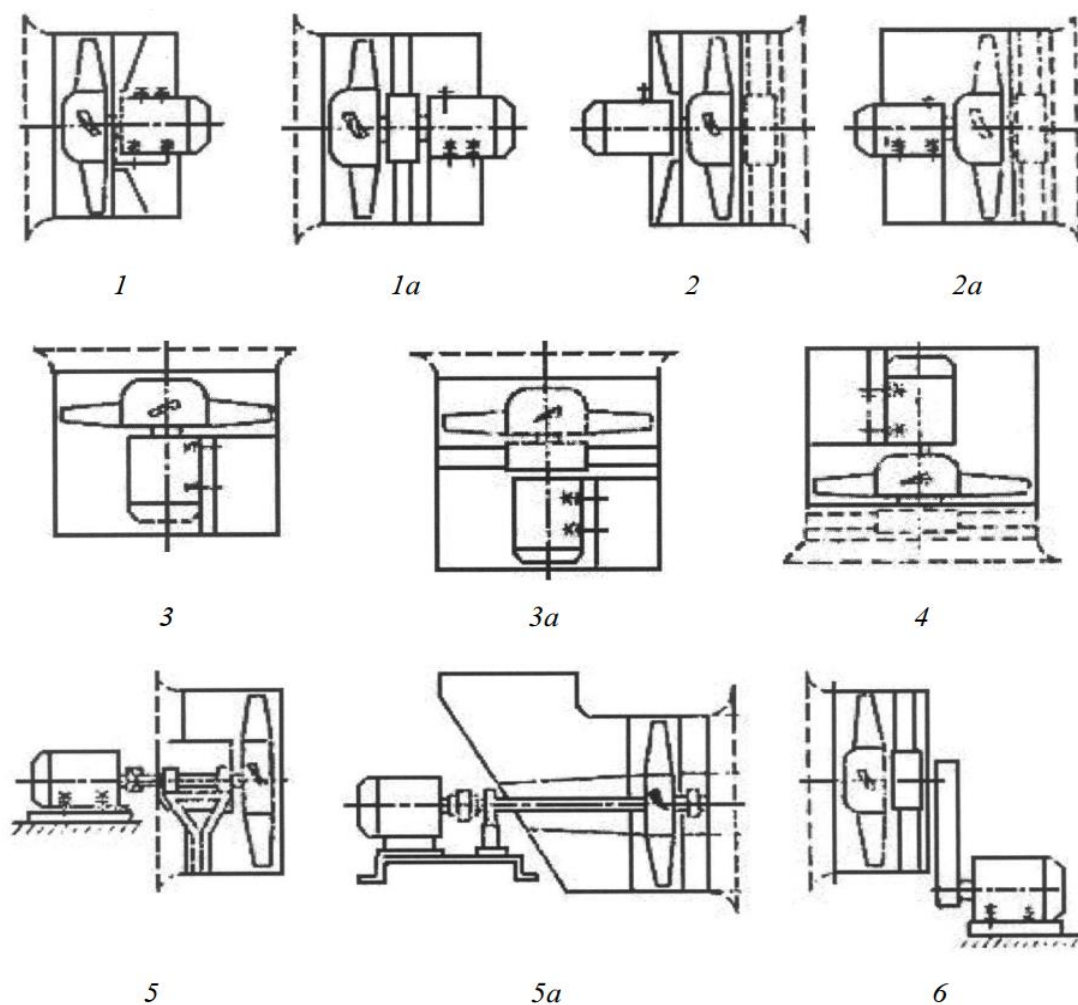


Рис. 14. Конструктивные исполнения осевых вентиляторов и их обозначения

В крупных осевых вентиляторах на входе и выходе, помимо цилиндрических диффузоров, устанавливаются спрямляющие поток аппараты, служащие для экономичного регулирования работы вентилятора.

Колесо осевого вентилятора состоит из втулки, на которой закреплены наглухо или встроены поворотные лопасти. На рис. 15 представлены различные типы осевых колес.

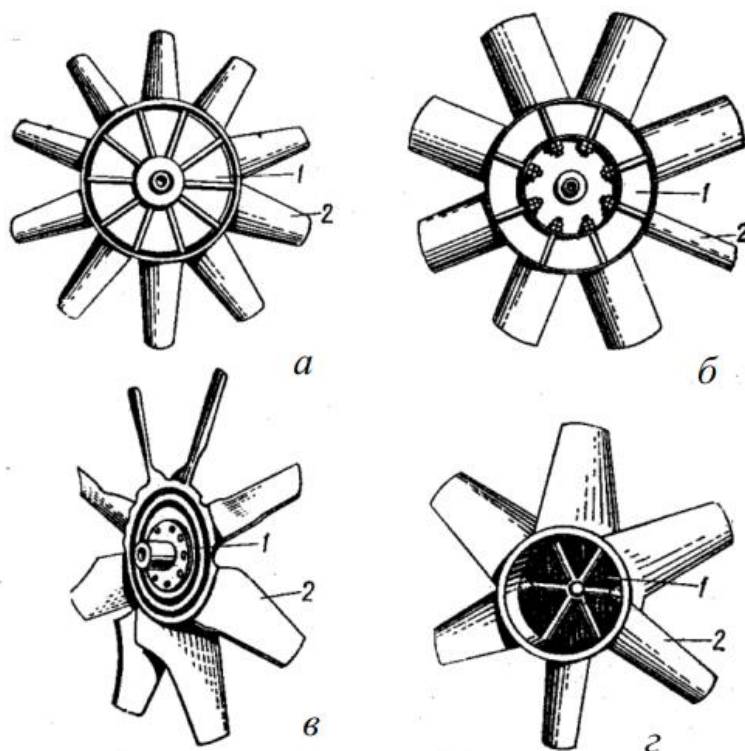


Рис. 15. Типы осевых колес:

а – нереверсивное; б – реверсивное; в – штампованное; г – литое;
1 – втулка; 2 – лопасть

Количество лопастей на колесе – от 2 до 12. Наиболее совершенны лопасти специального несимметричного профиля, напоминающие профиль крыла самолета (рис. 15, в). Лопасти осевых колес, рассчитанные на основании вихревой теории Н.Е. Жуковского, по мере приближения к втулке расширяются и закручиваются. Относительно большой размер втулки (от 40 до 70 % диаметра колеса) создает препятствие для перетекания воздуха через среднюю часть вентилятора, возможного вследствие разности давлений со стороны нагнетания и всасывания.

Колеса осевых вентиляторов делают сварными, из листовой стали, литыми или штампованными. Лопасти, приклепанные или приваренные к втулкам, могут быть установлены под разным углом к плоскости вращения. При больших размерах колес лопасти могут быть пустотелыми. В последнее время колеса осевых вентиляторов выполняют и из пластмассы.

В осевых вентиляторах некоторых типов колеса могут выполняться с поворотными лопастями. Это упрощает регулирование, которое достигается изменением угла установки лопастей. Чтобы изменить направление потока

воздуха, необходимо изменить направление вращения колеса (при реверсивных колесах) или перевернуть колесо на валу (при нереверсивных колесах). При правильном направлении движения колеса лопасти должны вращаться тупой кромкой (или выпуклой стороной) вперед.

В помещениях с большим содержанием влаги (прачечных, кухнях) электродвигатель вентилятора необходимо устанавливать вне потока перемещаемого воздуха.

Осевые вентиляторы с лопастями симметричного профиля называются реверсивными, а с лопастями несимметричного профиля – нереверсивными. Нереверсивные вентиляторы выпускаются правого и левого вращения, с направлением вращения колеса по часовой стрелке или против нее (если смотреть на вентилятор со стороны привода).

До настоящего времени широкое распространение находили осевые вентиляторы серии МЦ (малонапорные с цилиндрическими лопастями), которые применяли в вентиляционных установках гражданских и промышленных зданий. На рис. 16 приведены конструктивные схемы более совершенных осевых вентиляторов серии ЦЗ-04, максимальный КПД которых достигает до 80 %.

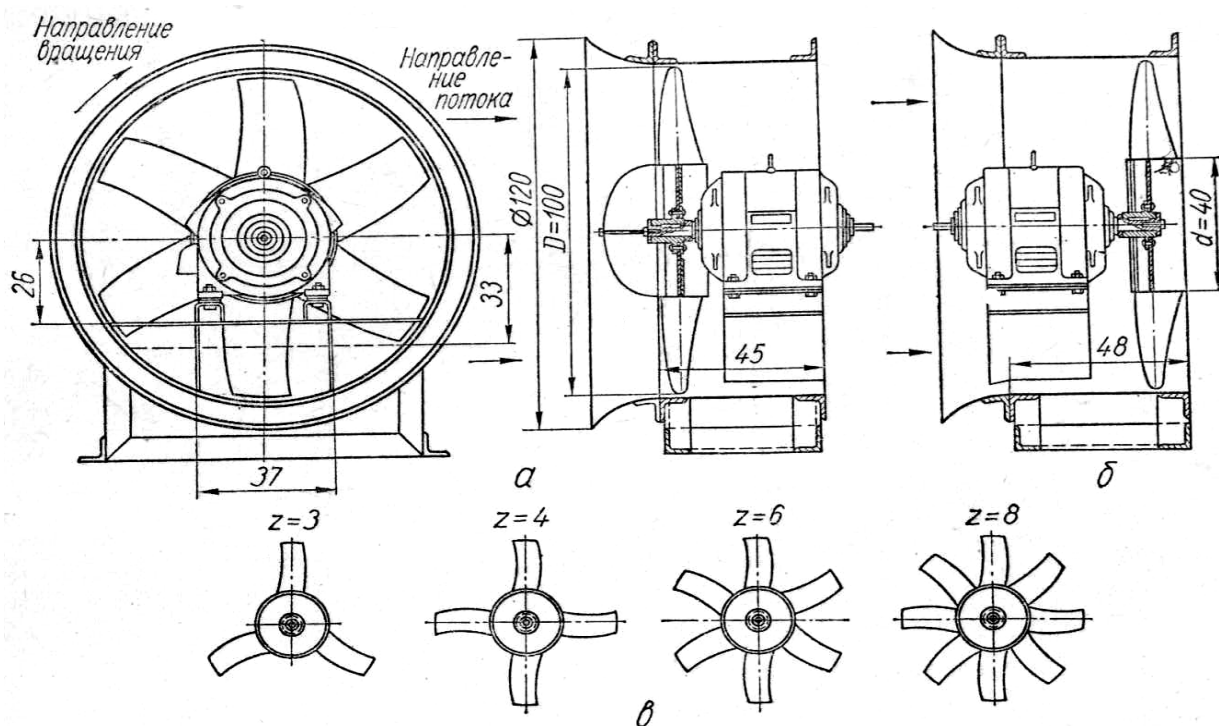


Рис. 16. Конструктивные схемы вентиляторов ЦЗ-04 (размеры в % от D):
а – вентилятор с установкой электродвигателя за рабочим колесом;
б – то же перед рабочим колесом; в – варианты рабочих колес

Осевые вентиляторы (рис. 17) выполняются одно или двухступенчатыми и отличаются разнообразием схем, представляющих собой различные сочетания рабочего колеса (РК), направляющего (НА) и спрямляющего (СА)

аппаратов. Входной направляющий аппарат (ВНА) первой ступени выполняют поворотным (рис. 17, б) для возможности регулирования подачи.

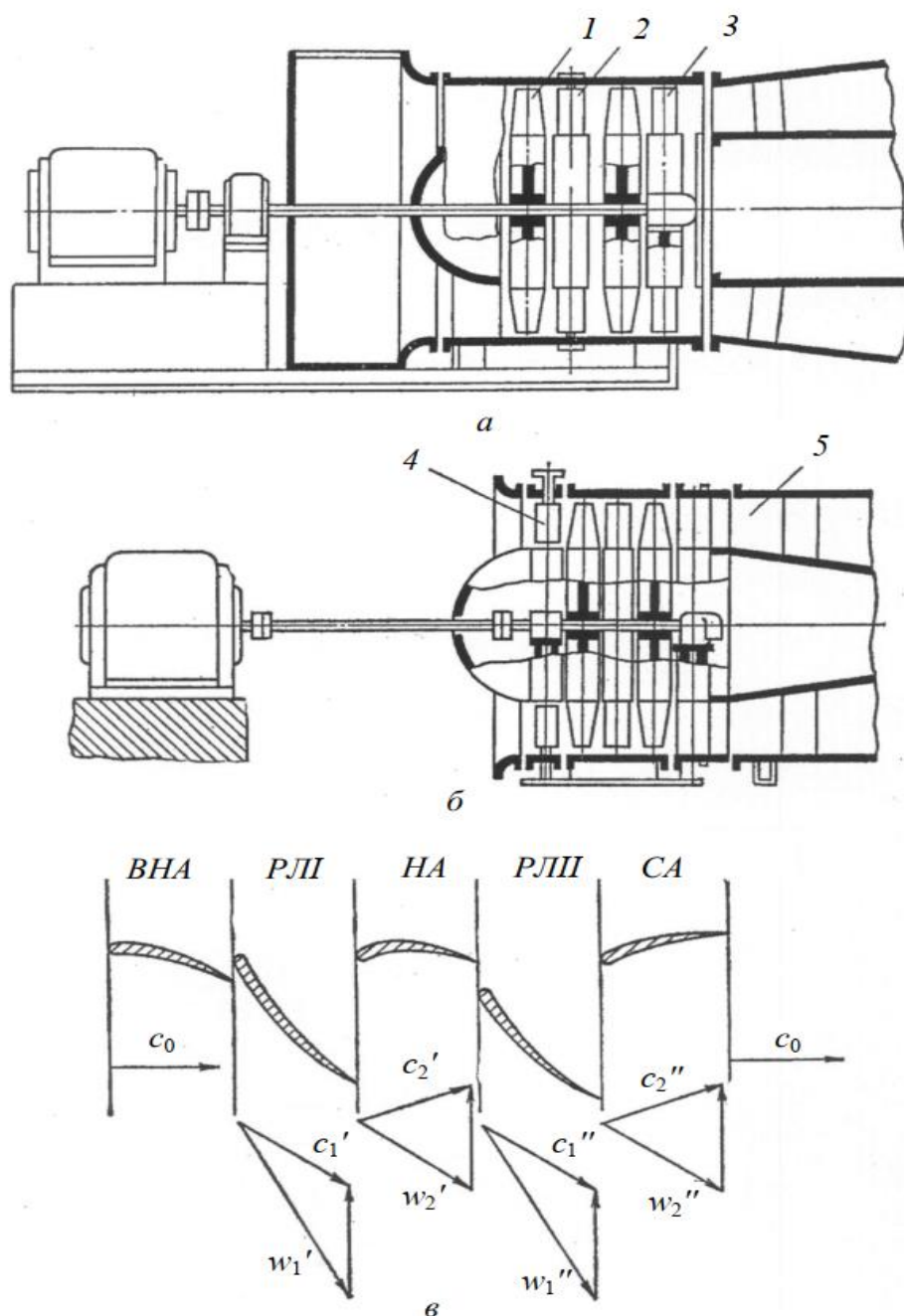


Рис. 17. Схемы осевых вентиляторов: а – двухступенчатый со спрямляющим аппаратом; б – двухступенчатый с входным направляющим аппаратом; в – профили и треугольники скоростей осевого вентилятора по схеме б; 1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат; 3 – спрямляющий аппарат; 4 – входной поворотный направляющий аппарат; 5 – диффузор

подавляющее большинство высоконапорных одно- и многоступенчатых вентиляторов выполняется по схемам ВНА + РК + СА. Во избежание появления сильного шума и повышенных напряжений в осевых вентиляторах ограничиваются окружными скоростями концов рабочих лопаток до 120 м/с.

При установке вентилятора в вентиляционной сети рекомендуется перед входом в вентилятор и за ним (рис. 18, а) обеспечивать наличие прямолинейных воздуховодов достаточной длины с площадью поперечных сечений, рав-

ной соответственно площади входного и выходного сечений вентилятора. Наличие гибких вставок перед и за вентилятором снижает шум и вибрацию.

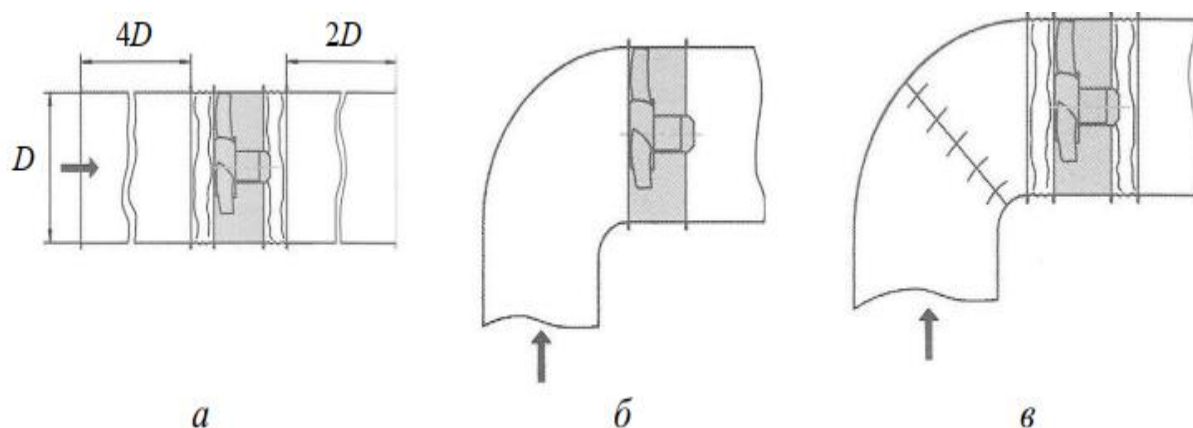


Рис. 18. Рекомендации к монтажу воздуховодов и поворотных участков, примыкающих к вентилятору

Если площадь сечения воздуховода больше или меньше площади входного сечения вентилятора, рекомендуется устанавливать между воздуховодом и вентилятором переходники в виде диффузора или конфузора (рис. 19, а). Не рекомендуется располагать непосредственно перед входом в вентилятор воздуховод меньшего сечения, чем сечение входа в вентилятор (рис. 19, б). При необходимости установки поворотных участков сети непосредственно вблизи вентилятора рекомендуется использовать составное колено или поворотный участок с большим радиусом закругления (рис. 18, б) или поворотный участок с расположенной в нем системой лопаток (рис. 18, в).

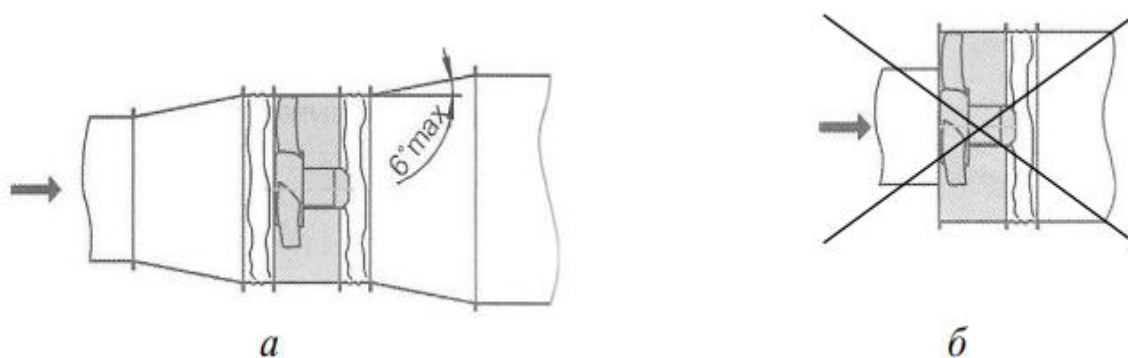


Рис. 19. Рекомендации к монтажу переходников, примыкающих к вентилятору

При расположении сети на стороне нагнетания и свободном входе рекомендуется перед вентилятором устанавливать входной коллектор (рис. 20, а, б). Не рекомендуется оставлять фланец при свободном входе потока в осевой вентилятор (рис. 20, в).

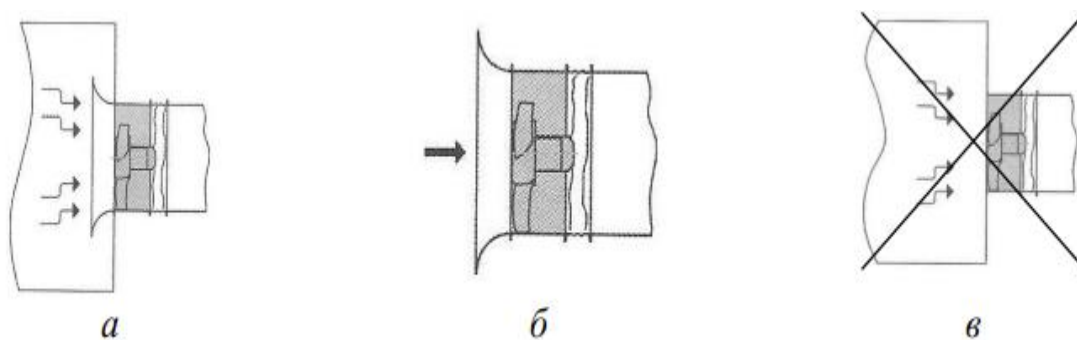


Рис. 20. Рекомендации к монтажу входного коллектора вентилятора

При расположении сети на стороне всасывания и свободном выходном сечении рекомендуется на выходе из вентилятора устанавливать диффузор для снижения скорости и динамического давления вентилятора (рис. 21, а). Не рекомендуется располагать на выходе из вентилятора конфузор, который увеличивает осевую составляющую скорости и закрутку потока, а также неиспользуемое динамическое давление (рис. 21, б).

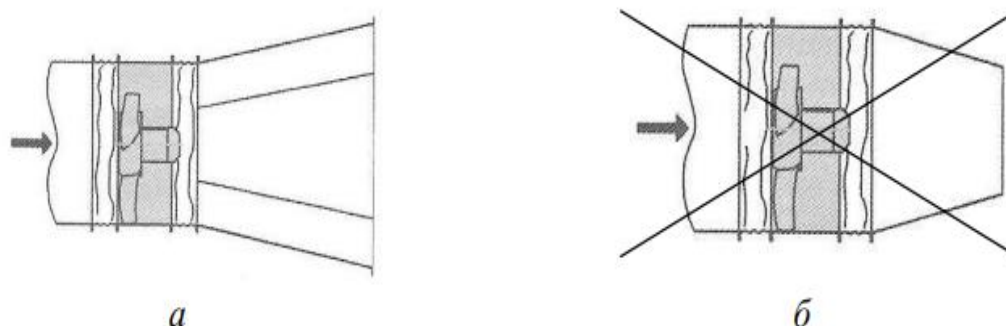


Рис. 21. Рекомендации к монтажу выходного патрубка вентилятора

Для нормальной работы вентилятора в стесненном помещении рекомендуется соблюдать указанные на рис. 22 минимально допустимые расстояния от входного и выходного сечений до близко расположенных стен помещения, преград и крупногабаритного оборудования.

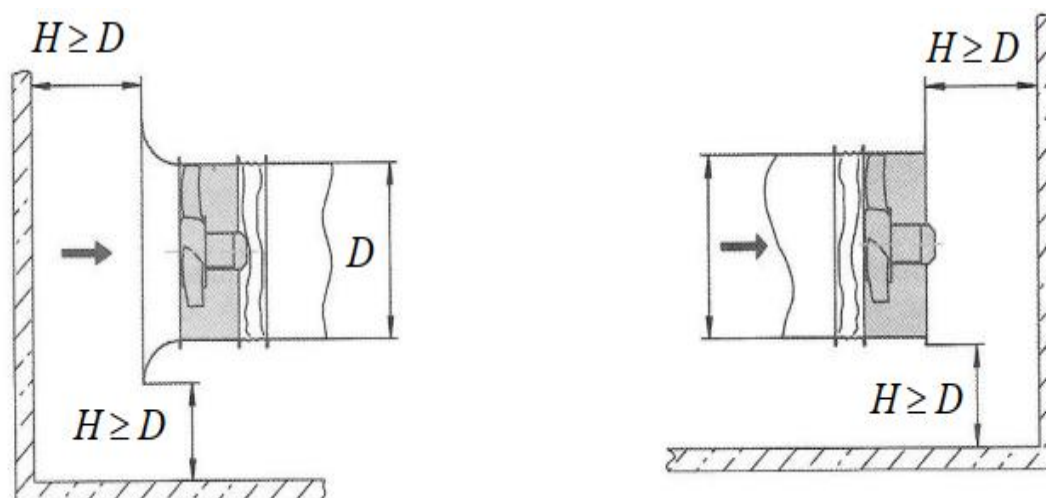


Рис. 22. Рекомендации к монтажу вентилятора в стесненных условиях

4. Канальные вентиляторы

Канальные вентиляторы (рис. 23) предназначены для перемещения не-взрывоопасных газовых сред с температурой не выше 60 °С, содержащих твердые примеси не более 0,1 г/м³, не содержащих липких веществ и волокнистых материалов, с температурой окружающей среды до + 40 °С.

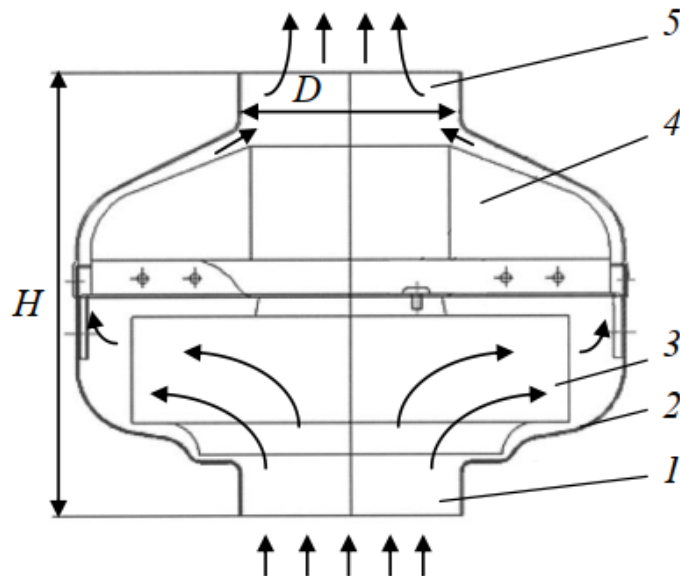


Рис. 23. Проточная часть канального вентилятора:
1 – входной канал; 2 – корпус; 3 – рабочее колесо;
4 – рассеиватель; 5 – выходной канал

Канальные вентиляторы применяются для вентиляции жилых, коммерческих и производственных помещений, таких как: жилые – ванны (душевые), туалеты, подсобные помещения и др.; коммерческие – кафе, бары, офисы, рестораны и др.; промышленные – местная вентиляция, охлаждение оборудования, цеха и др., а также для вентиляции помещений, где ограничено пространство и требуется установить быстро и легко общую вентиляционную систему.

Канальные вентиляторы выполняются по техническим условиям ТУ 4861-019-15185548-04. Они являются одними из самых распространенных вентиляторов: имеют компактные размеры, позволяющие применять их в условиях ограниченного пространства, обеспечивают удобство монтажа и обслуживания, а также универсально сочетаются с другими элементами системы канальной вентиляции.

Вентилятор прямоугольный канальный устанавливают в воздуховод прямоугольного сечения или в разрыв между ним. Его производительность может составлять порядка 400 - 7500 м³/ч. Производительность вентиляторов для воздуховодов круглого сечения несколько ниже – 100 - 1800 м³/ч.

Канальные вентиляторы отличаются сравнительно низким уровнем шума, благодаря чему их часто выбирают для установки в административных, офисных и жилых зданиях.

ООО «ВЕЗА» разработало и выпускает широкий спектр канальных вентиляторов для работы в каналах как прямоугольной формы, так и для круглой (рис. 24, 25).

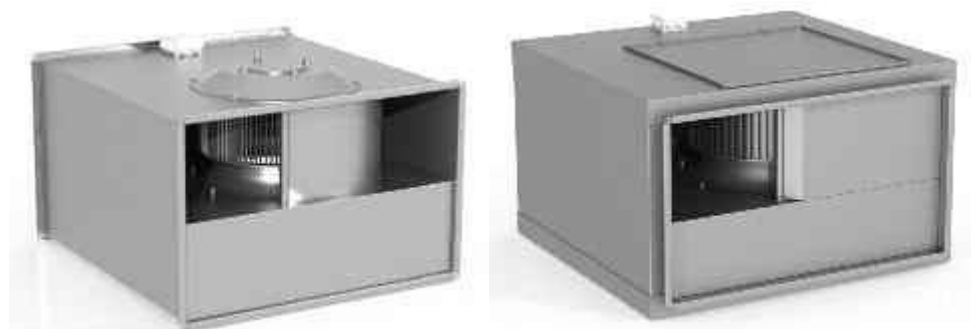


Рис. 24. Вентилятор канальный прямоугольный:
а – в стандартном корпусе; б – в шумоизолированном корпусе



Рис. 25. Вентилятор для круглых каналов

Корпус вентилятора выполняется из оцинкованной стали, что обеспечивает надежную защиту от коррозии. По специальному заказу внешняя поверхность корпуса может быть выполнена с нанесением порошкового покрытия. Сервисная крышка позволяет осуществлять прямой доступ к рабочему колесу и двигателю при монтаже или обслуживании вентилятора.

Рабочие колеса канальных вентиляторов как с загнутыми вперед лопатками, так и с загнутыми назад лопатками выполнены из оцинкованной стали и проходят статическую и динамическую балансировку. Вентиляторы с загнутыми назад лопатками, в отличие от вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, имеют больший КПД, обеспечивая экономию электроэнергии, и к тому же при работе создают меньший шум, обеспечивая более «тихую» работу системы.

Для вентиляторов используются асинхронные одно- или трехфазные двигатели с внешним ротором, характеризующиеся малой потребляемой мощностью и значительным ресурсом эксплуатации. Компактные размеры и расположение рабочего колеса вентилятора внутри в воздушном потоке обеспечивают эффективное охлаждение двигателя поступающим воздухом,

что увеличивает срок службы за счет снижения термической и механической нагрузки на подшипники. Канальные вентиляторы допускается монтировать в любом пространственном положении, при условии свободного доступа к сервисной крышке вентилятора.

Для помещений с повышенными требованиями к уровню шума ООО «ВЕЗА» выпускает вентиляторы в шумоизолированном корпусе (рис. 24, б). Корпус выполнен из оцинкованной стали и представляет собой коробчатую конструкцию. Пространство между стенками шумоизолирующего корпуса заполнено невоспламеняющейся ватой, обладающей высокими звукоизоляционными свойствами.

Канальные вентиляторы применяются:

- для компактных стационарных систем приточной и вытяжной вентиляции, кондиционирования воздуха производственных, общественных и жилых зданий;
- в условиях ограниченного пространства;
- для перемещения воздушных сред, с допустимым содержанием пыли и других твердых примесей, которые не должны превышать $0,1 \text{ г/м}^3$.

Не допускается наличие липких, волокнистых и абразивных компонентов, а также взрывоопасных примесей. Температурный диапазон перемещаемой среды варьируется от -30 до $+40^\circ\text{C}$.

Главная особенность монтажа канального вентилятора – установка с обеспечением нормального ввода и подачи воздуха через воздуховод точно требуемой длины. Это необходимо для подавления турбулентности во время движения воздушных масс.

Длина воздуховода со стороны входа воздуха должна быть не меньше одного диаметра воздуховода (рис. 26), а со стороны выхода – не меньше трех диаметров. При этом воздуховоды должны оставаться открытыми, поэтому не рекомендуется оснащать их дополнительными элементами (демпферы, ответвления и т. д.).

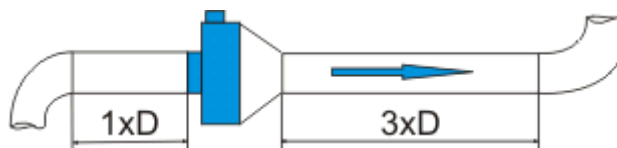


Рис. 26. Схема монтажа канального вентилятора

Если канал имеет квадратную или прямоугольную форму, то длина воздуховода рассчитывается по формуле

$$D = \sqrt{4HB/\pi},$$

где H и B – высота и ширина воздуховода.

Необходимо обратить особое внимание на качество соединения воздуховодов. Так, например, в случае некачественного соединения воздуховода на входе в вентилятор возможна турбулизация потока, что приведет к нерав-

номерности скорости потока на входе, а, следовательно, к снижению КПД вентилятора.

Со стороны выброса воздуха воздуховод может быть постоянного сечения, конфузным с углом сужения не более 15 % от поперечного сечения воздуховода или диффузорным с углом расширения не более 7 %.

5. Крышные вентиляторы

В последнее время для вентиляции промышленных зданий нашли применение вентиляторы, расположенные непосредственно на кровле (рис. 27). Такие вентиляторы получили название крышных. Они предназначены для вытяжных систем вентиляции. Крышный вентиляторный агрегат состоит из вентилятора, электродвигателя и устройств автоматического регулирования, виброизолирующих прокладок, заключенных в едином корпусе. Колеса крышных вентиляторов (радиальных и осевых), вращающихся в горизонтальной плоскости, приводятся в действие от электродвигателя, установленного на одном валу или при помощи ременной передачи.

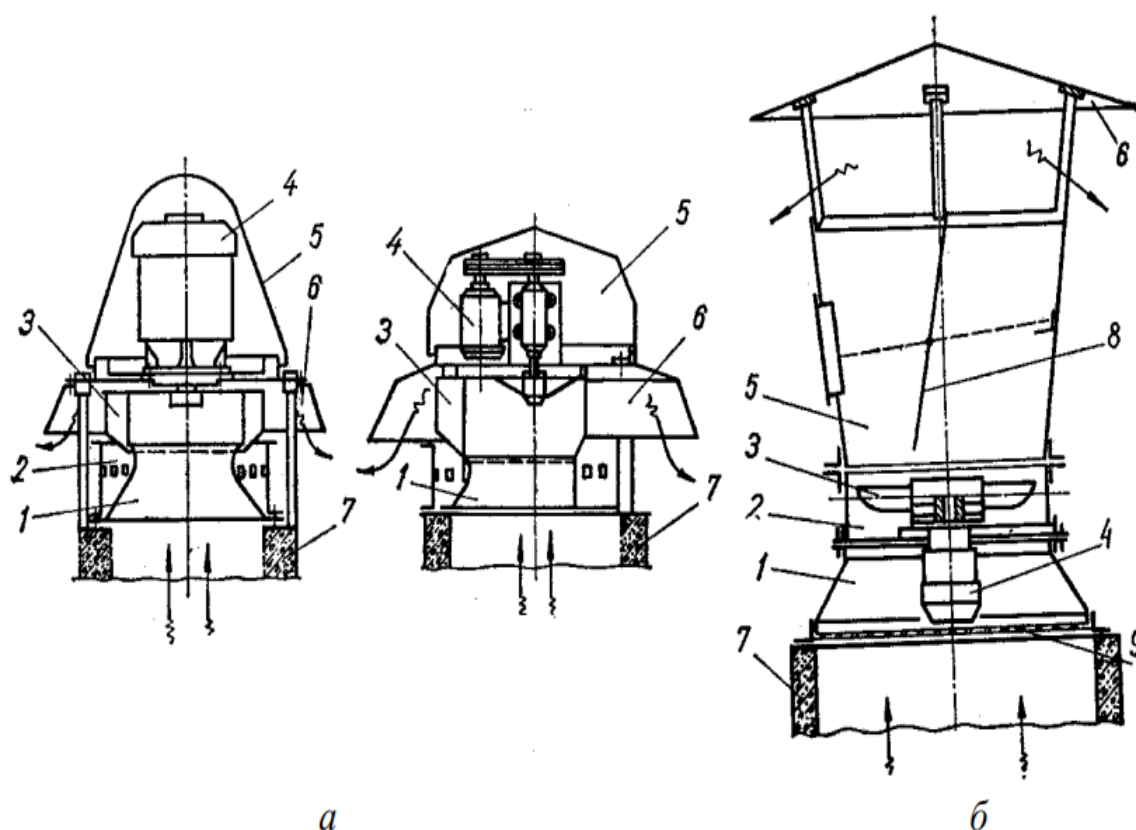


Рис. 27. Схемы крышных вентиляторов:

- а – радиальные; б – осевые; 1 – входной патрубок; 2 – защитный цилиндр;
3 – рабочее колесо; 4 – электродвигатель; 5 – съемный колпак; 6 – кожух;
7 – основание; 8 – дроссель-клапан; 9 – решетка

Крышные вентиляторы имеют выступающие над кровлей кожухи (колпаки), служащие защитой от атмосферных осадков и преобразующие часть

динамического давления в статическое. Эти вентиляторы имеют ряд существенных преимуществ перед другими типами: отпадает необходимость в сетях воздухопроводов, уменьшается потребляемая мощность, помещение не загромождается вентиляторными установками.

Радиальные крышные вентиляторы изготавливаются двух типов: вентиляторы, у которых колесо посажено непосредственно на вал электродвигателя, и вентиляторы, привод которых осуществляется через клиноременную передачу. При необходимости в кожухе вентилятора устанавливают самооткрывающийся клапан, располагаемый эксцентрично. Клапан открывается потоком воздуха и закрывается при выключении электродвигателя вентилятора.

Вентиляторы производятся в следующем исполнении: общепромышленные, коррозионностойкие, взрывозащищенные, взрывозащищенные коррозионностойкие.

Крышные вентиляторы предназначены для работы в системах вентиляции с температурой перемещаемой среды t_{CP} до 80 °С, в санитарно-технических и производственных установках с t_{CP} до 200 °С и системах противодымной вентиляции с t_{CP} до 400 и 600 °С (время работы 120 мин).

Вентиляторы модификации 2014 года имеют новое улучшенное рабочее колесо с загнутыми назад лопатками, тороидальный входной патрубок с большим диаметром входа. Модификация 2014 года – это новые жалюзийные решетки, новая опорная плита и новое рабочее колесо с повышенным КПД (до 75 %).

Рабочее колесо установлено непосредственно на валу двигателя. Вентиляторы комплектуются высококачественными трехфазными асинхронными односкоростными двигателями. Возможно применение частотного регулирования скорости вращения.

Вентиляторы изготавливаются на жесткой опоре или виброопоре.

Крышные вентиляторы имеют улучшенную защиту от дождевых осадков и протечек.

Вентиляторы могут эксплуатироваться в условиях умеренного климата (температура окружающей среды $t_{OC} = -45... +40$ °С), умеренного и холодного климата ($t_{OC} = -60... +40$ °С) и тропического климата ($t_{OC} = -10... +50$ °С).

Названия крышных вентиляторов являются защищенными товарными знаками «ВЕЗА»: КРОС[®], УКРОС[®], КРОВ[®], УКРОВ[®] (рис. 28).



Рис. 28. Крышные вентиляторы «ВЕЗА»:
а – КРОС; б – УКРОС; в – КРОВ; г – УКРОВ

КРОС– крышные вентиляторы (рис. 28, а), обеспечивающие выход воздуха в стороны, являются собственной разработкой «ВЕЗА». Номенклатура выпускаемых вентиляторов обеспечивает широкую область режимов по производительности от 800 до 100 000 м³/ч и по статическому давлению до 1200 Па, при постоянном режиме работы и до 2000 Па при работе не более 120 мин. Используются три модификации рабочих колес с шестью и девятью лопатками с густым рядом R20 значений диаметров. Вентиляторы создают большой расход, имеют минимальное динамическое давление, потребляют с увеличением расхода мощность, не перегружающую двигатель. Рабочее колесо установлено непосредственно на валу двигателя. Все основные элементы вентилятора выполнены из стали с лакокрасочным покрытием, корпус из оцинкованной стали, что делает вентилятор устойчивым к атмосферным осадкам. Также выпускаются вентиляторы специального исполнения с колесами из нержавеющей стали и алюминия.

Вентиляторы КРОС выполнены с квадратным или шестигранным поперечным сечением корпуса. В выходном сечении корпуса установлены жалюзи, защищающие вентилятор от атмосферных воздействий.

Модель УКРОС (рис. 28, б) с улучшенной защитой от осадков предложена в 2013 году, отличается дополнительными откидными карманами, полностью закрывающими вентилятор от дождя при ветре любой силы. Пружины закрывают карманы при выключении вентилятора. В открытом состоянии поток направлен вверх, что выгодно при размещении на кровле рядом с другими системами. УКРОС расширяет выбор моделей крышных вентиляторов, улучшая свойства и внешний вид.

Аэродинамические параметры УКРОС и КРОС идентичны. Крышные вентиляторы КРОВ (рис. 28, в) имеют корпус «бочкообразной» формы со свободным выходом воздуха вверх, небольшую высоту и массу, предусмотрена специальная защита помещения от попадания атмосферных осадков.

Модель УКРОВ (рис. 28, г) изготавливают полностью из нержавеющей стали. Она применяется на объектах с экстремальными требованиями по ресурсу и количеству снеговых осадков. Отдельно предусмотрено исполнение до -60°C со специальными электродвигателями.

Также идентичны параметры расход-давление для УКРОВ и КРОВ.

Крышные вентиляторы для режима дымоудаления выпускаются в сериях КРОС, УКРОС, КРОВ, УКРОВ и доступны для применения с давлением свыше 1200 Па не более 120 мин. Возможность работы с очень высокими давлениями (до 2000 Па) достигается за счет повышенных скоростей вращения рабочих колес, что требует дополнительной прочности и балансировки. «ВЕЗА» предлагает использовать с крышными вентиляторами частотно-регулируемый привод только в режиме дымоудаления.

В 2014 году предложена новая модификация крышных вентиляторов с алюминиевыми рабочими колесами до габарита 080. Новое решение позволяет значительно увеличить ресурс подшипников электродвигателя и снизить общую шумность вентилятора.

ООО «ВЕЗА» разработало и производит монтажные основания крышных вентиляторов – СТАМ, поддоны ПОД для защиты от протечек и зонты ЗОНТ для защиты вентилятора от атмосферных осадков (рис. 29). Поддоны предназначены для сбора и удаления конденсата, образуемого на границе влажного воздуха, уходящего из помещения, и холодных металлических частей вентилятора и/или монтажного стакана СТАМ.

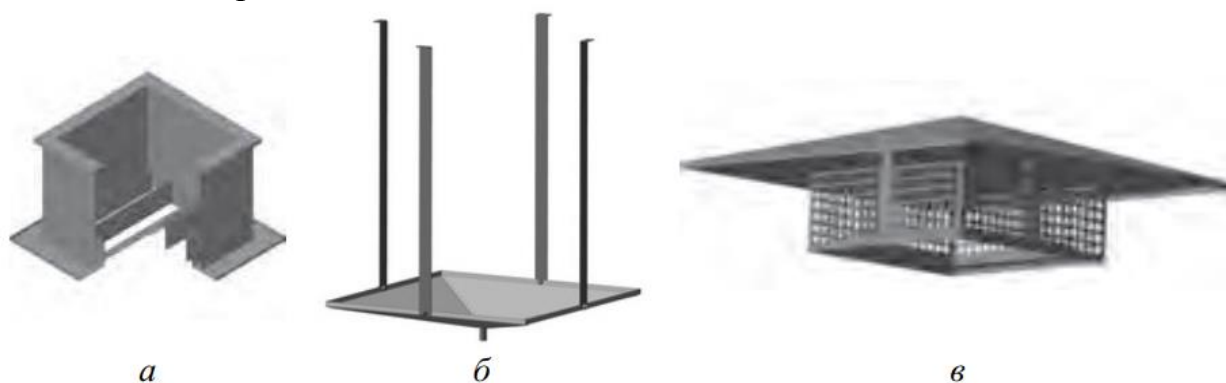


Рис. 29. Элементы монтажа вентиляторов:
а – монтажное основание; б – поддон; в – зонт

При монтаже крышных вентиляторов рекомендуется устанавливать их на монтажное основание (рис. 29, а) для исключения протечек в местах при-
мыкания. Монтировать вентиляторы на кровле следует с высотой $H > 400$ мм из-за риска протечек от тающего снега.

Рекомендуется при монтаже вентиляторов для сбора и удаления атмосферных осадков и конденсата устанавливать поддоны (рис. 29, б). Крепят поддоны к монтажному основанию. Малое количество влаги (до 3,75 л/ч на 1 м² при ветре до 45 км/ч и осадках до 80 мм/ч) может проходить через защитные жалюзи зонта (рис. 29, в) и собираться в объеме поддона. Испарение влаги из него не требует подведения дренажа, за исключением условий морского и субтропического климата.

6. Диаметральные вентиляторы

Диаметральные вентиляторы (рис. 30) состоят из рабочего колеса 1 барабанного типа с загнутыми вперед лопатками и корпуса 2, имеющего патрубок на входе и диффузор на выходе. Действие диаметральных вентиляторов основано на двукратном поперечном прохождении потока воздуха через рабочее колесо.

Рабочее колесо (рис. 31) имеет сплошные торцевые диски, в прорезях которых закрепляются длинные рабочие лопатки по всей ширине колеса. Во всасывающем отверстии кожуха рабочее колесо располагается таким образом, что наружу выступает практически половина размера колеса. По ширине колеса при его вращении лопатки во всасывающем отверстии забирают воздух и направляют его к центру, а далее воздух поступает от центра к противоположной части кожуха. На выходе из лопаток рабочего колеса воздух собирается в кожухе и направляется к нагнетательному отверстию вентилятора.

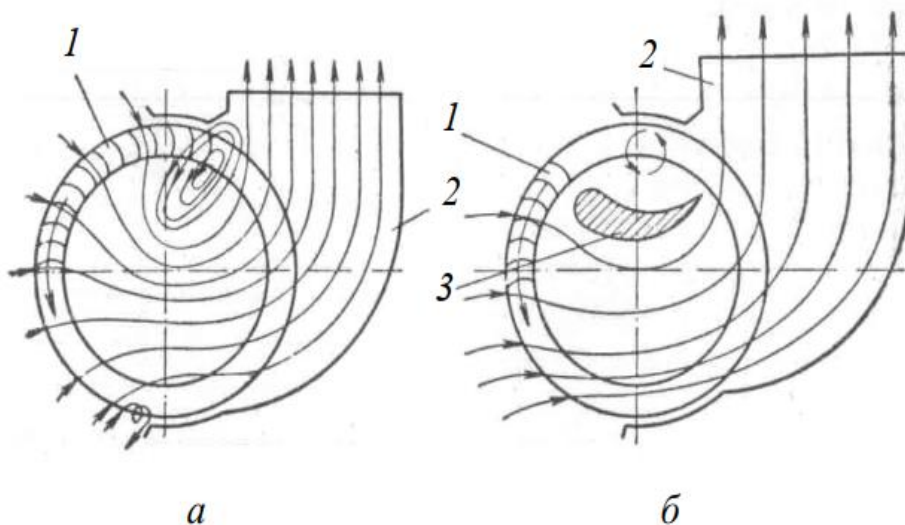


Рис. 30. Схемы конструкций и движение воздуха в диаметральных вентиляторах:
а – без направляющего аппарата; б – с направляющим аппаратом



Рис. 31. Схемы рабочих колес диаметального вентилятора

Конструктивно диаметральные вентиляторы могут выполняться с направляющим аппаратом и без него. Наличие неподвижного направляющего аппарата 3 (см. рис. 30) позволяет улучшить организацию движения потока воздуха через рабочее колесо диаметального вентилятора, а, следовательно, и его аэродинамические характеристики. Несмотря на усложнение конструкции, в диаметральных вентиляторах с рабочим колесом диаметром более 400 мм, как правило, применяются направляющие аппараты.

Диаметральные вентиляторы характеризуются более высокими аэродинамическими параметрами по сравнению с другими типами вентиляторов, в частности, они создают плоский равномерный поток воздуха большой ширины; удобством компоновки, позволяющей осуществлять поворот потока в широких пределах; компактностью установки, позволяющей существенно сокращать объем, занимаемый вентиляционной установкой.

Отличительной особенностью диаметральных вентиляторов можно назвать большой расход воздуха, низкий уровень шума и низкий создаваемый напор. Последняя особенность определяет невозможность осуществлять глубокую фильтрацию воздуха при помощи бытового кондиционера.

КПД таких вентиляторов может достигать 0,7. Благодаря этим качествам диаметральные вентиляторы нашли самое широкое применение в различных агрегатированных установках вентиляции и кондиционирования воздуха: в фанкойлах, внутренних блоках сплит-систем, воздушных завесах, системах охлаждения электронного оборудования и т. д.

В основном диаметральные вентиляторы выполняются с рабочими колесами диаметром от 60 до 120 мм и длиной до 1200 мм.

В технической литературе часто диаметральные вентиляторы называются *тангенциальными вентиляторами*.

7. Бытовые вентиляторы

Бытовые вентиляторы – предназначены для создания потока воздуха в небольших и средних помещениях (ванных комнатах, санузлах, жилых и офисных помещениях) для обеспечения комфортного пребывания людей в летний период и создания благоприятных санитарно-гигиенических условий.

Бытовой вентилятор представляет собой механическое устройство, предназначенное для перемещения воздуха по воздуховодам систем кондиционирования и вентиляции, а также для осуществления прямой подачи воздуха в помещения либо отсоса из помещения и создающее необходимый для этого перепад давлений (на входе и выходе вентилятора).

Бытовые вентиляторы характеризуются следующими техническими показателями:

- диаметр выходного патрубка влияет на пропускную способность вентилятора, т. е. при большем диаметре через вентилятор проходит больший объем воздуха;
- вентиляторы предназначены для подключения к сети переменного тока соответствующего напряжения (в зависимости от модели вентилятора);
- скорость вращения характеризует количество оборотов в минуту с учетом потребляемого тока;
- производительность вентилятора означает объем прокачиваемого воздуха за единицу времени;
- давление вентилятора – величина расчетная. Полное давление вентилятора равно разности полных давлений потока за вентилятором и перед ним. Давление зависит от мощности, производительности, КПД, электродвигателя;
- мощность вентилятора (мощность двигателя вентилятора) – рабочий термин, означающий величину напора (сумму расхода воздуха и давления), создаваемого вентилятором. Скорость создаваемого воздушного потока напрямую зависит от мощности вентилятора. Чем больше мощность, тем выше скорость вращения лопастей и тем эффективнее вентилятор справляется со своей задачей (при прочих равных условиях);
- коэффициент полезного действия вентилятора, учитывающий механические потери мощности на различные виды трения в рабочих органах вентилятора, объемные потери в результате утечек через уплотнения и аэродинамические потери в проточной части вентилятора;
- каждый вентилятор приводится во вращение электродвигателем, работа которого сопровождается аэродинамическим и механическим шумом. Первый проникает в помещения, распространяясь по воздуховодам, а второй – в результате вибрации элементов конструкций (стенок защитного кожуха вентилятора, самих воздуховодов и др.);
- уровень шума (звукового давления) измеряется при работе вентилятора в номинальном режиме в помещении с установленной площадью поглощения на расстоянии 3 м.

Существует большое многообразие типов вентиляторов, однако в вентиляционных системах используется всего несколько из них. От выбора типа вентилятора и соответствия поставленной задаче зависят его габариты, потребляемая мощность, технические характеристики, а также шум и некоторые другие свойства вентиляционной системы.

Остановимся на выборе вентилятора для современной квартиры. В связи с установкой в современных квартирах стеклопакетов и герметичных вход-

ных дверей эффективность работы естественной вентиляции существенно снизилась и обычными настенными вытяжными вентиляторами не обойтись. Поскольку воздух в дом почти не проникает, необходимо создавать более сложную систему вентиляции, наподобие тех, что используются для подачи воздуха в офисных зданиях.

В настоящее время наибольшее распространение получил вариант с использованием модульных систем вентиляции, построенных по принципу конструктора. Помимо разнообразных вентиляторов в его состав входят шумоглушители (чтобы в помещении было тихо) и калориферы (чтобы зимой не подавать холодный воздух). Но кроме этого воздух необходимо очистить с помощью специальных фильтров и равномерно разогнать по помещению через воздухораспределительные решетки.

Не следует забывать, что поставив слишком мощный вентилятор в вентиляционную систему квартиры, можно значительно испортить жизнь тем, кто живет выше. Слишком большое количество подаваемого в общий воздухопровод воздуха превратит их вытяжные решетки в приточные. Это неприятно тем, что в соседские квартиры хлынет испорченный вами воздух, увлекающий за собой скопившуюся в вентиляционной системе пыль.

В любой квартире есть как минимум три места, в которых наличие вентилятора не будет лишним. Это – туалет, ванная комната и кухня.

Для вентиляции санузла обычно используют осевой настенный вентилятор базовой модели, который подключают параллельно с освещением. Устанавливают его на входе в вентиляционный канал. Удобно использовать вентилятор с таймером выключения, когда после отключения освещения вентилятор продолжает работать установленное время.

Ванная комната – основной источник повышенной влажности в квартире. Поэтому для нее лучше использовать модели осевых вентиляторов с таймером и датчиком влажности. Такие вентиляторы самостоятельно включаются, когда уровень влажности превысит заданный предел, и отключаются, провентилировав помещение. И дышать легче, и зеркало не запотеет, и на стенах и потолке не образуется плесень, и даже белье в такой ванной сохнет намного быстрее. В случае, если существует вероятность прямого попадания воды на вентилятор, целесообразно установить вентилятор с пониженным напряжением (12 В).

На кухню требуется установить более мощный вентилятор, чем для ванны и санузла. Для кухни можно выбрать вентиляторы со шнурковым выключателем или с таймером, с датчиком влажности или датчиком движения (присутствия).

В случае неправильного выбора вентилятора и неквалифицированного монтажа вентиляции могут возникнуть следующие проблемы:

- отсутствие притока или вытяжки воздуха;
- шум в воздуховодах и вибрация системы;
- попадание посторонних предметов в систему вентиляции;
- утечка воздуха из трассы воздуховодов;

- недостаток или избыток прокачиваемого воздуха;
- подача холодного воздуха зимой;
- распространение неприятных запахов по помещению;
- преждевременные нарушения работы агрегатов вентиляции.

К бытовым вентиляторам относятся оконные вентиляторы, устанавливаемые в оконной раме, и каминные вентиляторы, предназначенные для вытяжки горячего дыма из камина. Они предотвращают попадание дыма в помещение и повышают КПД камина или печи.

В бытовых условиях при дефиците места на горизонтальных поверхностях целесообразно устанавливать настенные или потолочные вентиляторы. Вентиляторы, крепящиеся на стене/потолке, эффективно перемешивают воздушные массы и выравнивают температуру в помещении. Их рекомендуется использовать не только летом для охлаждения, но и в холодное время года, когда поднимающийся вверх теплый воздух лучше перенаправить в зону пребывания людей.

При создании бытовых вентиляторов уделяется большое внимание качеству, дизайну и цветовому решению выпускаемой продукции. При производстве пластиковых элементов используются материалы наивысшего качества с добавлением стабилизатора цвета, который предотвращает изменение цвета материала, таким образом, сохраняя постоянный цвет в течение длительного времени. Пластик вентилятора должен характеризоваться прочностью, большой ударной вязкостью и теплостойкими особенностями.

Уделяется большое внимание регулировке направления движения воздушного потока, металлической защитной решетке, устойчивости основания вентилятора, экономии энергопотребления, гарантийных обязательств.

Фирмы-производители бытовых вентиляторов предлагают широкую возможность выбора дополнительных опций для вентиляторов в любой их комбинации:

- обратный клапан (для предотвращения обратного потока воздуха);
- модели комплектуются двигателями на шарикоподшипниках, что гарантирует до 40 тысяч часов непрерывной бесперебойной работы;
- вентилятор может включаться/выключаться при помощи кнопок или шнукового выключателя;
- после отключения от сети вентилятор может работать в течение времени, заданного таймером, – от 2 до 30 минут;
- вентилятор может быть оборудован электронным процессором, производящим постоянный мониторинг влажности помещения и позволяющим избегать появления конденсата (вентиляторы с таймером и реле влажности обеспечивают включение вентилятора при уровне влажности 50-90% и регулируются потенциометром);
- вентилятор может автоматически включаться при возникновении движения человека в помещении и продолжать работать в течение времени, заданного таймером;

- вентилятор может быть оборудован двигателем низкого напряжения (12 В), что делает возможным безопасное использование вентилятора в помещениях с повышенной влажностью и в местах с вероятностью прямого попадания воды (ванных комнатах, саунах и т. д.).

Бытовые вентиляторы предназначены для подключения к сети переменного тока напряжением 220 - 240 В, частотой 50 Гц или 12 В, частотой 50 Гц (в зависимости от модели вентилятора).

Номинальная электрическая мощность вентиляторов составляет 9/32 Вт. Уровень звукового давления на расстоянии 3 м не должен превышать 40 дБ. Вентиляторы предназначены для эксплуатации при температуре воздуха от 0 до 45 °С и рассчитаны на продолжительную работу без отключения сети. Вентиляторы изготавливаются из стали с полимерным покрытием и оборудованы двигателем с внешним ротором.

На рис. 32 приведены некоторые типы бытовых вентиляторов.

В безопасном бытовом вентиляторе (рис. 33) воздушный поток формирует турбина (напорный вентилятор), скрытая в основании и подающая воздух сквозь узкие щели в большой рамке, через которую проходит основной поток перемещаемого воздуха. За счет аэродинамических эффектов истекающий из щелей воздух увлекает за собой соседние слои. В основном окружающий воздух засасывается с тыльной стороны за счет возникающего разрежения из-за формы профиля рамки. В результате поток воздуха усиливается до 15 - 18 раз по сравнению с прокачиваемым турбиной объемом. Направление потока может быть изменено путем регулировки положения рамки. Достоинство такой схемы – отсутствие доступных извне корпуса движущихся деталей, а недостаток – шумность. Форма рамки может быть в виде кольца или в виде вытянутого овала. Компания Dyson стала обладателем патента и первой представившей на рынок такой тип вентиляторов.



а



б



в



г

Рис. 32. Бытовые вентиляторы:
а – настольный осевой; б – напольный осевой;
в – оконный осевой; г – бачугный радиальный

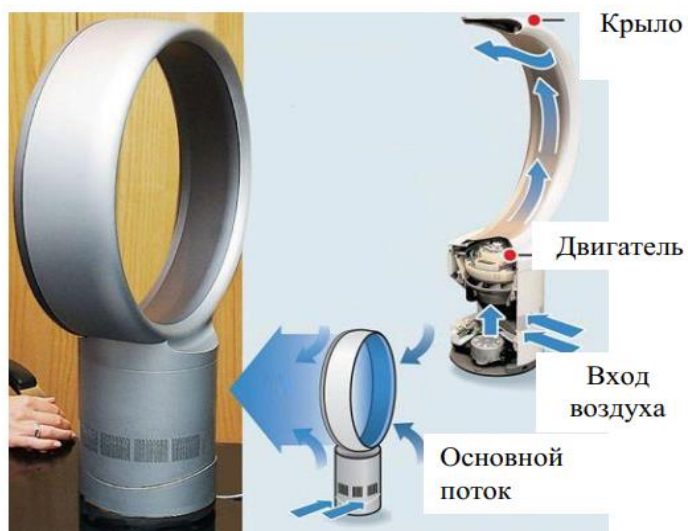


Рис. 33. Безлопастный вентилятор

Лекция 5

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ ВЕНТИЛЯТОРА

План лекции

- 1) Основные физические параметры, характеризующие движение воздушного потока.
- 2) Основные аэродинамические параметры вентиляторов.
- 3) Аэродинамические характеристики вентиляторов.
- 4) Шумо- и звукоизоляция вентиляторов.

1. Основные физические параметры, характеризующие движение воздушного потока

Под действием вентилятора в трубопроводе создается воздушный поток. Важными параметрами воздушного потока являются его скорость, давление, плотность, массовый и объемный расходы воздуха.

Расходы воздуха объемный Q , м³/с, и массовый m , кг/с, связаны между собой следующим образом:

$$Q = Fc; \quad m = Fc\rho,$$

где F – площадь поперечного сечения трубы, м²; c – скорость воздушного потока в заданном сечении, м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Различают статическое, динамическое и полное давление в воздушном потоке.

Статическим давлением $P_{ст}$, Па, принято называть давление частиц движущегося воздуха друг на друга и на стенки трубопровода. Статическое давление отражает потенциальную энергию воздушного потока в том сечении трубы, в котором оно измерено.

Динамическое давление воздушного потока $P_{дин}$, Па, характеризует его кинетическую энергию в сечении трубы, где оно измерено:

$$P_{дин} = \rho \frac{c^2}{2}.$$

Полное давление воздушного потока определяет всю его энергию и равно сумме статического и динамического давлений, измеренных в одном и том же сечении трубы, Па:

$$P = P_{ст} + P_{дин}.$$

На практике давления газообразных сред могут измеряться относительно двух различных уровней (рис. 1):

- уровня абсолютного вакуума (абсолютного нуля давления) – идеализированного состояния среды в замкнутом пространстве, из которого удалены все молекулы и атомы вещества среды;
- уровня атмосферного (барометрического) давления (ГОСТ 271-77).

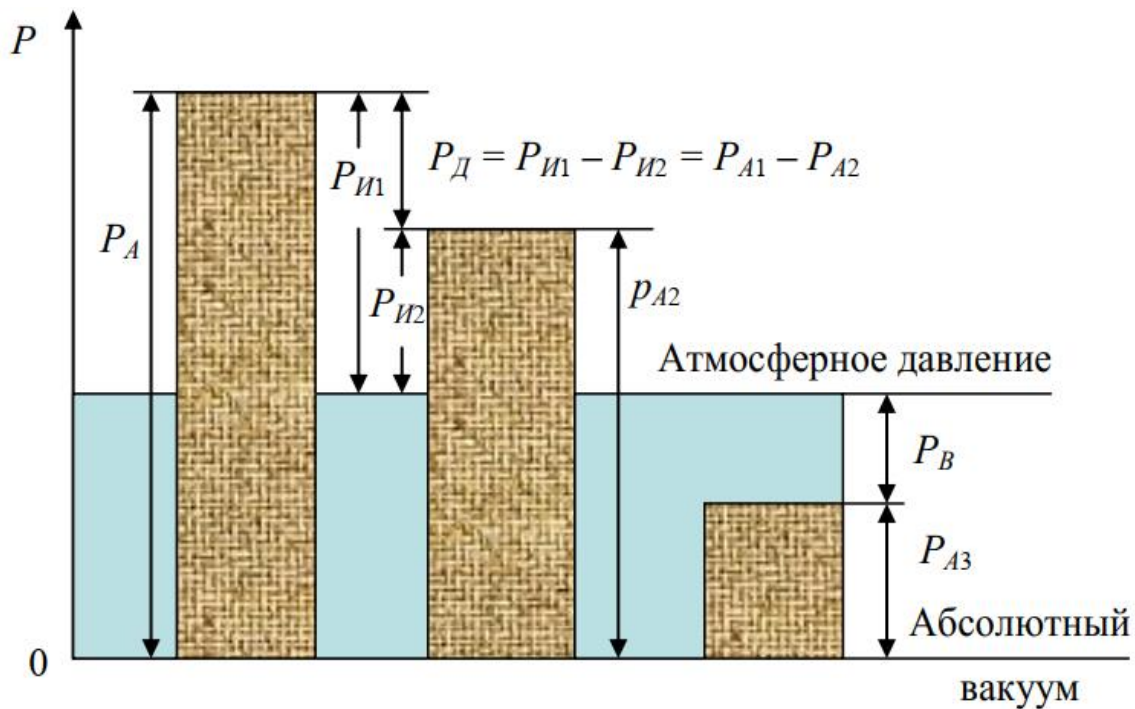


Рис. 1. Виды измеряемых давлений

Давление, измеряемое относительно вакуума, называют *давлением абсолютным* P_A .

Барометрическое давление P_B – это абсолютное давление земной атмосферы. Оно зависит от конкретных условий измерения: температуры воздуха и высоты над уровнем моря.

Давление, которое больше или меньше атмосферного, но измеряется относительно атмосферного, называют соответственно *избыточным* $P_{И}$ или *давлением разрежения, вакуумметрическим* P_B .

Очевидно, что $P_A = P_B + P_{И}$ или $P_A = P_B - P_B$.

Разность давлений сред в двух различных процессах или двух точках одного процесса, причем таких, что ни одно из давлений не является атмосферным, называют *дифференциальным давлением* P_D .

Единицы измерения давления определяются одним из двух способов:

- через высоту столба жидкости, уравнивающего измеряемое давление в конкретном физическом процессе: в единицах водяного столба при 4 °С (мм вод. ст. или м вод. ст.) или ртутного столба при 0 °С (мм рт. ст. или Торр) и нормальном ускорении свободного падения;
- через единицы силы и площади.

В Международной системе единиц (СИ) единицей силы является ньютон (Н), а единицей площади – метр квадратный (м^2). Отсюда определяется единица давления паскаль ($1\text{Па} = 1\text{ Н/м}^2$) и ее производные, например, килопаскаль ($1\text{ кПа} = 10^3\text{ Па}$), мегапаскаль ($1\text{ МПа} = 10^6\text{ Па}$).

Наряду с системой СИ в области измерения давления продолжают использоваться единицы и других, более ранних систем, а также внесистемные единицы.

В технической системе единиц МКГСС (метр, килограмм-сила, секунда) сила измеряется в килограммах силы ($1 \text{ кгс} \approx 9,8 \text{ Н}$). Единицы давления в МКГСС – кгс/м^2 и кгс/см^2 ; единица кгс/см^2 получила название технической, или метрической атмосферы (атм). В случае измерения избыточного давления в единицах технической атмосферы используется обозначение «атм».

Соотношения между различными единицами измерения давления приведены далее.

1 ньютон на квадратный метр (Н/м^2 , Н/м^2) = 1 Па ($\text{Па} \cdot 10^3 = 1 \text{ кПа}$, $\text{Па} \cdot 10^6 = 1 \text{ МПа}$).

1 килограмм-сила на квадратный сантиметр (кгс/см^2 , kgf/cm^2 , атм., atm) = 98 066,5 Па.

1 миллиметр водяного столба (мм вод. ст., mm H₂O, mm WS) = 9,80665 Па.

1 миллиметр ртутного столба (мм рт. ст., mmHg, torr) = 133,322 Па.

1 физическая атмосфера (физ. атм.) = 760 мм рт. ст. = 101 325 Па.

1 бар = 100 000 Па.

Плотность воздуха есть масса единицы объема воздуха. По уравнению Клайперона, плотность сухого воздуха при температуре 20 °С

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{101325}{287,06 \cdot 293} = 1,2 \text{ кг/м}^3,$$

где R – газовая постоянная, равная для воздуха 287,06 Дж/(кг·К); T – температура по шкале Кельвина.

Большое значение для понимания процессов течения воздуха по элементам вентилятора имеет уравнение Бернулли. По условию неразрывности воздушного потока расход воздуха постоянен для любого сечения трубы. Для сечений 1, 2 и 3 (рис. 2) это условие можно записать так:

$$M_1 = M_2 = M_3;$$

$$F_1 c_1 \rho_1 = F_2 c_2 \rho_2 = F_3 c_3 \rho_3.$$

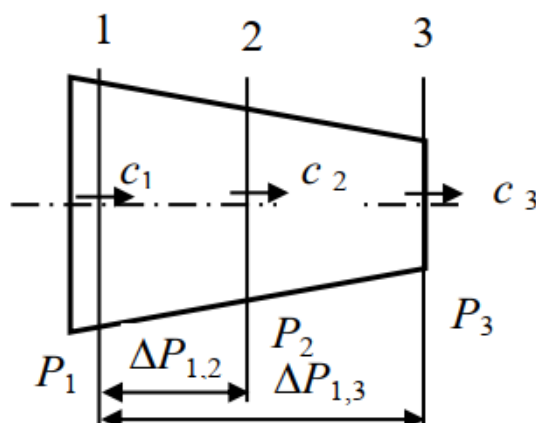


Рис. 2. Схема к анализу движения потока воздуха в трубе

При изменении давления воздуха в пределах до 5000 Па плотность его остается практически постоянной. В связи с этим

$$F_1 c_1 = F_2 c_2 = F_3 c_3;$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3.$$

Изменение давления воздушного потока по длине трубы подчиняется закону Бернулли. Для сечений 1, 2 (см. рис. 2) можно написать

$$P_{CT} + \rho c_1^2 / 2 = P_{CT2} + \rho c_2^2 / 2 + \Delta P_{1,2},$$

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{1,2},$$

$$P_1 - \Delta P_{1,2} = P_{CT2} + \rho c_2^2 / 2,$$

где $\Delta P_{1,2}$ – потери давления, вызванные сопротивлением потока о стенки трубы на участке между сечениями 1 и 2.

Анализ последних уравнений показывает, что с уменьшением площади поперечного сечения трубы скорость воздуха увеличится, но объемный расход останется неизменным. С увеличением скорости с возрастет динамическое давление потока. Для того чтобы равенство (1) выполнялось, статическое давление должно упасть ровно настолько, насколько увеличится динамическое давление.

При увеличении площади сечения потока динамическое давление упадет, а статическое ровно настолько же увеличится. Полное же давление в сечении остается неизменным.

2. Основные аэродинамические параметры вентиляторов

Производительность (объемный расход) вентилятора Q , м³/с, представляет собой объемное количество газа, поступающего в вентилятор в единицу времени, отнесенное к условиям входа в вентилятор.

Полным давлением вентилятора P_V , Па, называется разность абсолютных давлений потока при выходе из вентилятора P_{02} и перед входом в него P_{01} определенной плотности газа

$$P_V = P_{02} - P_{01}.$$

Динамическое давление вентилятора P_{dv} , Па,

$$P_{dv} = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{F_B} \right)^2 = \frac{1}{2} \rho c_B^2,$$

где ρ – плотность газа, кг/м³; F_B – площадь выходного отверстия вентилятора, м²; c_B – средняя скорость потока в выходном сечении вентилятора, м/с, определяется по формуле

$$c_B = Q / F_B.$$

Статическое давление вентилятора P_{ST} , Па,

$$P_{SV} = P_V - P_{dV}.$$

Мощность N , Вт, потребляемая вентилятором, представляет собой мощность на валу вентилятора без учета потерь в подшипниках и элементах привода.

Полная мощность вентилятора

$$N_V = P_V Q.$$

Полезная мощность вентилятора

$$N_{SV} = P_{SV} Q.$$

Окружная скорость рабочего колеса

$$u = \frac{\pi D n}{60},$$

где D – диаметр колеса, м; n – частота вращения колеса, об/мин.

Коэффициент расхода (производительности) вентилятора

$$\varphi = \frac{Q}{Fu},$$

где F – площадь круга диаметром D , м²,

$$F = \pi D^2 / 4.$$

Коэффициенты полного Ψ , статического Ψ_s и динамического Ψ_d давлений без учета влияния сжимаемости определяются по формулам

$$\psi = \frac{2P_V}{\rho u^2}; \quad \psi_s = \frac{2P_{SV}}{\rho u^2}; \quad \psi_d = \frac{2P_{dV}}{\rho u^2}.$$

Коэффициент мощности, потребляемой вентилятором,

$$\lambda = \frac{2N}{\rho F u^3},$$

где N – мощность, потребляемая вентилятором, Вт.

Полный КПД вентилятора представляет собой отношение полной мощности вентилятора N_V к мощности N , потребляемой вентилятором:

$$\eta = \frac{N_V}{N} = \frac{Q P_V}{N} = \frac{\varphi \psi}{\lambda}.$$

Статический КПД вентилятора

$$\eta_s = \frac{N_{SV}}{N} = \frac{Q P_{SV}}{N} = \frac{\phi \psi_s}{\lambda}.$$

Быстроходность $n_y [(\text{м/с})^{1,5} \text{Па}^{-0,75}]$ и габаритность $D_y [(\text{м/с})^{-0,5} \text{Па}^{0,25}]$ вентилятора являются критериями для оценки пригодности работы вентилятора в режиме, заданном величинами Q , P_V , D и частотой вращения n , и служат для сравнения вентиляторов различных типов.

Быстроходность и габаритность определяются по размерным и безразмерным параметрам и формулам

$$\eta_y = \frac{Q^{1/2} n}{(P_V / 9,8)^{3/4}}; \quad \eta_y = 138,0 \frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}}; \quad D_y = \frac{(P_V / 9,8)^{1/4} D}{Q^{1/2}}; \quad D_y = 0,56 \frac{\psi^{1/4}}{\phi^{1/2}},$$

где P_V – соответствует плотности $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Давление, развиваемое вентилятором, называется разностью полных запасов энергии после и до вентилятора, отнесенной к 1 м^3 газа:

$$P = P_K - P_H + \rho \frac{c_K^2 - c_H^2}{2},$$

где ρ – плотность перемещаемого газа, кг/м^3 ; c – скорость газа, м/с ; индексы h (начальное) и k (конечное) относятся к параметрам в сечениях перед вентилятором и за ним.

Наблюдаемое давление вентилятора, Па , работающего на вентиляционную сеть, находят из выражения

$$P = P_{СТВ} + P_{СТА} + \Delta P - P_C,$$

где $P_{СТВ}$ и $P_{СТА}$ – избыточное статическое давление в помещениях В и А; ΔP – сопротивление газового (воздушного) тракта, включая потерю давления с выходной скоростью; P_C – самотяга, Па :

$$P_C = (\rho_A - \rho_\Gamma) g (z_B - z_A),$$

где ρ_A – плотность вытяжного воздуха; ρ_Γ – средняя плотность перемещаемого газа, кг/м^3 ; z_B и z_A – геометрические отметки сечений сбрасывания и приема газа.

Мощность вентилятора

$$N_e = \frac{PQ}{1000 \eta_e}.$$

3. Аэродинамические характеристики вентиляторов

Аэродинамические качества вентиляторов оцениваются по аэродинамическим характеристикам, выраженным в виде графиков зависимости полного P_V , статического P_{SV} и (или) динамического P_{dV} давлений, развиваемых

вентилятором, потребляемой мощности N , полного η и статического η_s КПД от производительности Q при определенной плотности газа ρ перед входом в вентилятор и постоянной частоте вращения n его рабочего колеса. На графиках указываются размерности аэродинамических параметров.

Допускается построение аэродинамических характеристик при частоте вращения, изменяющейся в зависимости от производительности, с указанием зависимости $n(Q)$ на графике. Вместо кривой $P_{sv}(Q)$ на графике может указываться кривая динамического давления $P_{dv}(Q)$ вентилятора.

ГОСТ 10616-90 допускает при построении аэродинамической характеристики кривые $P_{sv}(Q)$, $P_{dv}(Q)$ и $\eta_s(Q)$ не указывать.

Аэродинамические характеристики вентилятора должны строиться по данным аэродинамических испытаний, проведенных в соответствии с ГОСТ 10921.

В общем случае характеристика вентилятора (рис. 1) – это графическая зависимость полного давления P_v , мощности на валу N и КПД η от подачи Q при постоянной скорости вращения рабочего колеса (РК), с определенным диаметром РК и известной плотностью перемещаемой среды и аэродинамической схемой, т. е. совокупностью геометрической конфигурации проточной части и РК.

Аэродинамические характеристики могут быть следующие:

1. индивидуальные, определяющие P_v , N , η вентилятора данного типа определенного размера при числе оборотов ротора вентилятора n в зависимости от расхода Q ;
2. безразмерные, характеризующие вентиляторы одной аэродинамической схемы, но разных размеров и с различной частотой вращения рабочего колеса.

Эти характеристики необходимы при проектировании и испытании вентиляторов. Характеристики строят в безразмерных параметрах, когда вместо давления P используют коэффициент давления Ψ , вместо подачи Q – коэффициент подачи φ , а вместо мощности N – коэффициент мощности λ .

$$\psi = \frac{2P}{\rho u^2}; \quad \varphi = \frac{Q}{u\pi \frac{D^2}{4}}; \quad \lambda = \frac{2N}{\rho u^3 \pi \frac{D^2}{4}},$$

где ρ – плотность; u – окружная скорость РК; D – диаметр РК.

4. Шумо- и звукоизоляция вентиляторов

Работа вентиляторов сопровождается большим или меньшим шумом. Интенсивность шума вентиляторов обуславливается их типом, режимом работы, качеством изготовления и монтажа.

Осевые вентиляторы создают больший шум, чем радиальные; это объясняется тем, что их коэффициент давления значительно меньше и поэтому для создания давления требуется большая окружная скорость.

Радиальные вентиляторы с лопастями, загнутыми вперед, создают больший шум, чем с лопастями, загнутыми назад (при равной окружной скорости), так как у них большие скорости выхода воздуха с лопастей и в кожухе.

Окружные скорости рабочих колес из соображений относительно бесшумной работы не должны превышать 25 - 30 м/с для радиальных и 30 - 35 м/с для осевых вентиляторов, устанавливаемых в гражданских зданиях. В промышленных зданиях в зависимости от громкости технологического шума окружные скорости рабочих колес вентиляторов могут достигать 35 - 50 м/с.

Шум механического происхождения вызывается передачей, плохой балансировкой вентилятора, работой подшипников и низким качеством монтажа. Снижению механического шума способствует установка вентилятора на одном валу с электродвигателем. Вентиляторы массивной конструкции создают меньшие шумы. Для уменьшения шума все вентиляторы устанавливаются на специальном виброизолирующем основании, расположенном на резиновых или пружинных амортизаторах. С этой же целью вентиляторы присоединяются к системе воздуховодов при помощи гибких вставок из прорезиненной ткани.

Величину шума вентилятора в децибелах (дБ) при разных режимах работы удобно определять при помощи акустических характеристик, обычно совмещаемых с аэродинамическими характеристиками.

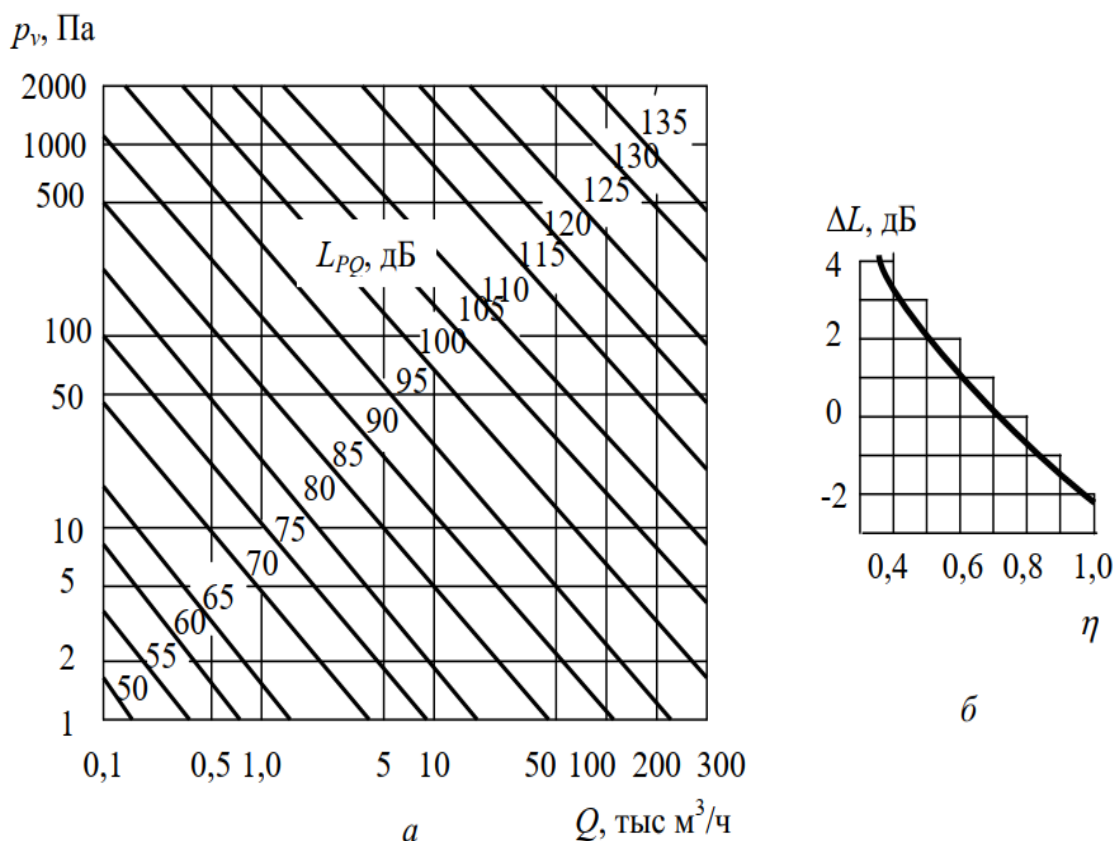


Рис. 3. Графики зависимости: а – уровня звуковой мощности L_{PQ} от давления P_v и производительности Q ; б – поправки ΔL от КПД вентилятора

В соответствии с ГОСТ 5976-90 суммарные уровни звуковой мощности $L_{p\Sigma}$ радиальных вентиляторов на номинальном режиме со стороны нагнетания должны удовлетворять условию

$$L_{p\Sigma} \leq 14 \lg \left(\frac{QP_v}{\eta} \right) + 54,$$

где Q – производительность, $\text{м}^3/\text{с}$; P_v – полное давление, Па; η – КПД. Допускаемые верхние значения отклонений до 2 дБ, нижние значения не ограничиваются.

На рис. 3, а приведены графики зависимости уровня звуковой мощности L_{pQ} от давления P_v и производительности Q и на рис. 40, б поправки ΔL от значения КПД. Суммарный уровень звуковой мощности

$$L_{p\Sigma} = L_{pQ} + \Delta L.$$

Для помещений с повышенными требованиями к уровню шума ООО «ВЕЗА» выпускает канальные вентиляторы в шумоизолированном корпусе. Корпус выполнен из оцинкованной стали и представляет собой коробчатую конструкцию. Пространство между стенками шумоизолирующего корпуса заполнено невоспламеняющейся ватой, обладающей высокими звукоизоляционными свойствами.

Необходимо обратить особое внимание на качество соединения воздуховодов. Так, например, в случае некачественного соединения воздуховода на входе в вентилятор возможна турбулизация потока, что приведет к неравномерности скорости потока на входе, а, следовательно, к снижению КПД вентилятора.

Со стороны выброса воздуха воздуховод может быть постоянного сечения, конфузорным с углом сужения не более 15 % от поперечного сечения воздуховода или диффузором.

Лекция 6

САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Основные параметры влажного воздуха.
- 2) Расчетные параметры внутреннего воздуха.

1. 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 входит 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.

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 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 φ , плотность ρ , температура по мокрому термометру t_M , температура точки росы t_P , барометрическое давление P_b , удельная теплоемкость C и удельная энтальпия.

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

Относительной влажностью воздуха φ называется отношение парциального давления водяного пара, содержащего 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, от-

несенное 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 парциальном давлении пара. Такой процесс может протекать до тех пор, пока температура воздуха и пара не понизится до температуры насыщения, т.к. 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.

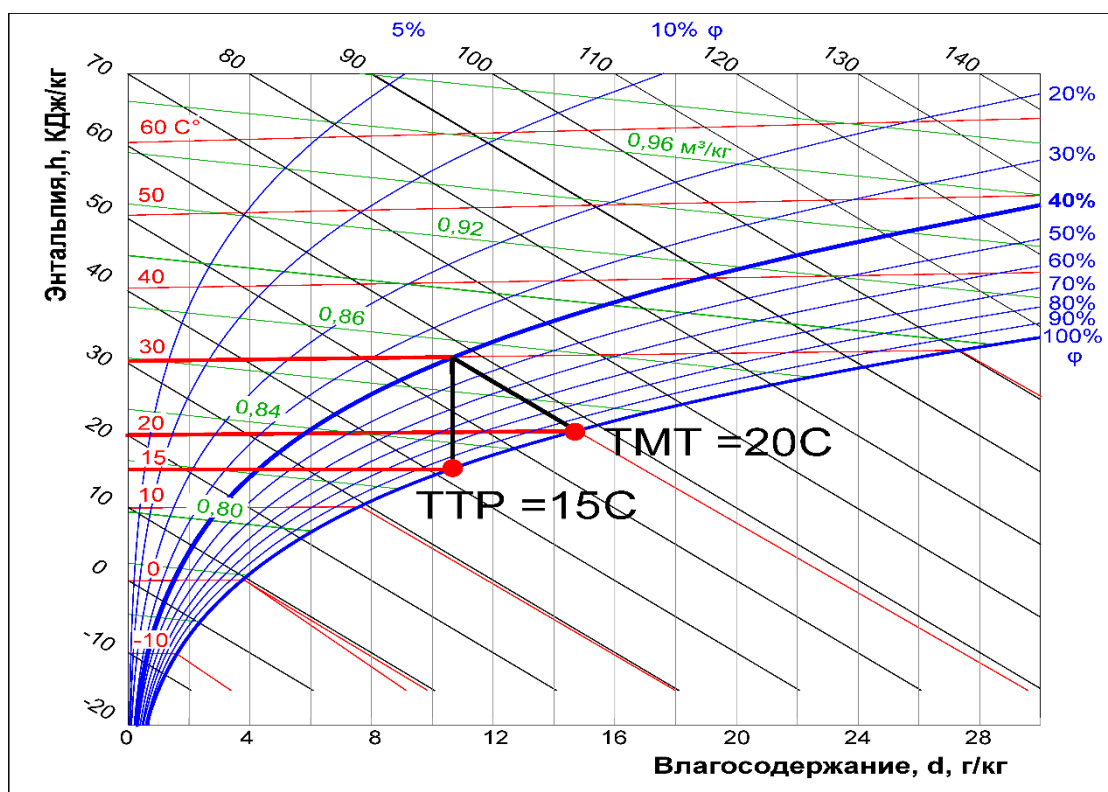
Так как температура воздуха не равна температуре воды, а парциальное давление насыщенного водяного пара над поверхностью воды выше, чем в насыщенном воздухе, то между воздухом и водой будет идти процесс тепло- и массообмена, направленный в сторону более низкого потенциала, т.е. – испарение воды и охлаждение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

На испарение воды требуется тепло (скрытая теплота парообразования), которая в начале поступает от воздуха и воды.

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

Температура мокрого термометра (t_{mm}) – это температура, которую принимает ненасыщенный влажный воздух в результате адиабатного тепло- и массообмена с водой, имеющей постоянную температуру после достижения им насыщенного состояния.

Температура точки росы (t_{rp}) – это температура, до которой необходимо охладить воздух, что бы относительная влажность достигла 100 % (температура образования росы).



Плотность. Плотностью называется масса вещества в единице объема. Единица измерения плотности 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 $1,2\text{ кг/м}^3$.

Плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха, так как водяной пар имеет меньшую молекулярную массу, чем 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 °С 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 °С.

Теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении равна 1,005 кДж/(кг · °С).

Теплоемкость водяных паров равна $1,8 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$.

Точно также, как и с плотностью, в практических расчетах пренебрегают изменением теплоемкости ВВ, связанным с наличием в воздухе водяных паров, и считают теплоемкость ВВ равной теплоемкости СВ, то есть 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 неопределенно-

стью 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, называемую 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.

2. Расчетные параметры внутреннего воздуха

Под расчетными параметрами внутреннего воздуха понимают такие значения температуры, относительной влажности и скорости воздуха, которые должны поддерживаться в *обслуживаемой (комфортная СКВ) или рабочей* (технологическая СКВ) зоне помещения на высоте 2 - 2,2 м.

В верхней зоне помещения, где обычно нет людей, параметры не нормируются.

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 организма 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.

Расчетные 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, ре-

зультирующая температура помещения, локальная асимметрия результирующей температуры.

Допустимые и оптимальные параметры воздуха в обслуживаемой зоне жилых зданий, общежитий и общественных зданий назначаются по таблицам ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные».

Обычно при наличии избытков тепла в помещении назначают температуру, соответствующую верхней границе допускаемого 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° выше наружной ($t_{в} = t_{н} + 3^{\circ}\text{C}$).

Учитывая, то при температуре 28 °С большинство людей ощущает тепловой дискомфорт, и резко падают их внимание и работоспособность, при умеренном климате ($t_{н} < 25^{\circ}\text{C}$) 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 ($t_{н} 25^{\circ}\text{C}$) допускаемое значение увеличивают до 33°. 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 сам 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, $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, нет смысла ориентироваться на допустимое значение $t_{в} = 15 + 3^{\circ} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$, так как оно не соответствует оптимальным параметрам даже для холодного периода. В этой ситуации целесообразно поднять внутреннюю температуру до $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, так как она более благоприятна для человека. Кроме того, такое решение позволяет увеличить рабочий перепад температур и тем самым существенно уменьшить требуемый расход воздуха в теплый период.

Расчетную концентрации углекислого газа (диоксид углерода, двуокись углерода, 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 диапазон условий, который должен быть выдержан в течение отопительного периода, во всех случаях важной является степень обеспеченности поддержания заданных внутренних условий. Обеспеченность устанавливает, как часто или насколько продолжительными могут быть отклонения внутренних условий от заданных расчетных.

Такие здания, как больницы, родильные дома, детские ясли, а также некоторые цехи с жесткими технологическими режимами, требуют высокой степени обеспеченности расчетных условий. Заданные условия в них должны выдерживаться практически при любой погоде, какая может быть в районе строительства. В зданиях общего назначения (жилые дома, общежития, залы музеев, книгохранилища, цехи с фиксированными рабочими местами и т. д.) возможны разовые кратковременные отклонения от расчетных условий. В зданиях второстепенного назначения, периодически функционирующих, с кратковременным пребыванием людей (торговые и выставочные залы, залы ожидания для пассажиров, монтажные цехи и др.) степень обеспеченности расчетных внутренних условий может быть еще более низкой.

Таким образом, для помещений различного назначения должны быть заданы не только расчетные внутренние условия, но и показатели степени их обеспеченности.

Обеспеченность условий характеризуется коэффициентом обеспеченности $K_{об}$. Величина коэффициента обеспеченности по числу n случаев показывает в долях единицы или процентах число случаев, когда недопустимо отклонение от расчетных условий.

Зная K_{OB} можно сказать, в скольких случаях (в процентах или долях) возможно отклонение от расчетных условий. Например, если $K_{OB} = 0,9$, это означает, что только в пяти зимах из 50 (или 10 из 100) в периоды наибольших зимних похолоданий могут быть отклонения условий в помещении от расчетных. Коэффициент обеспеченности характеризует и продолжительность возможных отклонений.

**Коэффициент обеспеченности расчетных условий
для холодного периода года**

Характеристика основных помещений	Уровень требований	Коэффициент обеспеченности
Повышенные санитарно-гигиенические или технологические требования	Повышенные - П	$\approx 1,0$
Круглосуточное пребывание людей или постоянный технологический режим	Высокие - В	0,9
Ограниченное во времени пребывание людей	Средние - С	0,7
Кратковременное пребывание людей	Низкие - Н	0,5

Лекция 7

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Основные параметры наружного воздуха.
- 2) Выбор параметров наружного воздуха.
- 3) Расчетные параметры удаляемого воздуха.
- 4) Схемы циркуляции воздуха в помещении.
- 5) Воздухообмен в помещении.

1. Основные параметры наружного воздуха

Расчетные параметры наружного воздуха – это параметры, на которые выполняются все расчеты при проектировании кондиционирования.

Основными расчетными параметрами наружного воздуха являются температура, энтальпия и скорость наружного воздуха. Наружные параметры задаются для трех периодов: холодного, теплого и переходного.

Переходный период является неким расчетным граничным состоянием 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 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 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.

Расчетные параметры наружного воздуха являются нормативными и их выбор оговорен в СНиП 23-01-99.

Для населенных пунктов, которых нет в таблице расчетную температуру наружного воздуха в теплый период определяют по формуле

$$t = (t_1 + t_{\max}) / 2 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где t_1 – средняя летняя температура в этом населенном пункте самого жаркого месяца в 13.00, °С; $t_{\max}$ – максимальная летняя температура в данном населенном пункте, °С.

Данные t_1 , $t_{\max}$ принимают по климатическим справочникам.

Расчетную φ определяют по справочной средней для этой местности самого жаркого месяца в 13.00 при t_1 и определяют соответствующей влажностью d_1 . Далее по диаграмме i-d влажного воздуха по известным значениям d_1 и t определяют значение φ , которое будет расчетным значением относительной влажности наружного воздуха для этого населенного пункта.

2. Выбор параметров наружного воздуха

Принципиальные подходы к назначению расчетных параметров рассмотрим на примере температуры наружного воздуха.

Температура наружного воздуха изменяется непрерывно. Существуют суточные колебания, изменение температуры в течение месяца 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. Нередом 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. 1. 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 системы 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. Этих 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.

При выборе расчетного коэффициента обеспеченности учитывают период года и уровень требований к зданию. Для некоторых производственных зданий с 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. Это примерно соответствует коэффициенту обеспеченности 98 %, при этом продолжительность отклонения параметров от расчетных составит примерно 50 часов.

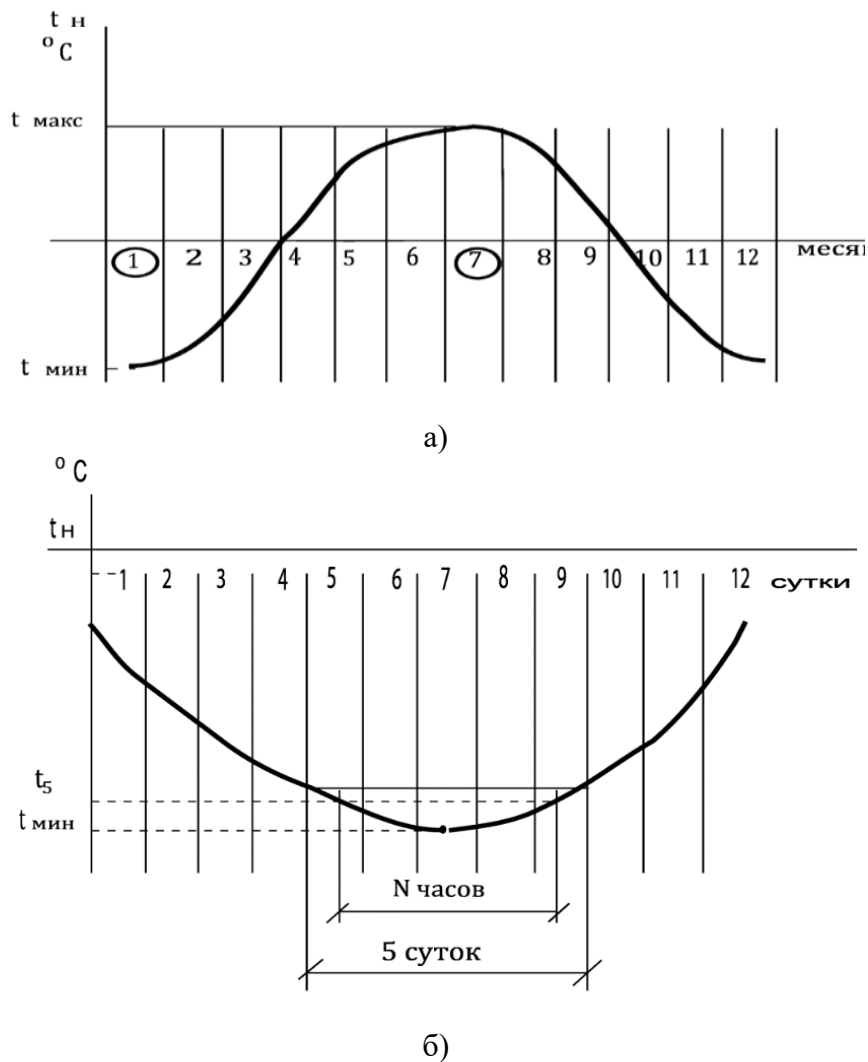


Рис. 1. К понятию расчетной температуры наружного воздуха:
 а) годовой график изменения среднесуточной температуры;
 б) к понятию расчетной температуры холодного периода (холодной пятидневки)

Такой короткий срок объясняется тем, что при более 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, соответствующим коэффициенту обеспеченности 70 %, при этом продолжительность отклонения параметров от расчетных составит примерно

400 часов. В этом случае температура для теплого периода примерно соответствует средней температуре самого жаркого месяца.

Для более ответственных помещений, к которым предъявляются более высокие требования, следует проектировать системы кондиционирования воздуха, которые рассчитываются по параметрам с повышенным (пониженным) коэффициентом обеспеченности для теплого периода.

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

3. Расчетные параметры удаляемого воздуха

Если воздух удаляется непосредственно 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 зону и верхнюю зону*. 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 зону и верхнюю зону достаточно *условно*, так как часто очень трудно выделить из общего количества теплоступления и вредности, поступающие именно в рабочей зоне. 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 следствия, 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 зоны.

В принципе, деление помещения на две зоны придумано для того, чтобы отразить тот факт, что главной заботой кондиционирования и обслуживаемой ею зоной 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 поме-

щения. Однако теплый воздух всегда стремится вверх, и в верхней зоне, как правило, температура воздуха выше, чем в РЗ. 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 метра от пола или 1,5 метра 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 метр 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.

Величина градиента температуры зависит от избытков теплоты в помещении и интенсивности циркуляции воздуха в помещении.

4. Схемы циркуляции воздуха в помещении

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.

Это свойство воздуха может использоваться для обогрева помещения в ночное время с использованием естественного аккумулятора тепла, например, земли теплиц.

Если приточный воздух подается в помещение мощными сосредоточенными струями с высокими скоростями (как правило, в верхнюю зону), то такая схема явно нарушает естественного движения конвективных потоков

около нагретых объектов в помещении. При этом нагретый воздух, поднявшийся вверх, вовлекается приточными струями в общую циркуляцию воздуха в помещении, и поступает обратно в нижнюю зону. Иными словами, приточные струи непрерывно размывают образующуюся сверху 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. 2.

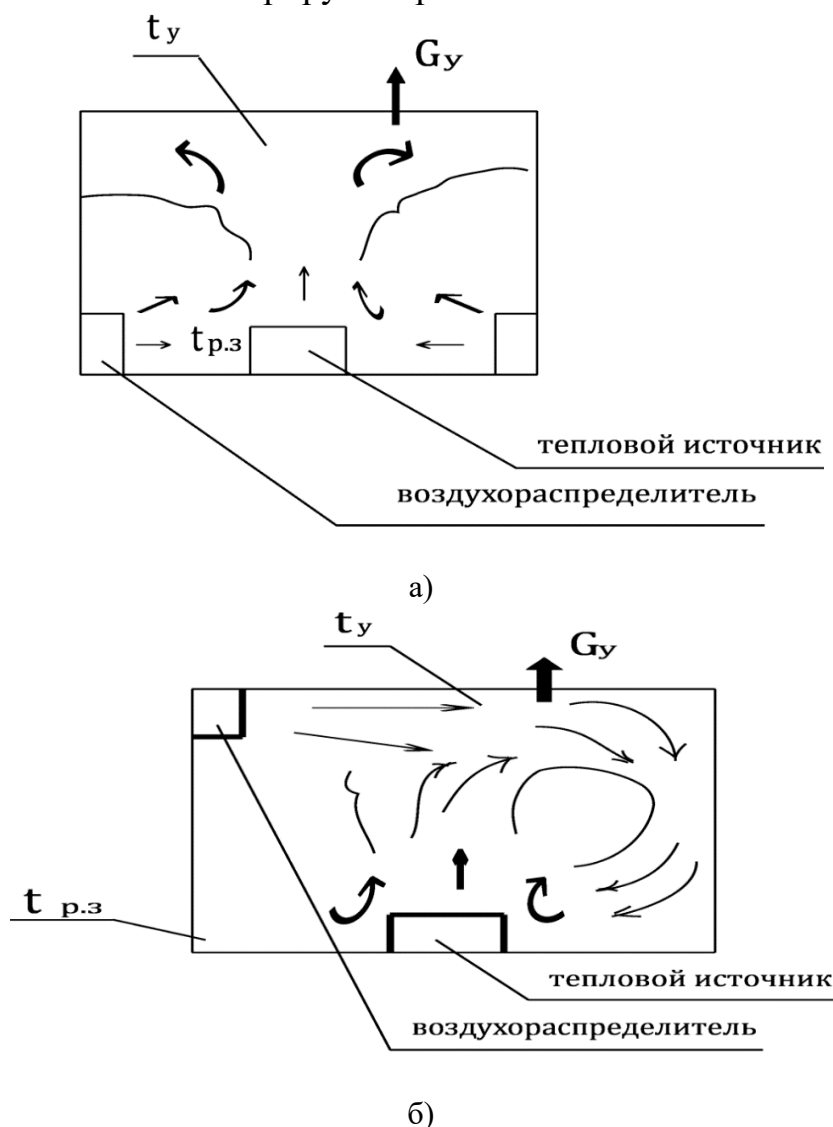


Рис. 2. Схемы циркуляции воздуха в помещении (к понятию градиента температуры в помещении):
а) при рассредоточенной подаче воздуха в рабочую зону с малыми скоростями;
б) при сосредоточенной подаче воздуха в верхнюю зону мощными приточными струями

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 рассредоточено 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/м³

Рекомендуемые значения градиентов температуры приведены в табл. 1.

Таблица 1

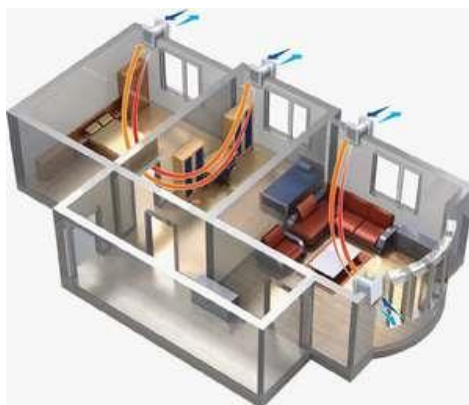
Теплонапряженность помещения (удельные избытки явного тепла) q , Вт/м ³	Градиент температуры $gradt$, °С/м
Более 23	0,8 – 1,5
11,6 - 23	0,3 – 1,2
Менее 11,6	0 – 0,5

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

5. Воздухообмен в помещении. Кратность воздухообмена

Очень важным, является количество подаваемого воздуха в помещение.

Кратность воздухообмена – это санитарный показатель, показывающий, какое количество раз (в течение 60 минут) воздух в помещении полностью заменяется на новый. От его значения зависит комфорт и безопасность пребывания людей в помещении. Нормы воздухообмена различного типа помещений определяется согласно нормам проектирования соответствующих зданий и сооружений (СНиП 2.08.01-89*, СНиП 2.08.02-89*, СНиП 2.09.04-87*), а также рядом других нормативных документов (СНиП 2.04.05-91* и др.).



Воздухообмен бывает двух видов:

1. Естественный: происходит из-за разницы давления воздуха внутри помещения и за его пределами.

2. Искусственный: осуществляется при помощи проветривания или применения разнообразных систем кондиционирования и вентиляции.

Большинство недавно возведённых зданий, оснащены герметичными окнами и утеплёнными стенами. Это помогает снизить затраты на отопление в холодный период года, но приводит к полному прекращению естественной вентиляции. Из-за этого воздух в помещении застаивается, что вызывает быстрое размножение вредоносных микроорганизмов и нарушение санитарно-гигиенических норм. Поэтому в новых строениях важно предусмотреть возможность осуществления искусственной вентиляции воздуха, с учётом показателя кратности:

КРАТНОСТЬ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ (в соответствии со СНиП)

Тип помещения	Кратность	Тип помещения	Кратность	Тип помещения	Кратность
Пекарни	20-30	Оранжереи	25-50	Офисы	6-8
Ванные и душевые	3-8	Парикмахерские	10-15	Рестораны и бары	6-10
Раздевалки с душами	15-20	Вестибюли и лестничные площадки	3-5	Школьные классы	2-3
Кафетерии	10-12	Больничные палаты	4-6	Магазины	8-10
Подвальные помещения	8-12	Домашние кухни	10-15	Спортивные залы	6-8
Чердаки	3-10	Кухни предприятий общепита	15-20	Кладовые	3-6
Спальни	2-4	Прачечные	10-15	Домашние туалеты	3-10
Конференц-залы	8-12	Жилые помещения	3-6	Общественные туалеты	10-15
Гаражи	6-8	Комнаты переговоров	4-8	Подсобные помещения	15-20
Красильные цехи	25-40	Гаражи, мастерские	6-8	Металлообр-е цеха	20-40

Нормы воздухообмена в помещениях (жилых или производственных) зависят от нескольких факторов:

- назначение здания;
- количество установленных электроприборов;
- теплогенерации всех работающих устройств;
- количество людей, которые постоянно находятся в помещении;
- уровень и интенсивность естественной вентиляции;
- влажность и температура воздуха в комнате.

При естественном воздухообмене кратность не превышает 3-4.

При механической кратность обмена ограничивается мощностью СВ и КВ (вентилятора).

Размер показателя кратности обмена воздуха для административных зданий и офисов значительно больше, чем для жилых помещений. Это связано с тем, что система вентиляции и кондиционирования должна качественно справляться с тепловыделениями, не только от работников, но и от различной офисной техники, а также посетителей, % которых может быть значительным.

Основные требования, предъявляемые к системе вентиляции офисных зданий:

- фильтрация, увлажнение, подогрев или охлаждение воздуха перед его подачей в помещение;
- обеспечение постоянного притока достаточного объёма свежего кислорода;
- обустройство вытяжной и приточной вентиляционной системы;
- использование оборудования, которое в процессе воздухообмена не будет создавать много шума;
- максимально удобное расположение установок для удобства проведения ремонтных и профилактических мероприятий;
- возможность регулировать параметры вентиляционной системы и адаптировать её работу под меняющиеся погодные условия;
- способность обеспечивать качественный воздухообмен при минимальных затратах электроэнергии;
- необходимость иметь небольшие габариты.

Для правильной настройки системы кондиционирования и вентиляции необходимо точно рассчитать кратность и сопоставить её с нормами СНиП 31-05-2003, которые предусматривают такое значение:

- рабочая комната сотрудников – 20 на каждого человека;
- кабинет управляющих – 3;
- зал для совещаний и конференц-зал – 20 на 1 посетителя;
- комнаты для курения – 10;
- санузел, умывальная и душевая – 20;
- кладовая и комната для хранения документации – 0,5;
- в техническом помещении – 1.

Размер показателя кратности обмена воздуха для производственных зданий и помещений зачастую больше, чем для офисных зданий и помещений.

Особенно важно обеспечить хороший воздухообмен в помещениях промышленного назначения, где люди трудятся в максимально вредных условиях. Для снижения негативного влияния на их здоровье необходимо правильно оборудовать систему вентиляции и рассчитать кратность воздухообмена.

На итоговые значения влияют нескольких основных факторов:

- Объём и форма здания цеха. От первого параметра будет зависеть количество воздуха, который нужно будет замещать свежим, а от второго – характер движения воздушных потоков (образование застойных зон, возникновение завихрения и прочее).
- Количество людей, ежедневно работающих в помещении. Каждому сотруднику требуется примерно одинаковое количество кислорода, поэтому для расчётов берут среднестатистический показатель.
- Интенсивность физического труда. При выполнении работы, которая не требует значительных усилий, достаточно будет минимальной кратности, а при больших физических нагрузках – максимальной.
- Характер технологического процесса и степень загрязнения вредными веществами. Для каждого химического соединения рассчитана максимально допустимая концентрация, при которой оно не будет оказывать негативное воздействие на организм человека. Исходя из этого определяется требуемая интенсивность аэрации, позволяющая концентрации оставаться в безопасных пределах.
- Тепло, которое выделяется при работе оборудования. Система естественной или искусственной вентиляции должна справляться с избыточным теплом, идущим от работающих станков и прочих устройств.
- Избыточная влага. Этот фактор учитывается только на тех предприятиях, где технологический процесс предусматривает использование различных жидкостей. Они медленно испаряются и постепенно повышают влажность в здании цеха.

Определяют оптимальное значение кратности воздухообмена для производственных помещений по таблице СНиП 2.04.05-91. В ней указана величина этого параметра для каждого конкретного помещения.

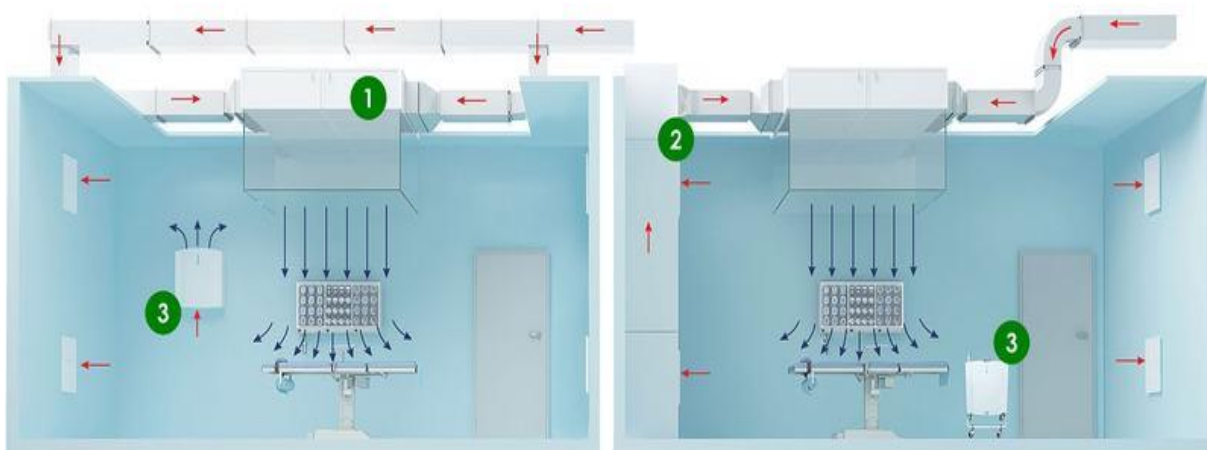
Рекомендуемые показатели:

- Цеха, где выполняется работа, не требующая больших физических усилий – 25.
- Площадки, где сотрудники выполняют простую работу с редким применением физической силы – 30.
- Производственные помещения, где проводятся различные манипуляции, требующие значительных затрат сил – 35.
- Красильные цеха – 40.

- Промышленные площадки, где в процессе работы используются токсичные и летучие вещества – 45.

Системы вентиляции

Не менее важна хорошая работа вентиляционной системы и для медицинских учреждений, особенно тех, где лечатся дети и больные, находящиеся в тяжёлом состоянии. Кратность воздухообмена для лечебных заведений регламентируется СНиП 2.08.02-89. В нём перечислены все имеющиеся в больнице помещения, где могут находиться люди.



Основными из них являются:

- Палаты для стационарного лечения инфекционных больных – 160.
- Палаты для взрослых и детей, которые лечатся от заболеваний неинфекционного характера – 80.
- Кабинеты врачей и лаборантов – 60.
- Помещения, предназначенные для проведения мануальной и иглорефлексотерапии, а также все другие комнаты с наличием постоянных рабочих мест – 60.
- Небольшие помещения, где нет постоянных рабочих мест – 1.
- Помещения, в которых хранятся стерильные материалы и медицинские препараты – 4.
- Кабинеты ультразвуковой и функциональной диагностики, а также лифтовые холлы – 3.
- Комнаты, отведённые под процедурные – 4.
- Места проведения рентгенодиагностических и флюорографических обследований – 4.
- Комнаты для санитарной обработки больных – 5.
- Помещения для приёма и сортировки анализов – 3.
- Чистая зона центрального стерилизационного и дезинфекционного отделения (ЦСО и ДСО) – 3 и более.
- Грязная зона ЦСО и ДСО – не менее 5.
- Залы для занятия лечебной физкультурой – 60.
- Процедурная, предназначенная для введения радиофармацевтических лекарственных средств – 6.

- Кабинет для проведения обыкновенной и однофотонной позитронно-эмиссионной томографии – 6.



- Лаборантские клинических анализов, а также мастерские по ремонту и обслуживанию различного медицинского оборудования, имеющего небольшие размеры – 3.
- Комната для мытья, стерилизации суден, сортировки грязного белья, хранения предметов уборки и дезинфицирующих средств – 5.
- Помещение для хранения чистых материалов, гипса, инвентаря, переносной медицинской аппаратуры – 1.
- Вестибюли, справочные, места регистрации больных, гардеробные, медицинские архивы, кладовые вещей и одежды – 1.
- Столовая и буфетная для больных, находящихся на стационарном лечении – 2.

Лекция 8

I-d-ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Схема I-d-диаграммы влажного воздуха.
- 2) Угловой коэффициент луча процесса I-d-диаграммы.
- 3) Процессы тепловлажностной обработки влажного воздуха на I-d-диаграмме.
- 4) Смешение влажного воздуха.

1. Схема I-d-диаграммы влажного воздуха

I-d-диаграмма влажного воздуха (рис. 1) представляет собой графическую зависимость между основными параметрами воздуха t , φ , I , d , $p_{\text{п}}$ при определенном барометрическом давлении. Диаграмму влажного воздуха разработал Л.К. Рамзин в 1918 году (в иностранной литературе диаграмму влажного воздуха называют диаграммой Молье). По оси ординат отложены значения энтальпий I , кДж/кг сух. возд., по оси абсцисс, направленной под углом 135° 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 φ . Если положение изотерм $t = \text{const}$ и изоэнтальпий $I = \text{const}$ в I-d-диаграмме не зависит от барометрического давления P_0 , то положение кривых $\varphi = \text{const}$ меняется при его изменении. I-d-диаграмма построена для стандартного давления, равного 101,3 кПа. При повышении барометрического давления линия насыщения смещается вверх, а при понижении – вниз. При изменении барометрического давления в пределах $\pm 7,5$ мм рт. ст. изменения параметров воздуха будут незначительными, и их можно не учитывать.

В нижней части I-d-диаграммы расположена кривая, имеющая самостоятельную ось ординат. Эта кривая связывает влагосодержание d_c парциальным давлением водяных паров $P_{\text{п}}$, в кПа (или мм рт. ст.). Ось ординат является шкалой парциального давления водяного пара $P_{\text{п}}$. Для определения парциального давления водяного пара для влажного воздуха, в точке «а» нужно по линии $d = \text{const}$ опуститься до кривой парциальных давлений и снять показание $P_{\text{п}}$ на оси ординат.

По контуру I-d-диаграммы построена шкала угловых коэффициентов лучей процессов изменения состояния воздуха (шкала тепловлажностных отношений).

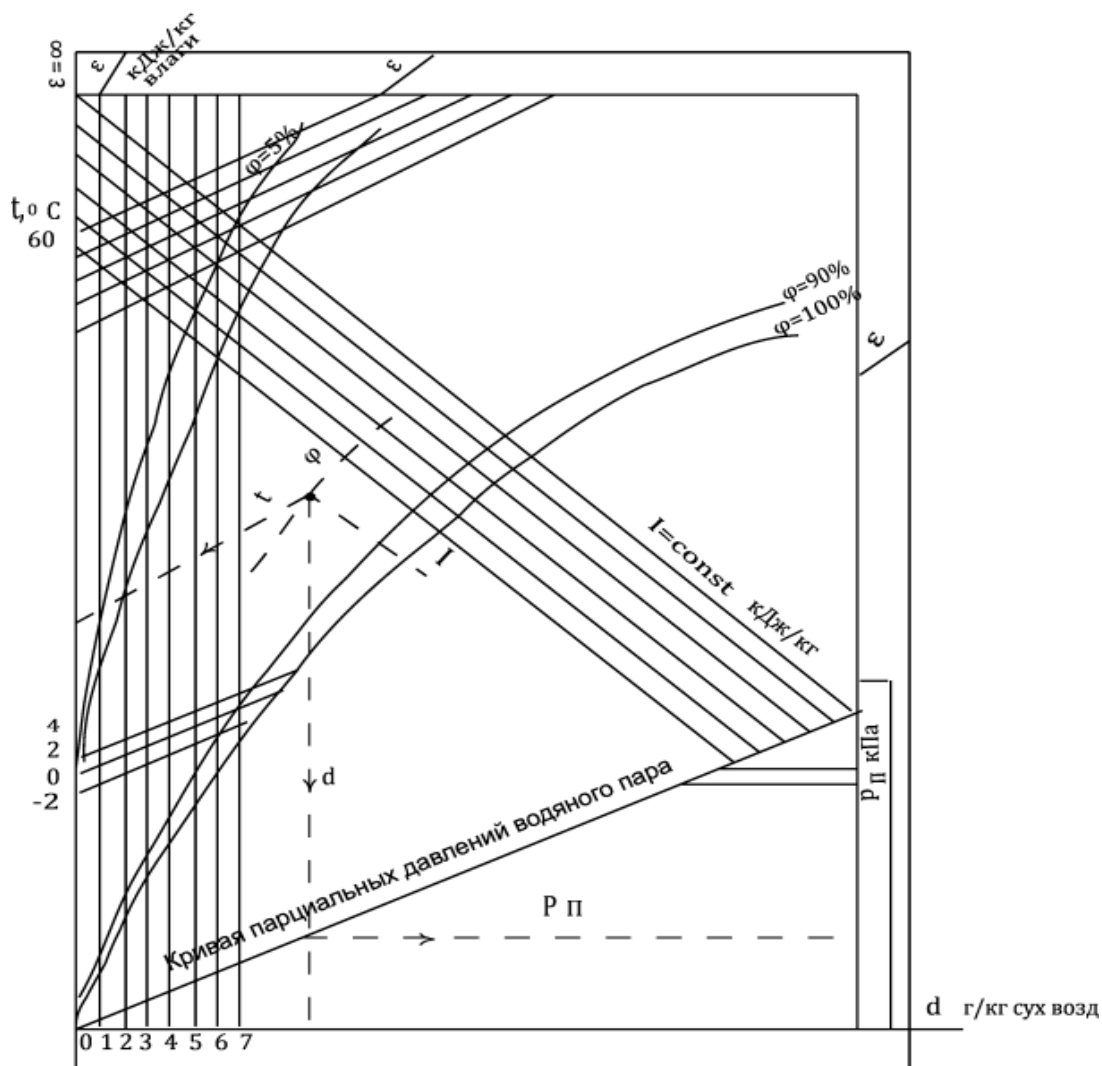


Рис. 1. Схема i-d-диаграммы влажного воздуха

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 тепло-влажностному состоянию воздуха. Положение точки определяется любыми двумя из пяти параметров: t , φ , I , d , $p_{\text{п}}$. 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.

2. Угловой коэффициент луча процесса I-d-диаграммы

При кондиционировании воздуха происходят изменения его тепловлажностного состояния, которое удобно проследивать и рассчитывать с помо-

щью I-d-диаграммы (рис. 2). Линия, соединяющая две точки и характеризующая изменение тепловлажностного состояния воздуха, называется лучом процесса. Положение луча процесса на I-d-диаграмме определяется *угловым коэффициентом* ε .

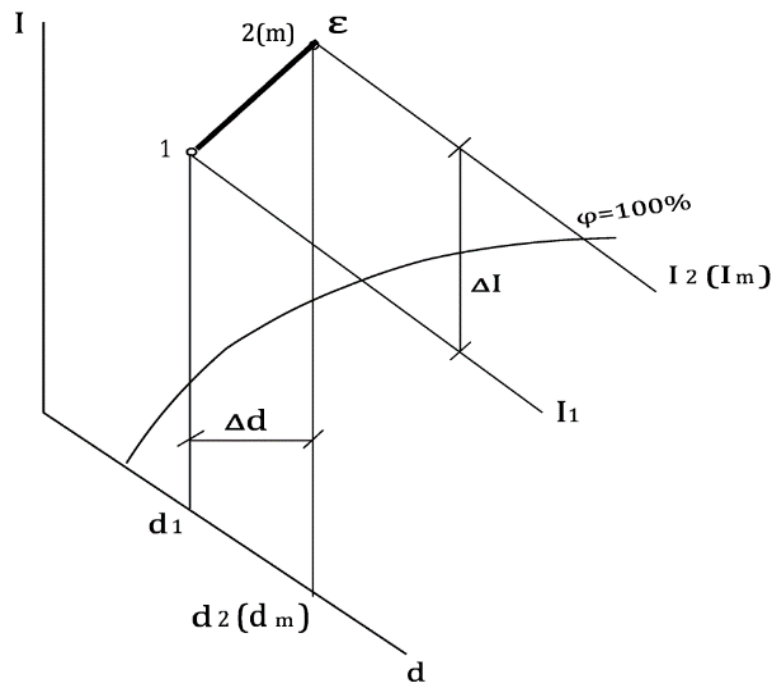


Рис. 2. К определению направления линии изменения состояния воздуха на I-d-диаграмме

$$\varepsilon = \frac{\sum Q_{\pi}}{\sum W}, \text{ кДж/кг } H_2O$$

где $\sum Q_{\pi}$ – суммарное количество полного тепла, кДж/ч; $\sum W$ – суммарное количество влаги, кг/ч.

При $\sum Q_{\pi} = 0 \rightarrow \varepsilon = 0$.

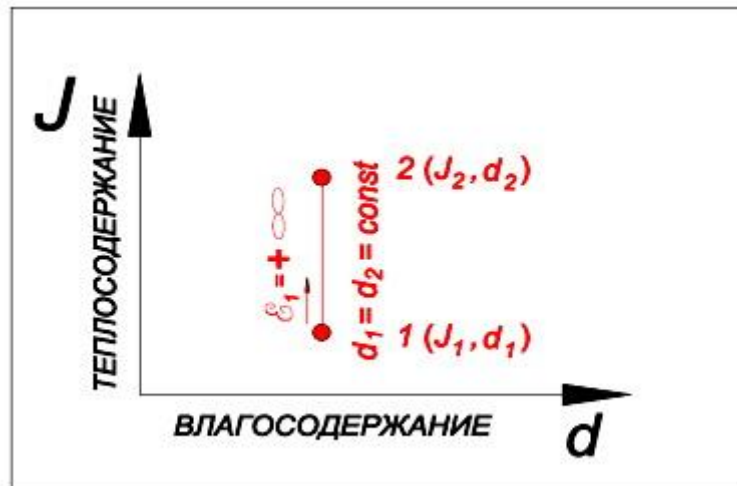
При $\sum W = 0 \rightarrow \varepsilon = \infty$.

3. Процессы тепловлажностной обработки влажного воздуха на I-d-диаграмме

Рассмотрим характерные случаи изменения состояния влажного воздуха и их схематичное изображение на I-d-диаграмме. Для удобства изображения возьмём систему прямоугольных (Декартовых) координат.

Случай 1.

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



Линия [1-2] показывает изменение состояния влажного воздуха при нагревании его без подвода и отвода влаги.

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

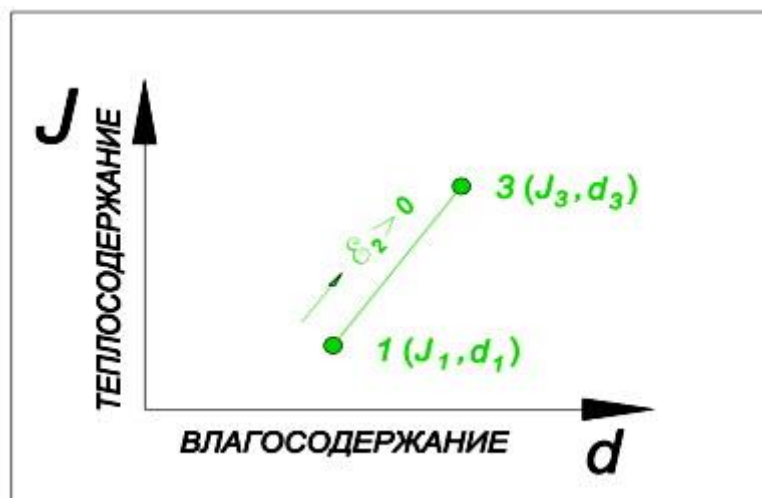
Луч процесса изображается вертикальной прямой, параллельной линии $d = \text{const}$ и направлен снизу-вверх. Точка (1) соответствует начальному состоянию воздуха, точка (2) – конечному.

Величина тепло-влажностного (углового) коэффициента $\varepsilon = \infty$ при условии, что $I_2 > I_1$.

Случай 2.

Влажный воздух одновременно поглощает 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 воздуха будет определяться параметрами I_3 и d_3 (точка (3)), то при $I_3 > I_1$ и $d_3 > d_1$ направление луча процесса будет соответствовать линии [1-3].



Линия [1-3] показывает изменение состояния влажного воздуха с одновременным нагреванием и увлажнением.

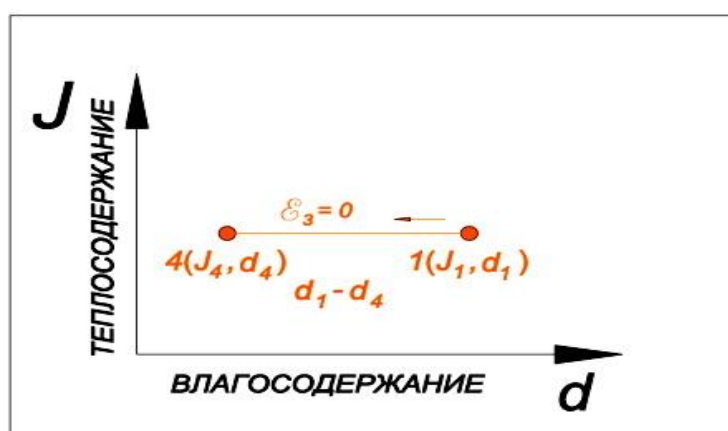
Такое изменение параметров влажного воздуха происходит в обслуживаемых помещениях.

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 .

Случай 3.

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

Такие процессы называют адиабатными, т.е. протекающими при постоянной энтальпии воздуха.

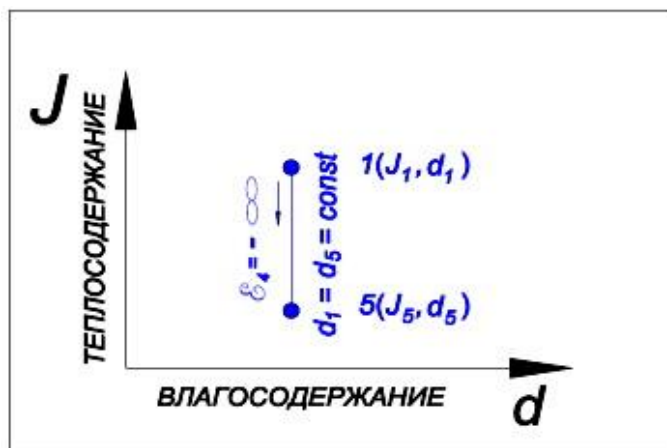


Линия [1-4] показывает изменение состояния влажного воздуха при осушении без подвода и отвода теплоты. Адиабатное осушение, т.е. понижение влагосодержания при постоянной энтальпии, широко применяется в системах кондиционирования, в частности в оросительной камере, где с помощью форсунок производится 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 остаётся постоянной, поскольку притока теплоты со стороны практически нет, т.е. $I_1 = I_4 = \text{const}$. Процесс изображается на I-d диаграмме линией [1-4]. Точка (1) показывает начальное состояние влажного воздуха. Изменение состояния происходит по линии $I = \text{const}$. Практически в камерах орошения воздух удаётся увлажнять до значения относительной влажности $\varphi = 90 - 95 \%$. Этому соответствует точка (4).

Случай 4.

Влажный воздух отдаёт теплоту ($I_1 > I_5$) при неизменном влагосодержании ($d_1 = d_5 = \text{const}$), т.е. процесс, как и в первом случае, будет характеризо-

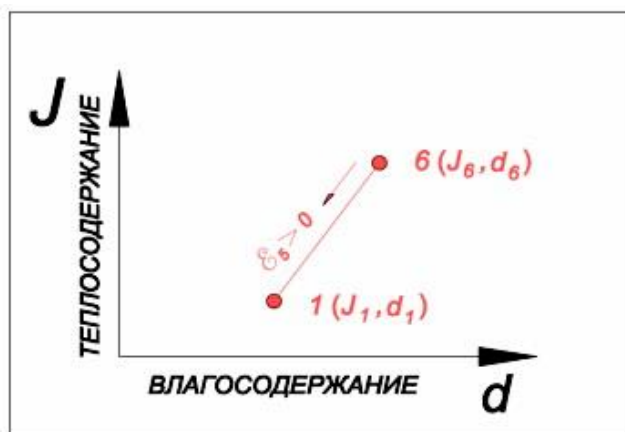
ваться лучом, параллельном линии $d = \text{const}$, но направление его будет от точки (1) не вверх, а вниз. Значение тепло-влажностного коэффициента $\varepsilon = -\infty$.



Линия [1-5] показывает изменение состояния влажного воздуха при охлаждении без подвода и отвода влаги. Охлаждение воздуха при $d=\text{const}$, как и нагревание его, может осуществляться в поверхностных воздухоохладителях. Луч процесса охлаждения направлен вертикально вниз из точки (1) к точке (5). При «глубоком» охлаждении воздуха луч процесса может быть вертикально продолжен до точки росы (ТР), расположенной на линии относительной влажности $\varphi=100\%$. Дальнейшее охлаждение воздуха будет идти по линии насыщения и сопровождаться конденсацией водяных паров и осушкой воздуха, т.е. будет уменьшаться влагосодержание воздуха. Охлаждение влажного воздуха при $d=\text{const}$ может осуществляться лишь до точки росы.

Случай 5.

Влажный воздух отдаёт теплоту ($I_6 > I_1$) и влагу ($d_6 > d_1$), т.е. происходит охлаждение и осушка воздуха. Значение углового коэффициента в этом случае $\varepsilon > 0$.

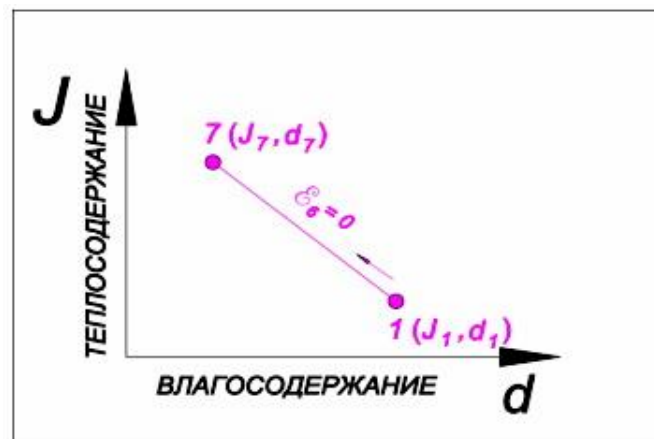


Линия [6-1] показывает изменение состояния влажного воздуха при одновременном охлаждении и осушении. Приращение энтальпии ΔI и приращение влагосодержания Δd имеют отрицательные значения, поэтому направ-

ление процесса изменения состояния воздуха будет характеризоваться лучом [6-1], имеющим направление от точки (6) к точке (1). Такой процесс может происходить как в камере орошения кондиционера, так и в других установках для обработки воздуха. Для охлаждения и осушки воздуха в оросительной камере должна установиться температура ниже точки росы, что достигается подачей к распылительным форсункам охлажденной воды.

Случай 6.

Влажный воздух, имеющий параметры I_1, d_1 (точка (1)) отдаёт влагу ($d_1 > d_7$) при постоянной энтальпии ($I_1 = I_7 = \text{const}$), т.е. воздух осушается. При этом тепло-влажностный коэффициент $\varepsilon = 0$.



Линия [1-7] показывает изменение состояния влажного воздуха при осушении без подвода и отвода теплоты.

Приращение влагосодержания в этом случае будет отрицательным и направление луча процесса будет от точки (1) к точке (7).

Процесс осушки воздуха при $I = \text{const}$ можно осуществлять с помощью абсорбентов, например, концентрированных растворов солей хлористого кальция, хлористого лития и др., а также с помощью адсорбентов, например, силикагеля.

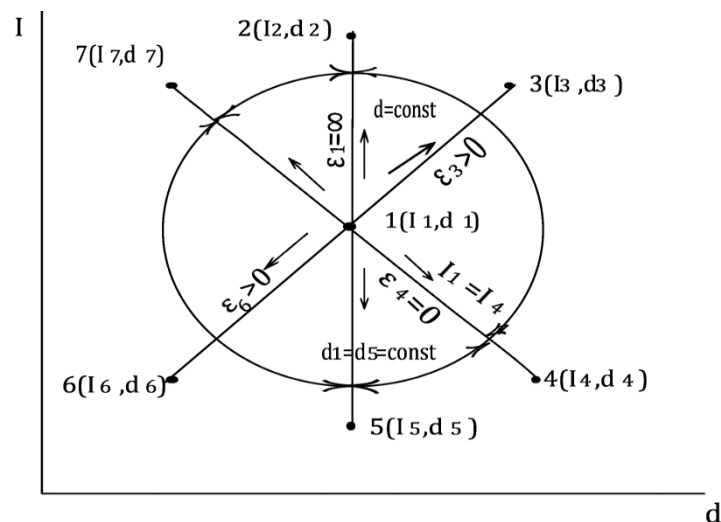


Рис. 3. Зоны тепловлажностной обработки воздуха

По совокупности всех рассмотренных шести случаев, I-d-диаграмма, по отношению к внутреннему воздуху, разбивается на 4 зоны (рис. 3):

- I зона ε от $+\infty$ до 0 - это нагрев и увлажнение;
- II зона ε от 0 до $-\infty$ - это охлаждение и увлажнение;
- III зона ε от $-\infty$ до 0 - это охлаждение и осушка;
- IV зона ε от 0 до $+\infty$ - это нагрев и осушка – в вентиляции и кондиционировании не используется.

Процессы, не являющиеся основными, называются политропными.

Изотермический процесс $t = \text{const}$ характеризуется значением $\varepsilon = 2530$ кДж/кг.

4. Смешение влажного воздуха

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. 4) в количестве G_1 с воздухом состояния (2) в количестве G_2 , то точка смеси (3) разделит отрезок [1-2] или его проекции ΔI_{1-2} и Δd_{1-2} на части {1-3}, {3-2} или ΔI_{1-3} , ΔI_{3-2} и Δd_{1-3} , Δd_{3-2} :

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

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно прямой [1-2] отложить отрезок [1-3] или [3-2], найденные из пропорции.

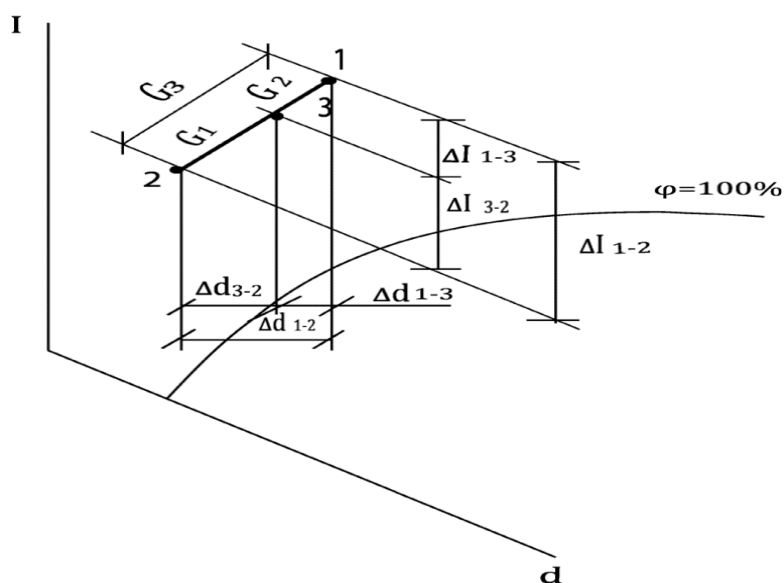


Рис. 4. I-d-диаграмма с режимом смешения двух масс воздуха различного состояния

Положение точки (3) можно определить графически по правилу «рычага»: точка (3) делит отрезок [1-2] на части, обратно пропорционально количествам сухой части смешиваемого воздуха. По этому правилу нужно разделить отрезок [1-2] на $n+1$ -частей ($n = G_1 / G_2$) и отложить одну часть от точки с большим расходом.

Лекция 9

ПРЯМОТОЧНАЯ СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха.
- 2) Построение процессов обработки воздуха в прямоточной СВК для теплого периода.
- 3) Построение процессов обработки воздуха в прямоточной СВК для холодного периода.

1. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха

В тех случаях, когда с помощью испарительного (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.

Исходными данными для построения процесса кондиционирования воздуха являются на I-d- диаграмме являются расчетные параметры наружного воздуха в теплый период - φ_n и t_n , заданные параметры внутреннего воздуха φ_v и t_v , величина углового коэффициента луча процесса обработки воздуха в помещении ε_n , вычисленная на основании известных количеств тепла и влаги, выделяющихся в помещении.

На рис. 1 изображена принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха. Согласно этой схеме наружный воздух через воздухозаборное устройство и фильтр в количестве G_0 поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлажденная вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

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 воздуха после ороси-

тельной камеры направляется в воздушнонагреватель второго подогрева, в котором он нагревается до заданной температуры выхода из кондиционера. Эту температуру обычно принимают на $1 \dots 1,5$ °С 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, перемещающего по воздуховоду.

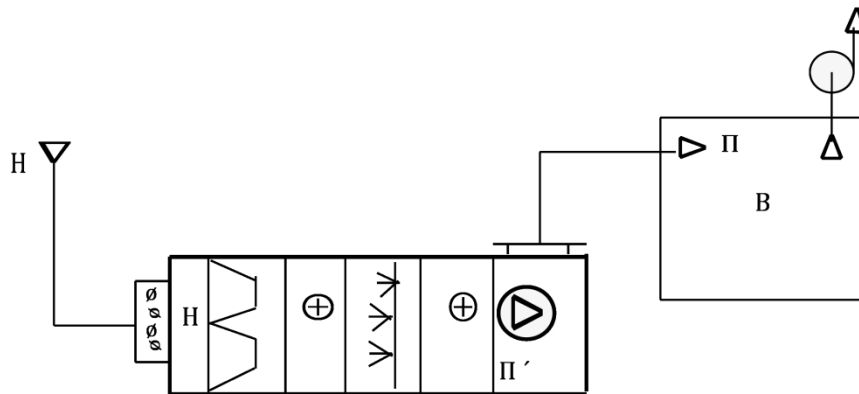


Рис. 1. Схема проточной СКВ

- 1 – воздухозаборное устройство; 2 – фильтр; 3 – воздушнонагреватель 1-го подогрева;
4 – оросительная камера; 5 – воздушнонагреватель 2-го подогрева;
6 – приточный вентилятор; 7 – помещение; 8 – вытяжной вентилятор

2. Построение процессов обработки воздуха в проточной СВК для теплого периода

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 ε ;
- 3) определяем параметры приточного воздуха, для этого определяем температуру приточного воздуха t_n

$$t_n = t_g - \Delta t_{don},$$

где Δt_{don} – допустимая разность температур между приточным и внутренним воздухом, которая зависит от способа подачи и удаления воздуха в помещении.

Для расчета воздухообмена принимают при подаче воздуха:

- непосредственно в рабочую зону $\Delta t_{don} = 2$ °С;
- на высоту 2,5 м и выше $\Delta t_{don} = (4 \dots 6)$ °С;
- на высоту более 4 м от пола $\Delta t_{don} = (6 \dots 9)$ °С;

- воздухораспределителями (плафонами) $\Delta t_{don} = (8...15) ^\circ\text{C}$.

Проводим изотерму t_{Π} до пересечения с лучом процесса ε 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;

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

5) от точки (П) по линии [ПО] откладываем вниз отрезок в 1°C , ставим точку (П') (отрезок [ПП'] характеризует, нагрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе), отрезок [ОП'] характеризует, нагрев воздуха в воздушнонагревателе второго подогрева;

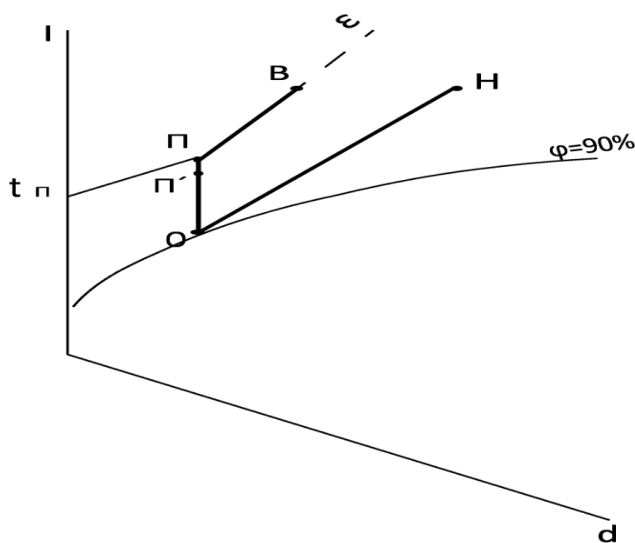


Рис. 2. Построение процессов обработки воздуха в приточной СВК для теплого периода

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

$$G = \frac{Q}{i_B - i_{\Pi}};$$

- для удаления избыточной влаги

$$G = \frac{W}{d_B - d_{\Pi}};$$

где G – расход приточного воздуха, кг/с; Q – количество теплоты, выделяющей в помещении в теплый период, Вт; i_B, i – энтальпия соответственно внутреннего и приточного воздуха, кДж/кг; W – количество влаги, выделяю-

щейся в помещении, кг/с; d_B, d_{II} – влагосодержание соответственно внутреннего и приточного воздуха, г/кг.

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

$$Q_{II} = G(i_{II'} - i_0), \text{ кВт},$$

где Q_{II} – расход тепла через воздухонагреватель (калорифер второго подогрева); $i_{II'}, i_0$ – удельная энтальпия воздуха на выходе и входе в калорифер, кДж/кг.

Охлаждающую мощность оросительной камеры определяют по уравнению

$$Q_{\text{охл}} = G(i_H - i_0), \quad \text{кВт}$$

где $Q_{\text{охл}}$ – охлаждающая мощность оросительной камеры; i_H, i_0 – удельная энтальпия воздуха на входе и выходе из оросительной камеры, кДж/кг.

3. Построение процессов обработки воздуха в прямоточной СВК для холодного периода

Рассмотрим прямоточную СВК для холодного периода. Наружный воздух нагревается в воздухонагревателе первого подогрева, поступает в оросительную камеру, в которой происходит адиабатическое увлажнение воздуха, затем в воздухонагреватель второго подогрева и подается в помещение. Схема обработки воздуха в прямоточной СВК в холодный период показана на рис. 3.

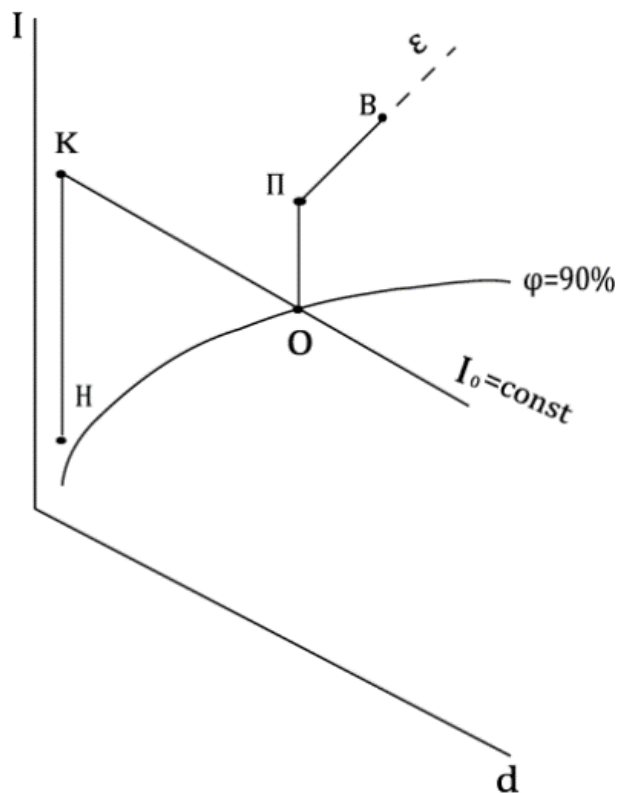


Рис. 3. Построение процессов обработки воздуха в прямоточной СВК для холодного периода

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

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

- 1) определяем положение на I-d-диаграмме положение точек (Н) – параметры наружного воздуха и точки (В) – параметры внутреннего воздуха;
- 2) через точку (В) проводим луч процесса ε для холодного периода;
- 3) определяем положение точки (П), для этого рассчитываем влагосодержание d_{Π} :

$$d_{\Pi} = d_B - \frac{W}{G} \cdot 10^3,$$

где W – влаговыделения в помещении в холодный период, г/ч; G – расход воздуха, рассчитанный в теплый период, кг/ч; d_{Π}, d_B – влагосодержание соответственно приточного и внутреннего воздуха, г/кг.

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

$$i_{\Pi} = i_B - \frac{3,6 \cdot Q}{G},$$

где Q – избыточные тепловыделения в холодный период, Вт; i_{Π}, i_B – энтальпия соответственно приточного и внутреннего воздуха, кДж/кг; 4) проводим линию $d_{\Pi} = \text{const}$ до пересечения с $\varphi = 95 \%$ и ставим точку (О), получаем отрезки [ПО] и [П'О]; 5) через точку (О) проводим линию $i_O = \text{const}$ до пересечения с линией $d_H = \text{const}$ в точке (К).

Получаем следующие отрезки: [НК] –нагрев воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, [КО] – адиабатическое увлажнение воздуха в оросительной камере, [ОП'] – нагрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, [П'П] – подогрев воздуха в вентиляторе и воздухопроводе, [ПВ] – характеризует ассимиляцию теплоты и влаги приточным воздухом в помещении.

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

$$Q_I = G(i_K - i_H);$$

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

$$Q_{II} = G(i_{\Pi} - i_O);$$

где Q_I – расход тепла через воздухонагреватель первого подогрева), кВт; i_K, i – удельная энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер первого подогрева), кДж/кг; где Q_{II} – расход тепла через воздухонагреватель (калорифере второго подогрева), кВт; i_{Π}, i_O – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифере второго подогрева), кДж/кг.

Лекция 10

СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

План лекции

- 1) Принципиальная схема кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией.
- 2) Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в теплый период.
- 3) Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в холодный период.

1. Принципиальная схема кондиционирования воздуха с одной рециркуляцией

На рис. 1 показана принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с одной рециркуляцией. Отличие от проточной системы кондиционирования заключается в наличии канала для рециркуляции воздуха. При этом рециркуляционный воздух может подмешиваться к наружному воздуху либо перед воздухонагревателем первого подогрева, либо после него. На построение процесса кондиционирования воздуха для теплого периода указанное обстоятельство влияния не оказывает.

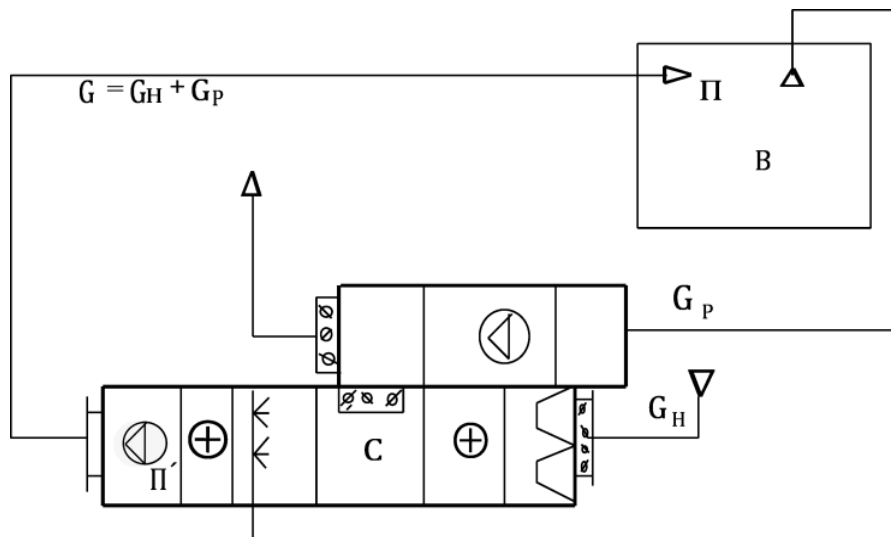


Рис. 1. Принципиальная схема кондиционирования воздуха с одной рециркуляцией

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. Так, например, при при-

2. 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. 2.

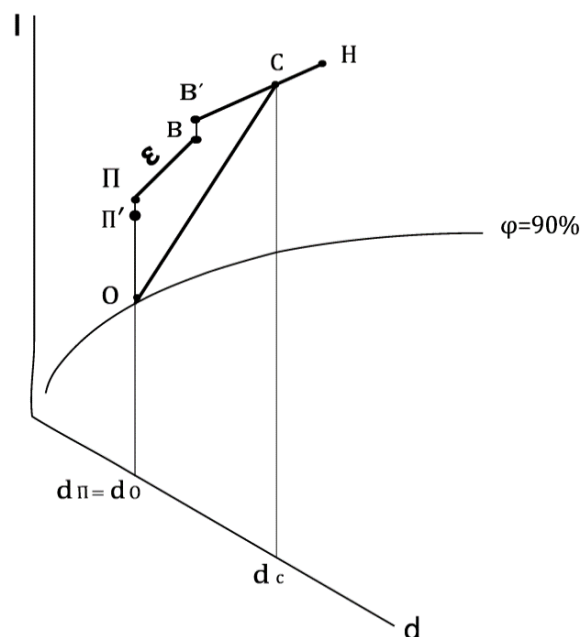


Рис. 2. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в теплый период

Исходными данными являются параметры наружного воздуха в теплый период - φ_n и t_n , заданные параметры внутреннего воздуха φ_v и t_v , величина углового коэффициента луча процесса обработки воздуха в помещении ε_n , 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.

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 ε ;

3) определяем параметры приточного воздуха, для этого определяем температуру приточного воздуха t_{Π} :

$$t_n = t_e - \Delta t_{don},$$

где Δt_{don} – 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 $\Delta t_{don} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- на высоту 2,5 м и выше $\Delta t_{don} = (4 \dots 6) \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- на высоту более 4 м от пола $\Delta t_{don} = (6 \dots 9) \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- воздухораспределителями (плафонами) $\Delta t_{don} = (8 \dots 15) \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Проводим изотерму t_{Π} до пересечения с лучом процесса ε 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

$$G = \frac{Q}{i_B - i_{\Pi}};$$

- для удаления избыточной влаги

$$G = \frac{W}{d_B - d_{\Pi}};$$

где G – расход приточного воздуха, кг/ч; Q – количество теплоты, выделяющей в помещении в теплый период, Вт; i_B , i_{Π} – энтальпия соответственно внутреннего и приточного воздуха; W – количество влаги, выделяющейся в помещении; d_B , d_{Π} – влагосодержание соответственно внутреннего и приточного воздуха;

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

5) от точки (П) по линии [ПО] откладываем вниз отрезок в 1°C , ставим точку (П'). Отрезок [ПП'] характеризует нагрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе, а отрезок [ОП'] нагрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева;

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

7) находим положение точки смеси (С), соответствующую параметрам воздуха после смешения рециркуляционного и наружного воздуха. Соединяем точки (В') и (Н), получаем отрезок [В'Н], характеризующий процесс смешения, определяем положение точки (С) из уравнения

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

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

$$G_p = G - G_H,$$

где G_H — количество наружного воздуха для удаления избытков CO_2 , кг/ч. Минимально необходимое количество G_H можно определить по формуле

$$G_H = G_{\text{CO}_2} / (\text{ПДК} - C_H),$$

где G_{CO_2} — выделение CO_2 в помещении, кг/ч (принимается из расчётов теплового и влажностного режимов помещения); C — концентрация CO_2 в наружном воздухе (0,75 г/кг); ПДК — предельно допустимая концентрация CO_2 (3 г/кг).

При н.у. плотность CO_2 принимается 1,98 кг/м³.

В СКВ количество рециркуляционного воздуха является переменной величиной, изменяется в зависимости от i_n и регулируется, как правило, автоматически. Количество наружного воздуха определяется по Санитарным нормам.

Воздух будет всегда обладать показателями, делающими его пригодным для дыхания, если соблюдены два главных условия:

1. Минимальный объем, поступающего с улицы воздуха — 10 % от объема, перерабатываемого приточной установкой за единицу времени.
2. В воздушной массе, поступившей в помещение, находится 30 % от допустимой концентрации вредных примесей как максимум.

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 второго подогрева определяют по уравнению

$$Q_{II} = G(i_{II'} - i_0);$$

где Q_{II} — расход тепла через воздухонагреватель второго подогрева; $i_{II'}$, i_0 — энтальпия воздуха на выходе и входе в калорифер.

Охлаждающую мощность оросительной камеры определяют по уравнению

$$Q_{\text{охл}} = G(i_n - i_c);$$

где $Q_{\text{охл}}$ — охлаждающая мощность оросительной камеры; i_n , i_c — энтальпия воздуха на входе и выходе из оросительной камеры.

3. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в холодный период

Рассмотрим СКВ с рециркуляцией для холодного периода. Для нее возможны два варианта:

1 вариант — смешения наружного и рециркуляционного воздуха до воздухонагревателя первого подогрева рис. 3, а;

2 вариант – смешение наружного и рециркуляционного воздуха после воздухонагревателя первого подогрева рис. 3, б.

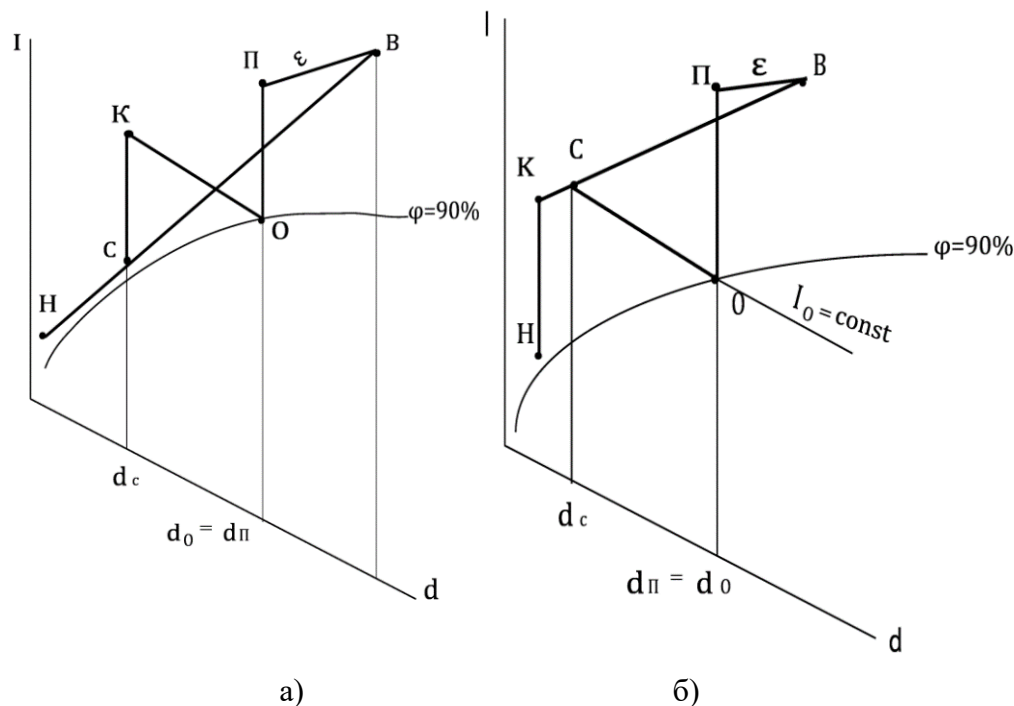


Рис. 3. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с рециркуляцией в холодный период:

- а) смешение наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется до воздухонагревателя первого подогрева;
- б) смешение наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется после воздухонагревателя первого подогрева

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

Порядок построения процессов обработки воздуха на i - d -диаграмме влажного воздуха:

- 1) определяем положение на i - d -диаграмме положение точки (Н) - параметры наружного воздуха и точки (В) – параметры внутреннего воздуха;
- 2) проводим через точку (В) луч процесса ε для холодного периода;
- 3) определяем положение точки (П), для этого рассчитываем влагосодержание d_{Π} :

$$d_{\Pi} = d_B - \frac{W}{G} \cdot 10^3,$$

где W – влаговыделения в помещении в холодный период, кг/ч; G – расход воздуха, рассчитанный в теплый период, кг/ч; d_{Π}, d_B – влагосодержание соответственно приточного и внутреннего воздуха, г/кг.

Проводим линию $d_{\Pi} = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса ε и ставим точку [П]. Для уточнения расчетов определяют энтальпию точки (П) из уравнения

$$i_{\Pi} = i_B - \frac{3,6 \cdot Q}{G},$$

где Q – избыточные тепловыделения в холодный период, Вт; i_{Π}, i_B – энтальпия соответственно приточного и внутреннего воздуха, кДж/кг;

4) проводят линию $d_{\Pi} = \text{const}$ до пересечения с $\varphi = 95 \%$ ставим точку (О), получаем отрезок [ПО];

5) определяем положение точки смеси (С), для этого определяем влаго-содержание этой точки из уравнения

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

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).

5) 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, [ОП] – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, [ПВ] – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

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

$$Q_I = G(i_K - i_C).$$

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

$$Q_{II} = G(i_{\Pi} - i_O),$$

где Q_I – расход тепла через воздухонагреватель (калорифере первого подогрева), кВт; i_K, i_C – удельная энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер первого подогрева), кДж/кг; где Q_{II} – расход тепла через воздухонагреватель (калорифере второго подогрева), кВт; i_{Π}, i_O – удельная энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер) второго подогрева, кДж/кг.

Рассмотрим второй вариант (рис. 3, б), наружный и рециркуляционный воздух смешиваются после воздухонагревателя первой ступени.

Аналогично определяем положение точек (Н), (В), (П) и (О).

5) определяем положение точки смеси (С), для этого определяем влаго-содержание этой точки из уравнения

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

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.

б) 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 прямой линией.

Таким образом, [НК] – процесс нагрева наружного воздуха в воздухонагревателе первой ступени нагрева, [КВ] – процесс смешения наружного воздуха с воздухом из помещения в смесительной камере, [СО] – адиабатное увлажнение воздуха в оросительной камере, [ОП] – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, [ПВ] – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

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

$$Q_I = G(i_K - i_H),$$

где Q_I – расход тепла через воздухонагреватель первого подогрева, кВт;
 i_K, i – удельная энтальпия воздуха на выходе и входе воздухонагреватель (калорифер первого подогрева), кДж/кг.

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

$$Q_{II} = G(i_{II} - i_o),$$

где Q_{II} – расход тепла через воздухонагреватель второго подогрева, кВт;
 i_{II}, i – удельная энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель второго подогрева, кДж/кг.

Лекция 11

СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ПЕРВОЙ И ВТОРОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

План лекции

- 1) Схема обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями.
- 2) Построение процессов обработки воздуха в СВК с двумя рециркуляциями для теплого периода.
- 3) Построение процессов обработки воздуха в СВК с двумя рециркуляциями для холодного периода.

1. Схема обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями

Схема обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями относится к специальным схемам ТВОВ и её применение должно быть обосновано. Такая схема обеспечивает еще большую экономию тепла и холода, чем СКВ с одной рециркуляцией. Схема такой СКВ показана на рис. 1.

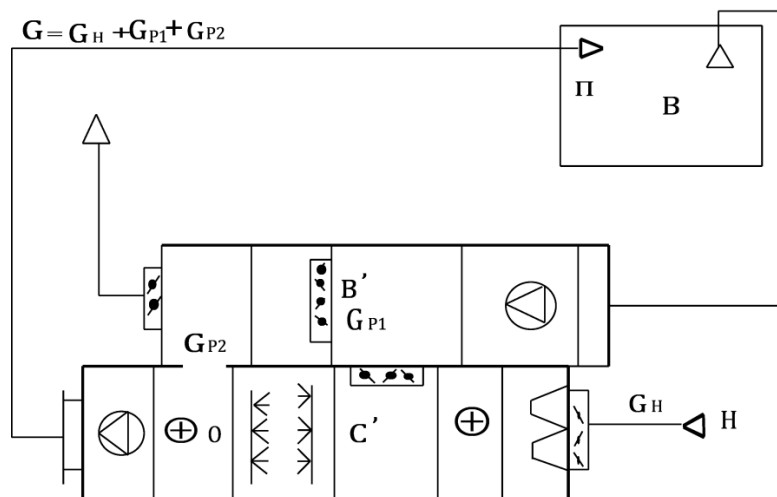


Рис. 1. Схема обработки воздуха в СКВ с двумя рециркуляциями

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 без подогрева в ВН второго подогрева в теплый период года, НО требуется более глубокое охлаждение воздуха в камере орошения, что не всегда возможно.

Такая схема не применяется, когда продолжение линии, соединяющей точки с параметрами рециркуляционного и параметрами приточного воздуха не пересекает линию $\phi = 95\%$ или пересекает её в области отрицательных температур.

2. Построение процессов обработки воздуха в СВК с двумя рециркуляциями для теплого периода

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 ε ;
- 3) определяем параметры приточного воздуха, для этого определяем температуру приточного воздуха t_n :

$$t_n = t_e - \Delta t_{don},$$

где Δt_{don} - допустимая разность температур между приточным и внутренним воздухом, которая зависит от способа подачи и удаления воздуха в помещении. Для расчета воздухообмена принимают при подаче воздуха:

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

Проводим изотерму t_n до пересечения с лучом процесса ε 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

$$G = \frac{Q}{i_B - i_{\Pi}};$$

- для удаления избыточной влаги

$$G = \frac{W}{d_B - d_{\Pi}},$$

где G – расход приточного воздуха, кг/ч; Q – количество теплоты, выделяющей в помещении в теплый период, Вт; i_B , i_{Π} – удельная энтальпия соответственно внутреннего и приточного воздуха, кДж/кг; W – количество влаги, выделяющейся в помещении, г/ч; d_B , d_{Π} – влагосодержание соответственно внутреннего и приточного воздуха, г/кг;

- 4) Находим точку (В') (параметры воздуха 1-й рециркуляции):

$$t_{B'} = t_B + 0,5.$$

5) Соединяем точки (В') и (Н), получаем отрезок [В'Н] - смешение воздуха 1-й рециркуляции с наружным воздухом.

6) Находим положение точки (С) - смесь воздуха 1-й рециркуляции с наружным воздухом:

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

и проводим из нее линию до пересечения с точкой (О) - точка пересечения линии $\varphi = 95\%$ и изотермы $t_{\text{охл. воды}}$, которая соответствует параметрам воздуха на выходе из оросительной камеры.

Расход воздуха через оросительную камеру определяется из уравнения

$$G_{op} = \frac{G \cdot (d_B - d_{\Pi})}{d_B - d_O},$$

где d_B, d_{Π}, d_O – влагосодержание соответственно внутреннего, приточного воздуха и воздуха на выходе из оросительной камеры.

Расход воздуха на вторую рециркуляцию определяем из уравнения

$$G_{P2} = G - G_{op};$$

7) соединяем точки (В') и (О), получаем линию [ОВ']-процесс смешения воздуха второй рециркуляции и воздуха после охлаждения и осушения в оросительной камере.

8) Положение точки (П) мы определили ранее по Δt_{don} (см. п. 3). Опускаем из этой точки линию $d = \text{const}$. Полученный отрезок [П'П] – процесс нагрева смеси воздуха второй рециркуляции и после оросительной камеры перед подачей его в помещение.

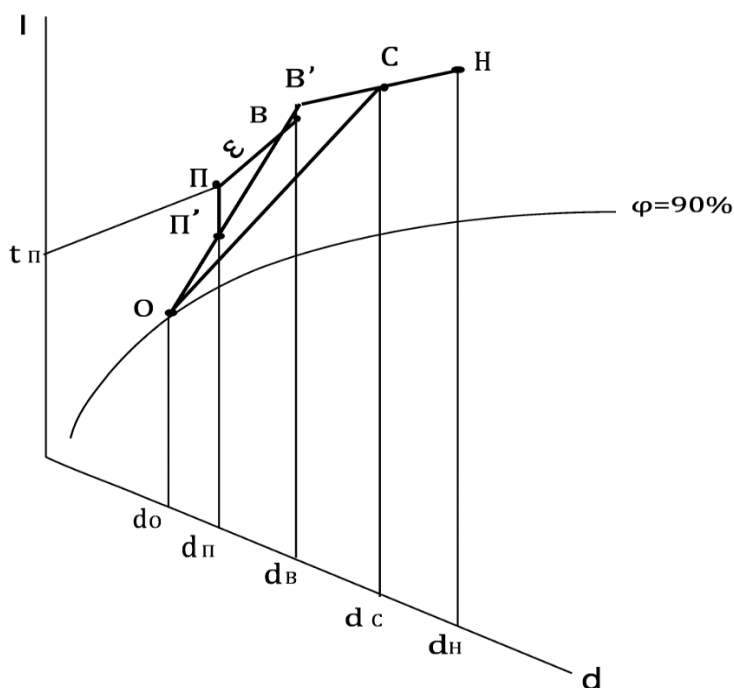


Рис. 2. Построение процессов обработки воздуха в СВК с двумя рециркуляциями для теплого периода

Получаем следующие отрезки: [В'Н] – линия смеси наружного воздуха с воздухом первой рециркуляции; [CO] – охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере; [ОВ'] – линия смеси воздуха из оросительной камеры с

воздухом второй рециркуляции; [ПВ] – характеризует ассимиляцию теплоты и влаги воздухом в помещении; [ВВ'] – подогрев воздуха в рециркуляционном воздуховоде и вентиляторе; [ПП'] характеризует нагрев приточного воздуха в воздуховодах и вентиляторе. Особенность обработки воздуха с первой и второй рециркуляцией в теплый период является отсутствие воздухонагревателя второй ступени нагрева.

3. Построение процессов обработки воздуха в СВК с двумя рециркуляциями для холодного периода

Рассмотрим СВК с первой и второй рециркуляцией для холодного периода рис. 3.

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

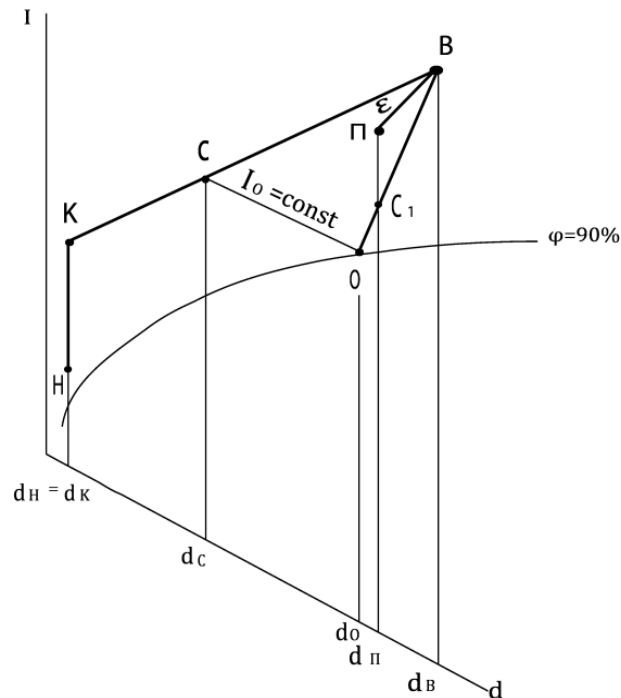


Рис. 3. Построение процессов обработки воздуха в СВК с двумя рециркуляциями для холодного периода

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

- 1) определяем положение на I-d-диаграмме положение точки (H) - параметры наружного воздуха и точки (B) – параметры внутреннего воздуха;
- 2) проводим через точку (B) проводим луч процесса ε для холодного периода;
- 3) определяем положение точки (П), для этого рассчитываем влагосодержание $d_П$:

$$d_{\Pi} = d_B - \frac{W}{G} \cdot 10^3,$$

где W – влаговыделения в помещении в холодный период, кг/ч; G – расход воздуха, рассчитанный в теплый период, кг/ч; d_{Π} , d_B – влагосодержание соответственно приточного и внутреннего воздуха, г/кг.

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

$$i_{\Pi} = i_B - \frac{3,6 \cdot Q}{G},$$

где Q – избыточные тепловыделения в холодный период, Вт; i_{Π} , i_B – энтальпия соответственно приточного и внутреннего воздуха, кДж/кг;

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

$$d_O = d_B - \frac{G}{G_{P2}} (d_B - d_{\Pi}).$$

Точка (О) находится на линии пересечения $d_O = \text{const}$ и кривой $\varphi = 95 \%$. Соединяем точку (О) с точкой (В) прямой линией [ОВ] на пересечении ее с линией $d_{\Pi} = \text{const}$ определяем положение точки смеси (C_1);

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 смешение наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции производится после воздухонагревателя первой ступени подогрева. Тогда влагосодержание точки смеси первой рециркуляции определим из уравнения

$$d_C = d_B - \frac{G_{OP}}{G_H} (d_B - d_H).$$

Точка (С) находится на пересечении линии $d_C = \text{const}$ с линией $i_O = \text{const}$. На пересечении продолжения линии [СВ] с линией $d_H = \text{const}$ находят положение точки (К).

Таким образом, [НК] – процесс нагрева наружного воздуха в воздухонагревателе первой ступени нагрева, [КВ] – 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, [$C_1\Pi$] – нагрев воздуха в воздухонагревателе второй ступени, [ПВ] – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

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

$$Q_I = G_H (i_K - i_H).$$

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

$$Q_{II} = G(i_{II} - i_{C1}),$$

где i_K, i_H – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифер первого подогрева); i_{II}, i_{C1} – энтальпия воздуха на выходе и входе в воздухонагреватель (калорифера второго подогрева).

Лекция 12

СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Прямое испарительное охлаждение в СКВ. Схема СКВ с прямым испарительным охлаждением.
- 2) Косвенное испарительное охлаждение в СКВ. Схема СКВ с косвенным испарительным охлаждением.
- 3) Двухступенчатое испарительное охлаждение в СКВ.
- 4) Построение процессов обработки воздуха в СКВ с испарительным охлаждением.

1. Прямое испарительное охлаждение в СКВ. Схема СКВ с прямым испарительным охлаждением

На сегодняшний день наиболее распространёнными потребителями тепловой и электрической энергии в современных административных и общественных зданиях являются системы вентиляции и кондиционирования воздуха. При проектировании современных зданий общественного и административного назначения для снижения энергопотребления в системах вентиляции и кондиционирования воздуха имеет смысл особое предпочтение уделять снижению мощности на стадии получения технических условий и уменьшению эксплуатационных затрат. Сокращение эксплуатационных затрат наиболее важно для собственников объектов или арендаторов. Известно много готовых способов и различных мероприятий – по снижению энергозатрат в системах кондиционирования воздуха, но на практике выбор энергоэффективных решений очень сложен. Одни из многих СКВ, которые можно отнести к энергоэффективным системам, – это рассматриваемые в данной лекции СКВ с испарительным охлаждением. Они применяются в жилых, общественных, производственных помещениях. Процесс испарительного охлаждения в СКВ обеспечивают форсуночные камеры, плёночные, насадочные и пенные аппараты. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха с прямым испарительным охлаждением представлена на рис. 1.

К преимуществам таких систем можно отнести минимальные затраты на обслуживание систем при эксплуатации, а также надёжность и конструктивную простоту. Их основные недостатки – невозможность поддержания параметров приточного воздуха, исключение рециркуляции в обслуживаемом помещении и зависимость от внешних климатических условий.

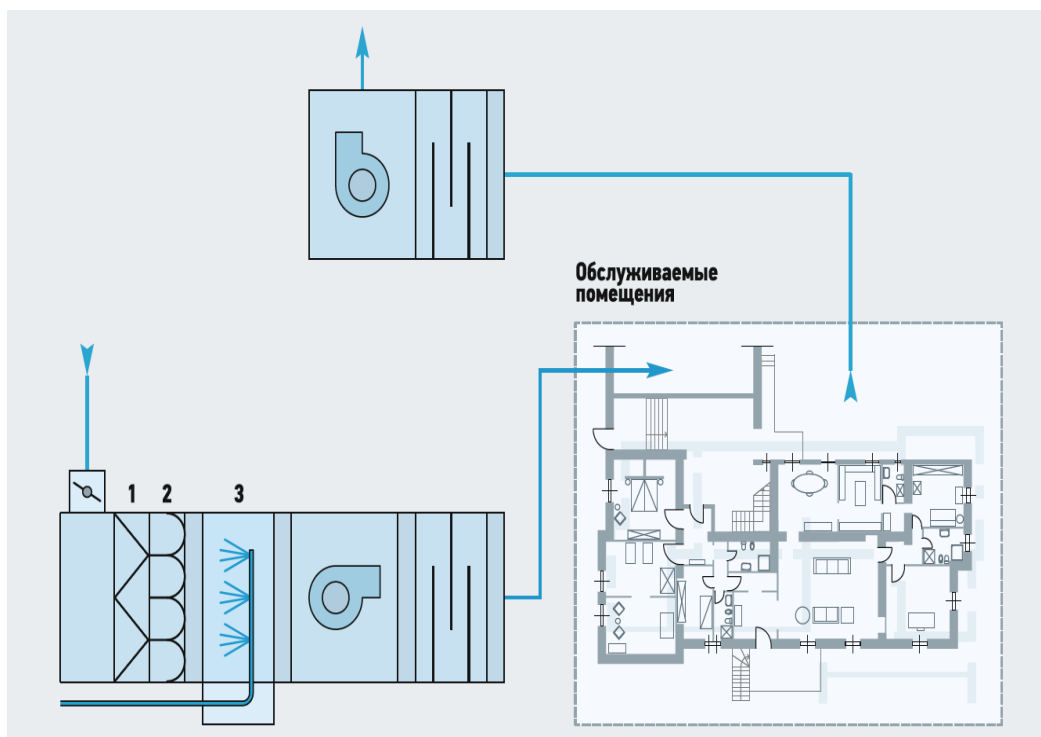


Рис. 1. Схема системы кондиционирования воздуха с прямым испарительным охлаждением приточного воздуха: 1 и 2 – фильтры грубой и тонкой очистки; 3 – увлажнитель воздуха

Энергозатраты в таких системах сводятся к перемещению воздуха и рециркуляционной воды в адиабатических увлажнителях, установленных в центральном кондиционере. При использовании адиабатического увлажнения (охлаждения) в центральных кондиционерах требуется использовать воду питьевого качества. Применение таких систем может ограничиваться в климатических зонах с не преобладающим сухим климатом.

Областями применения систем кондиционирования воздуха с испарительным охлаждением являются объекты, которые не требуют точного поддержания тепловлажностного режима. Обычно они находятся в ведении предприятий различных отраслей промышленности, где необходим дешёвый способ охлаждения внутреннего воздуха при высокой теплонапряжённости помещений.

Для еще большего уменьшения энергозатрат в теплый период применяют двухступенчатое испарительное охлаждение.

2. Косвенное испарительное охлаждение в СКВ.

Схема СКВ с косвенным испарительным охлаждением (косвенный фрикулинг)

СКВ с таким охлаждением чаще всего применяется в тех случаях, когда параметры внутреннего воздуха невозможно получить, используя прямое испарительное охлаждение, увеличивающее влагосодержание приточного воздуха. В «косвенной» схеме приточный воздух охлаждается в теплообменном аппара-

те рекуперативного или регенеративного типа, контактирующего со вспомогательным потоком воздуха, охлаждаемым испарительным охлаждением.

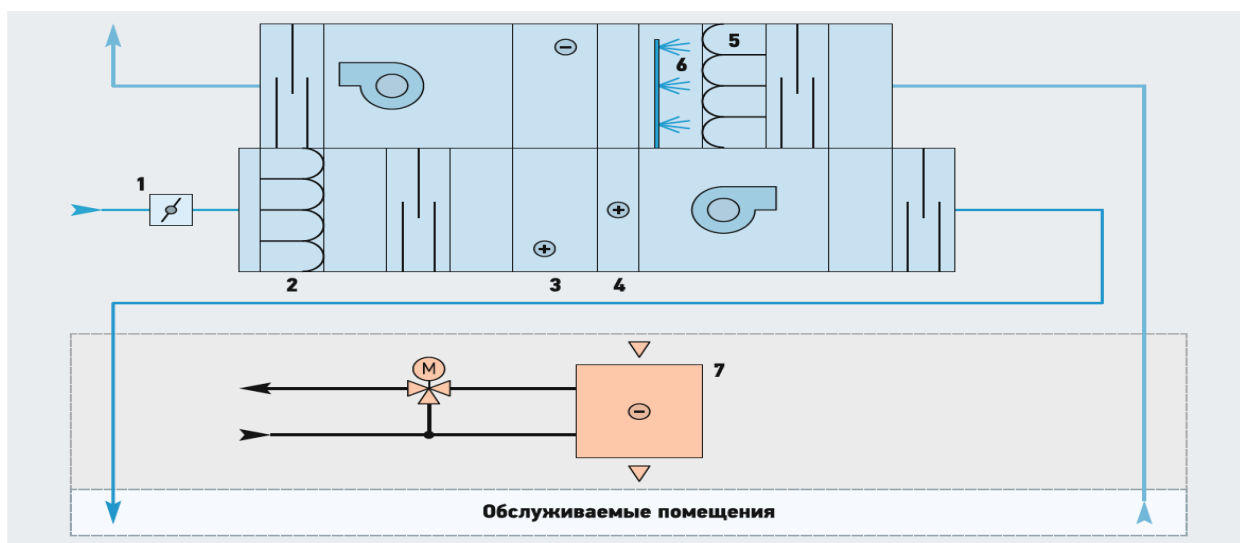


Рис. 2. Схема системы кондиционирования воздуха с косвенным испарительным охлаждением и использованием роторного теплообменника:

- 1 – клапан наружного воздуха; 2 – воздушный фильтр приточного воздуха;
3 – роторный утилизатор; 4 – воздушонагреватель; 5 – воздушный фильтр вытяжного воздуха; 6 – адиабатический увлажнитель; 7 – доводчик

Вариант схемы СКВ с косвенным испарительным охлаждением и использованием роторного теплообменника представлен на рис. 2. Схема СКВ с косвенным испарительным охлаждением и применением теплообменников рекуперативного типа показана на рис. 3.

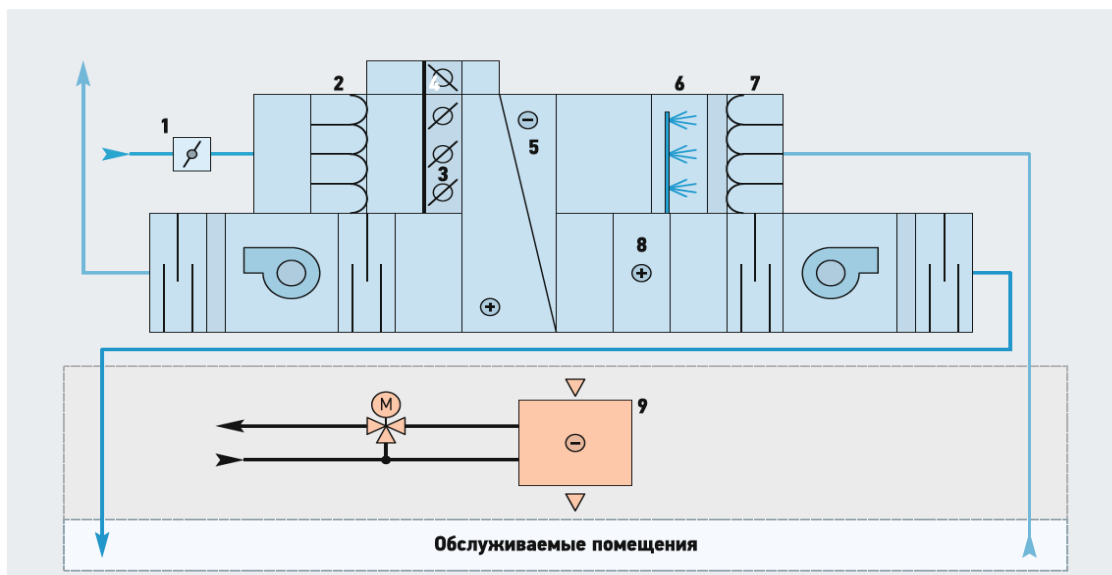


Рис. 3. Схема системы кондиционирования воздуха с косвенным испарительным охлаждением и теплообменником рекуперативного типа «воздух-воздух»:

- 1 – клапан наружного воздуха; 2 – воздушный фильтр приточного воздуха;
3 и 4 – клапаны обводного канала; 5 – пластинчатый теплообменник «воздух-воздух»;
6 – адиабатический увлажнитель вытяжного воздуха; 7 – воздушный фильтр вытяжного воздуха; 8 – воздушонагреватель приточного воздуха; 9 – местный доводчик

Системы кондиционирования воздуха с косвенным испарительным охлаждением применяются, когда требуется подавать приточный воздух без осушения. Требуемые параметры воздушной среды поддерживают местные доводчики, установленные в помещении. Определение расхода приточного воздуха осуществляется в соответствии с санитарными нормами, либо по воздушному балансу в помещении.

3. Двухступенчатое испарительное охлаждение в СКВ

Установка двухступенчатого испарительного охлаждения, которая может использоваться только в теплый период показана на рис. 4. Она состоит из кондиционера и градирни. В кондиционере производится косвенное и прямое изоэнтальпийное охлаждение воздуха обслуживаемых помещений.

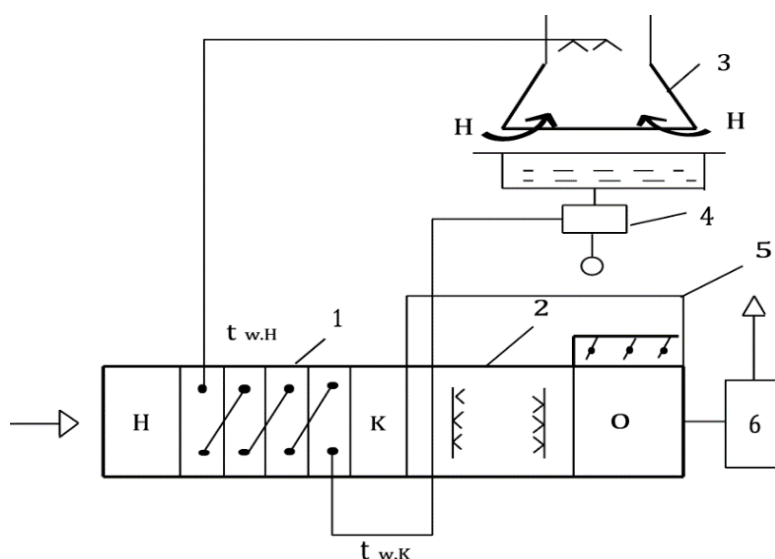


Рис. 4. Схема СКВ двухступенчатого испарительного охлаждения для теплого периода:

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 и имеет регулируемый процесс, что обеспечивает регулирование параметров воздуха, направляемого в обслуживаемое помещение вентилятором.

4. Построение процессов обработки воздуха в СКВ с испарительным охлаждением

При построении процесса двухступенчатого испарительного охлаждения на I-d-диаграмме используют следующие исходные данные: параметры наружного воздуха в теплый период - φ_H и t_H , заданные параметры внутреннего воздуха φ_B и t_B , величина углового коэффициента луча процесса обработки воздуха в помещении ε_{Π} , вычисленная на основании известных количеств тепла и влаги, выделяющихся в помещении.

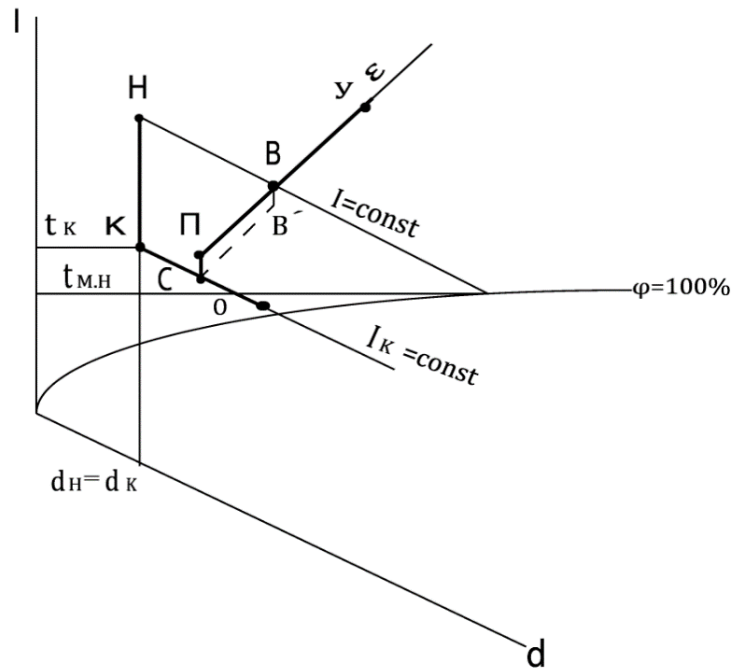


Рис. 5. Построение процессов обработки воздуха в СВК двухступенчатого испарительного охлаждения теплого периода

Построение процесса начинают с нанесения на i-d-диаграмму точек H и B и находят значение температуры наружного воздуха по мокрому термометру. Конечную температуру воды, охлажденной в градирне, находят по формуле

$$t_{w1}^{\Gamma} = t_{M.T.} + \Delta\theta. \quad (1)$$

Значения $\Delta\theta$ принимают в зависимости от разности температур охлаждаемой воды и воздуха в градирне ($\Delta\theta = 2 \div 6^{\circ}\text{C}$).

Температура воздуха на выходе из поверхностного теплообменника (первая ступень охлаждения) определяется по зависимости

$$t_K = t_{w1}^{\Gamma} + \Delta t_B, \quad (2)$$

где Δt_B - перепад температур, принимается $\Delta t_B \geq 3^{\circ}$.

Точку (K), характеризующую состояние воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя, находят на пересечении линий $d_H = \text{const}$ и $i_K = \text{const}$. Далее на линии $i_K = \text{const}$ находят положение точки (O), как линии пересечения с кривой $\varphi = 95\%$. Вспомогательным построением опре-

деляют положение точки (С), которая характеризует состояние смеси воздуха из байпаса и воздуха после камеры орошения. Точка (П), соответствующая параметрам приточного воздуха, находится на пересечении линии $d_c = \text{const}$ и изотермы $t_{\text{П}} = t_c + (0,5 \dots 1 \text{ } ^\circ\text{C})$. На линии процесса обработки воздуха в помещении ε, проведенной через точку (П), находятся точки (В) и (У).

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

- по условию удаления полной теплоты

$$G = \frac{Q}{i_{\text{В}} - i_{\text{П}}}, \quad (3)$$

где G – расход приточного воздуха, кг/ч; Q – количество теплоты, выделяющей в помещении в теплый период, Вт; $i_{\text{В}}$, $i_{\text{П}}$ – энтальпия соответственно внутреннего и приточного воздуха;

- для удаления избыточной влаги

$$G = \frac{W}{d_{\text{В}} - d_{\text{П}}}, \quad (4)$$

где 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.

Лекция 13

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ СКВ. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ ПО «ВЕЗА»

План лекции

- 1) Конструктивные особенности современного оборудования центральных систем кондиционирования воздуха.
- 2) Центральные кондиционеры ПО «ВЕЗА».

1. Конструктивные особенности современного оборудования центральных систем кондиционирования воздуха

Центральные системы кондиционирования воздуха komponуются из отдельных конструктивных и функциональных блоков, которые служат для реализации процессов обработки, смешения потоков, изменения расхода, перемещения воздуха. Для доведения состояния 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 komponуется 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.

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 габаритов установки, а также занимаемой оборудованием строительной площади.

Конструктивными особенностями современного оборудования центральных систем кондиционирования воздуха являются:

- разнообразие схем компоновки (двухуровневая схема компоновки (рис. 1), с теплоутилизаторами и т.д.);
- сведение к минимуму количества камер обслуживания, объединение приемного блока и блока фильтров, функциональные блоки с дверцами для обслуживания;

- большое разнообразие блоков увлажнения, использование новых способов увлажнения воздуха с высокой эффективностью до 95% (ультразвуковые увлажнители, современные форсуночные камеры орошения);
- использование воздухоохладителей прямого испарения;
- 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.



Рис. 1. Схема компоновки центрального кондиционера по двухуровневой схеме по вертикали

Основной характеристикой, по которой начинается подбор ЦК является его типоразмер, который определяет его номинальную производительность по воздуху. При этом каждый производитель ЦК имеет свой ряд типоразмеров.

2. Центральные кондиционеры ПО «ВЕЗА»

Кондиционеры КЦКП (кондиционеры центральные каркасно-панельные общепромышленного назначения) ПО «Вега» (г. Москва) имеют густой типоразмерный ряд по номинальной производительности по воздуху от 0,2 до 130 тыс. м³/ч. Имеется 5 типовых серий ЦК («Вероса», «Airmate», «Акварис», «Компас» и «Бокс»), а также приточно-вытяжная система «Aerosmart».

2.1. Центральные кондиционеры серии «Вероса»

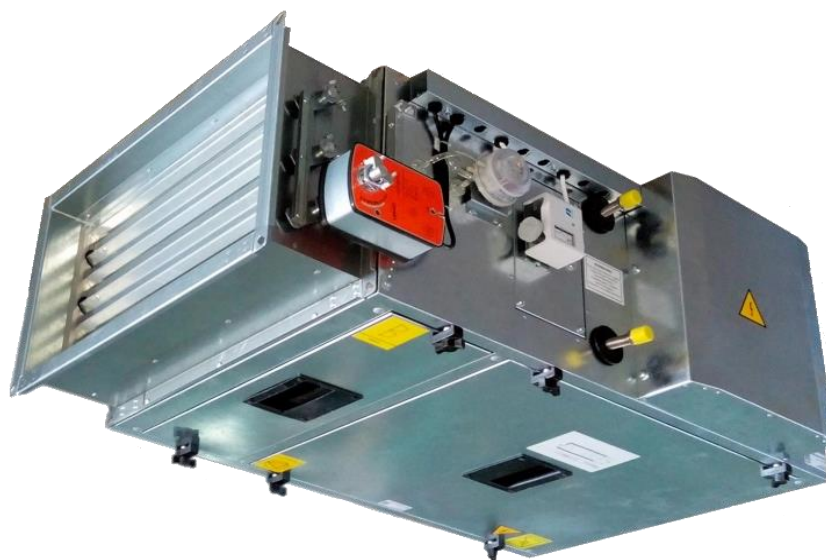
Каркасно-панельные ЦК производительностью от 1 до 130 тыс.м³/ч предназначены для кондиционирования воздуха в жилых, коммерческих и промышленных зданиях (чистые и специальные производства), больницах, школах, спортивных сооружениях, объектах нефтяного сектора, метро. Всего в этой серии 41 типоразмер, 62 функциональных блока, 6 исполнений. Обес-

печивается полный цикл ТВОВ-нагрев (водяной, электрический), охлаждение (водяное, фреоновое), фильтрацию, рекуперацию.



2.2. Центральные кондиционеры серии «AIRMATE»

Панельные подвесные центральные кондиционеры с производительностью по воздуху 0,200...6 тыс. м³/ч. Небольшие габариты (355x355мм(мин)...1040x420мм(макс) позволяют размещать их прямо в обслуживаемом помещении. Используются в коттеджах, магазинах, ресторанах, АЗС, автомойках и пр. Преимущества: хорошая шумоизоляция, высокий напор, отсутствие конденсата на поверхности. Обеспечивает фильтрацию, нагрев (водяной, электрический), охлаждение (водяное, фреоновое).



2.3. Центральные кондиционеры серии «АКВАРИС»

Используется для бассейнов, т.к. специально разработан и оптимизирован для работы в агрессивных условиях влажного и насыщенного дезинфектантами воздуха:

- стандартно панели выполнены из оцинкованной стали с покрытием порошковой эпоксидной эмалью, заполнены негорючей минеральной ватой или вспененным пенополиуретаном. Толщина панелей составляет 50 мм, что обеспечивает высокую тепло- и шумоизоляцию корпуса;
- медно-алюминиевые ребристые теплообменники с покрытием ламелей специальным лаком. Корпус – оцинкованная сталь с покрытием порошковой эпоксидной эмалью;
- теплоутилизаторы ведущего европейского производителя с теплообменными поверхностями покрыты специальным защитным лаком;
- поддоны для сбора конденсата изготовлены из нержавеющей стали;
- все внутренние детали окрашены порошковой эпоксидной эмалью.

5 вариантов компоновки:

- 1-я схема – рециркуляция и нагрев;
- 2-я схема – рециркуляция и теплоутилизатор на гликолевом растворе;
- 3-я схема – перекрестноточный рекуператор и нагрев, рециркуляция;
- 4-я схема – рециркуляция, холодильная машина тепловой насос;
- 5-я схема – перекрестноточный рекуператор, холодильная машина тепловой насос, рециркуляция, нагрев.

10 типоразмеров: от 1,6 до 25 тыс. м³/ч.



2.4. Центральные кондиционеры серии «АК»

Высокоточные автономные кондиционеры для объектов промышленного и гражданского строительства производительностью 2,2 - 10 тыс. м³/ч.

5 типоразмеров:

- АК2,2;

- АК3,5;

- АК-5;

- АК7;

- АК10 обеспечивают процессы ТВОВ: охлаждение и нагрев влажного воздуха, а также его очистку.



2.5. Центральные кондиционеры серии «КОМПАС»

Модульный ЦК обеспечивает тепловлажностную обработку таких объектов как газодобывающие платформы, плавучие буровые установки, стационарные морские платформы и суда. Более 20 базовых моделей с производительностью 0,5... 30 тыс.м³/ч. Обеспечивают только очистку, нагрев и охлаждение влажного воздуха.



Модульный ЦК обеспечивает тепловлажностную обработку таких объектов как газодобывающие платформы, плавучие буровые установки, стационарные морские платформы и суда. Более 20 базовых моделей с производительностью 0,5... 30 тыс. м³/ч. Обеспечивают только очистку, нагрев и охлаждение влажного воздуха.

2.6. Центральные кондиционеры серии «БОКС»

Относится к крышным кондиционерам, обеспечивает децентрализованную общеобменную вентиляцию с функциями отопления (20...30 кВт), охлаждения (30...125 кВт) и утилизации тепла. Четыре типоразмера обеспечивают производительность 3,5...13 тыс. м³/ч.

Применяется в помещениях большой площади и высоты (склады, производственные цеха, ангары, спортзалы). Используются с воздухораспределителями с высотой подачи от 4 до 30 м.



2.7. Приточно-вытяжная система вентиляции «AEROSMART»

Высокоэффективная система вентиляции с роторным либо пластинчатым рекуператором. Применяется для жилых зданий, ресторанов, магазинов, офисных помещений. Производительность 3...200 тыс. м³/ч.



СТРУКТУРА ИНДЕКСА ЦК ПО «ВЕЗА»



Выбор типоразмера центрального кондиционера производится по величине расчетного воздухообмена с учетом различных факторов: уровня шума, стоимости, наличия достаточных площадей для размещения оборудования, сопротивления сети воздуховодов и прочих. При этом режиму оптимальной работы соответствует скорость движения воздуха в проходных сечениях блоков в пределах 2 - 3,5 м/с.

Лекции № 14

РЕКУПЕРАТОРЫ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ. РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТОРА

План лекции

- 1) Назначение и классификация рекуператоров.
- 2) Пластинчатые рекуператоры.
- 3) Роторные рекуператоры.
- 4) Аккумуляторные регенераторы.
- 5) Рекуператоры с разделенными потоками: водяные и фреоновые.
- 6) Расчет рекуператоров.

1. Назначение и классификация рекуператоров. Регенеративные теплообменники

«Рекуператор» (от лат. *recuperatio* – возвращение) – теплообменное устройство для использования теплоты приточного и удаляемого вентилируемого воздуха, в котором теплообмен между теплоносителями с разной температурой непрерывно осуществляется через разделяющую их перегородку. Если, например, наружный воздух имеет температуру минус 20 °С, а воздух внутри помещения +20 °С (всего разница 40 °С), то эту разницу в энергии удаляемых и поступающих воздушных потоков нужно будет компенсировать за счет системы отопления. Однако правильно подобранный и установленный рекуператор может уменьшить разницу температур удаляемого и приточного воздуха примерно впятеро (разница 8 °С!). Экономия тепла для отопления при этом составит порядка 40 %. Разница в температуре приточного и удаляемого воздуха затем компенсируется локальным нагревателем (охладителем) воздуха или подогревом (охлаждением) воздуха во всем помещении за счет работы системы отопления (охлаждения).

Регенеративный теплообменник (регенератор) (от лат. *regenerare* – давать новую жизнь, возрождать) – теплообменник, в котором передача теплоты осуществляется посредством попеременного соприкосновения теплоносителей разной температуры с одними и теми же поверхностями устройства.

Чаще всего вентиляционные рекуператоры и регенераторы отличаются по следующим особенностям:

- по характеру движению теплоносителя;
- по конструкции;
- по назначению;
- по типу;
- по дополнительному функционалу.



2. Пластина́тые рекуператоры

В зависимости от типа теплообменника пластина́тые рекуператоры бывают:

- перекрестнопоточные (рис.2), в которых теплообмен осуществляется на тонких пластинах, разделяющих потоки приточного и вытяжного воздуха без их смешивания и противоточные (рис.3), которые осуществляют теплообмен через протяженные каналы типа «труба в трубе»; потоки воздуха обмениваются теплом через достаточно большую поверхность теплообмена.

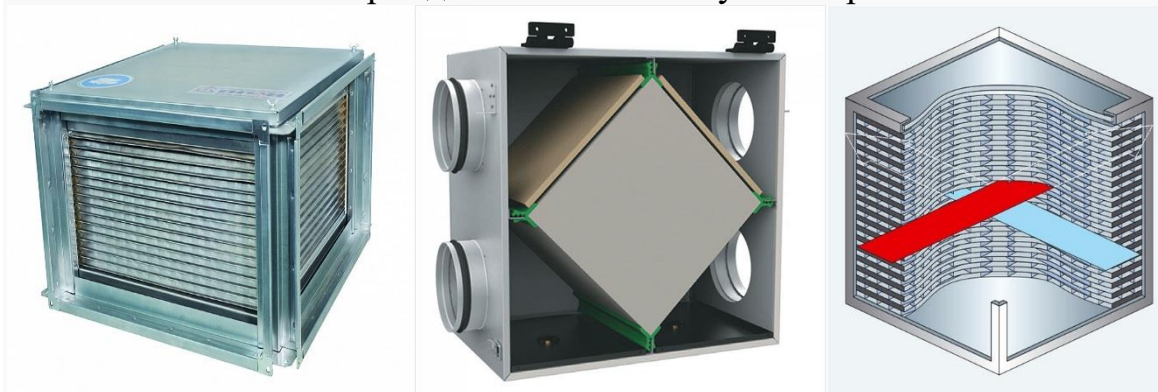


Рис. 2. Внешний вид перекрестнопоточных рекуператоров

Внешний вид перекрестнопоточных рекуператоров напоминает куб.

Противоточные рекуператоры бывают с параллельным или перекрестным направлением потоков. На рис. 3 показана схема трубчатого противоточного рекуператора.

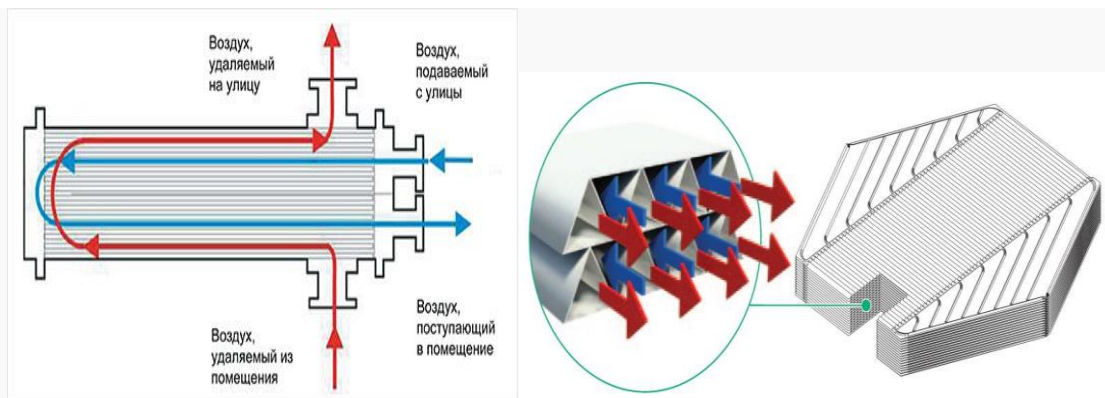


Рис. 3. Схемы противоточных рекуператоров трубчатого и канального типа

Отличительна форма противоточных рекуператоров – шестиугольник. Противоточные и перекрестнопоточные рекуператоры обладают существенным недостатком – при высокой разнице между температурами наружного (подаваемого) и внутреннего (удаляемого) воздуха они склонны к образованию конденсата и внутреннему обмерзанию. Причина этого – неравномерность температурного поля на разных частях поверхности теплообмена. «Продвинутые» конструкции, выполненные по таким схемам, оснащают устройствами дренажа конденсата и автоматикой, препятствующей обмерзанию. Регулирование степени теплообмена и количества вентилируемого воздуха в таких рекуператорах осуществляется изменением подачи приточного и вытяжного воздуха за счет управления объемным расходом приточного и вытяжного вентиляторов. Функционально «продвинутые» рекуператоры оснащаются также дополнительными устройствами воздухоподготовки – изменяют и регулируют влажность («энтальпийные рекуператоры», которые более полно отбирают тепло), осуществляют фильтрацию и даже ионизацию приточного воздуха. Это, безусловно, удорожает изделие. В перекрестнопоточных рекуператорах теплообменники выполняются из картона (самые дешевые), алюминия или полистирола (самые дорогие). Недостатком дешевых картонных рекуператоров является то, что при выпадении конденсата происходит их намокание, а затем насыщение запахом удаляемой среды, что недопустимо при их применении в санузлах, на кухне и пр. При отрицательных значениях температур наружного воздуха (-10°C и ниже) картон разрывается, что также ограничивает его применение.

3. Роторные рекуператоры

Роторные рекуператоры были придуманы, чтобы избежать большого перепада температур на теплообменнике, и, таким образом, избежать выпадения на нем конденсата или обмерзания устройства. На рис. 4 показана схема работы роторного рекуператора. Блок рекуператора устанавливается поперек вентиляционных каналов с приточным и вытяжным воздухом. Вращающийся барабан, изготовленный, как правило, из плотно навитых листов гофрированной нержавеющей стали, пересекает сразу оба канала – для оттока и при-

тока – с минимальным зазором. При вращении барабана от внешнего привода с небольшой скоростью происходит теплопередача между воздухом и участком барабана, контактирующим с воздухом с соответствующей температурой. При пересечении канала с теплым воздухом, каналы на роторе продуваются, а гофрированная сталь барабана (ротора) нагревается. Затем накопленное в роторе тепло за время пересечения вытяжного канала передается воздуху, который поступает по приточному каналу. Пластины каналов циклически нагреваются и остывают соответственно тому, в какой области (горячей или холодной) они оказываются при вращении ротора. Таким образом, вращая ротор, можно отрегулировать степень нагрева и охлаждения теплообменника так, чтобы перепад температур на нем не вызывал образования конденсата и не приводил к обмерзанию теплообменника.

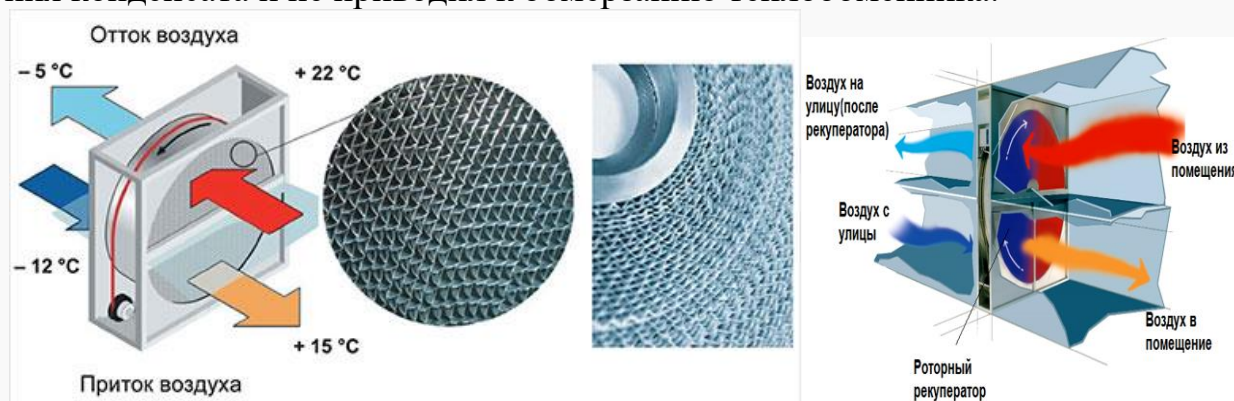


Рис. 4. Роторный рекуператор – схема работы и вид каналов барабана

Существенный недостаток роторных рекуператоров – большое фронтальное сечение и общие габариты блока (рис. 5). Из-за этого роторные рекуператоры чаще применяют в промышленных зданиях с большим сечением вентиляционных каналов и намного реже – в домашних вентсистемах.



Рис. 5. Внешний вид роторного рекуператора

Роторные рекуператоры чаще всего применяют в централизованных системах вентиляции. Из-за небольшого подмеса отработанного воздуха в «свежий» воздух, данный тип регенератора нельзя применять в медицинских учреждениях, санузлах, столовых и ресторанах.

Системы же, построенные по принципу противоточного теплообмена, можно встраивать в малогабаритные децентрализованные приточно-вытяжные вентиляторы, имеющие стандартизованный диаметр из ряда для вентиляторов и длину по толщине стены дома. Такой подход позволяет обеспечить энергоэффективную вентиляцию каждого помещения по потребности. В данном случае не нужно монтировать новые вентиляционные каналы, и этот способ хорошо подходит при тепловой модернизации старых зданий.

На рис. 6 приведен сравнительный анализ эффективности и особенности различных типов пластинчатых и роторного рекуператоров.

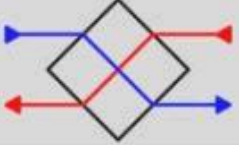
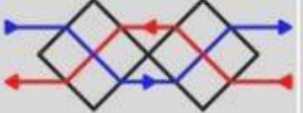
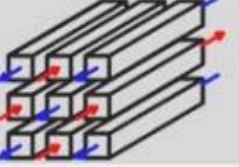
Конструкция	Схема	КПД	Примечание
Пластинчатый теплообменник с перекрестным током		60-80%	Умеренный коэффициент полезного действия, небольшие потери давления, компактная конструкция, удобство подключения.
Комбинация из двух пластинчатых теплообменников с перекрестным током		70-80%	Повышенный коэффициент полезного действия при более высоких потерях давления, удобство подключения.
Противоточный пластинчатый теплообменник		80-90%	Высокий коэффициент полезного действия при приемлемых потерях давления, требуется пространство для установки, более дорогая конструкция.
Противоточный теплообменник канального типа		85-95%	Наивысший коэффициент полезного действия, относительно высокие потери давления, требуется значительное пространство для установки, предназначается для установок, рассчитанных на одну квартиру.
Теплообменник роторного типа		75-85%	Из-за риска переноса запахов предназначен только для вентиляционных установок, рассчитанных на одну квартиру, небольшое сопротивление потоку.

Рис. 6. Сравнительный анализ пластинчатых и роторного рекуператоров

4. Аккумуляторные регенераторы

Регенераторы представляют собой отдельный класс энергосберегающих вентиляционных устройств. В отличие от классических рекуператоров, которые осуществляют теплообмен при одновременном движении встречных потоков воздуха (приточного и удаляемого), регенеративные вентиляционные теплообменники используют попеременную вентиляцию накопителя тепла реверсивными вентиляторами. Регенераторы циклически возвращают («восстанавливают») энергию, отобранную от потока. Тепло от проходящего воздуха накапливается в специальном аккумуляторе тепла, например, во время

удаления воздуха. Например, после цикла удаления воздуха, отдавшего часть тепловой энергии аккумулятору тепла в регенераторе, включается противоположный цикл – приточный. Поступающий снаружи воздух продувается через регенератор и получает от него накопленное ранее тепло, рис. 7.

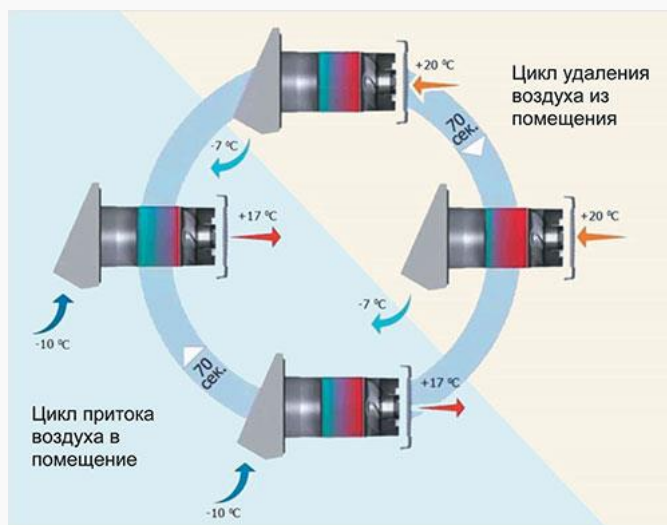


Рис. 7. Цикл работы регенератора тепла (зимний режим)

Дискуссии о том, какой тип лучше – рекуператоры или регенераторы – не утихают, однако каждый класс устройств находит своего потребителя с учетом конкретных условий. Но очевидно, что регенераторы принципиально устроены так, что у них нет проблем с обмерзанием. Зимой холодный (с меньшей абсолютной влажностью) наружный воздух обтекает нагретое рабочее тело аккумулятора тепла, начиная с более холодной его части. При нагреве относительная влажность воздуха уменьшается. При обратном цикле, когда удаляется теплый воздух с высоким влагосодержанием, он тоже сначала попадает на ту часть теплового аккумулятора регенератора, которая имеет наименьшую разность температур с набегающим на него потоком.

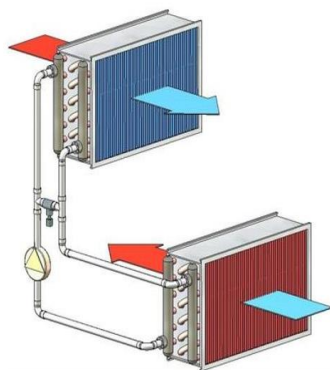
В летнее время регенератор позволяет сохранить прохладу в помещении, поскольку жаркий наружный воздух обдувает тепловой накопитель, ранее охлажденный кондиционированным воздухом за цикл вытяжки (т.е. без принудительного охлаждения воздуха регенератор не эффективен). Ограничена и производительность по воздуху – не более 50 м³/ч. Эффективность достигает 70 %.

Вывод: рекуператоры постоянного действия (противоточные или роторные) или циклические (регенераторы) позволяют сэкономить громадные средства, затрачиваемые на отопление (охлаждение) помещений путем возврата энергии обратно в помещение. Применение рекуперации – один из важнейших и самых действенных современных методов энергосбережения в жилом, гражданском и промышленном строительстве.

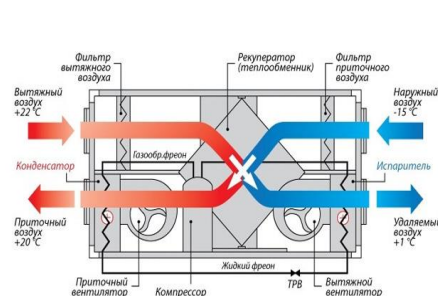
5. Рекуператоры с разделенными потоками: водяные и фреоновые

В регенераторах с разделенными потоками непосредственно контакта между теплообменивающимися средами не происходит, а значит отсутствует возможность перетекания «грязного» отработанного воздуха в «чистый» приточный, что позволяет снять ограничение по их использованию в медицинских учреждениях, столовых и ресторанах, а также в таких «грязных» зонах и помещениях как санузлы, душевые и т.п.

РЕКУПЕРАТОР С ВОДОЙ



РЕКУПЕРАТОР С ФРЕОНОМ



Самым простым из них является рекуператор, в котором в качестве теплоносителя используется вода либо гликоль. В качестве теплообменников здесь используются воздухоохладители поверхностного типа, которые отличаются от подобных воздухонагревателей наличием конденсатосборников и конденсатоотводчиков.

Эффективность таких рекуператоров достигает 55 – 60 %. Может монтироваться на существующих СКВ при ограничении бюджета вовремя их модернизации.

Если в качестве теплоносителя используется фреон, то по сути дела получается тепловой насос с эффективностью до 95 %.

Наибольшая эффективность использования рекуператоров с разделением потока достигается в сочетании с пластинчатыми или роторными рекуператорами, в которых теплообмен не идет до выравнивания температур, а в фреоновые могут «добирать» неиспользованную разность температур между вытяжкой и притоком практически в ноль. Недостатком является и дороговизна.

6. Расчет рекуператоров

Упрощенный расчет рекуператора осуществляется на стадии проектирования СКВ заключается в определении его эффективности (КПД):

$$\eta = \frac{T_4 - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\% ,$$

где T_1 — температура наружного воздуха, °C; T_2 — температура удаляемого воздуха, °C; T_4 — температура приточного воздуха, °C.

Более точный упрощенный расчет может быть выполнен не по известным значениям температур, а по соответствующим им удельным энтальпиям, т.к. при этом учитывается влагосодержание воздуха.

Подбор рекуператора осуществляется по его типовым размерам с определением модели, которая и вносится в Спецификацию заказа.

Полный расчет рекуператора выполняется в конструкторских бюро при их разработке и выполняется в 6 этапов:

1. Оформляется техническое задание с определением типа рекуператора (по типу обменивающихся теплом сред, возможностью их смешения по наличию агрессивных сред, пыли запахов и т.п.).
2. Получают данные по температурам на входе и выходе из рекуператора, допустимые аэродинамические потери давления.
3. Проверяют тепловой баланс рекуператора и его эффективность. Корректируется техническое задание на рекуператор (при необходимости).
4. Рассчитываются габариты рекуператора по требуемой площади теплообмена и среднему температурному напору.
5. Выполняется проверочный расчет рекуператора с определением коэффициента теплопередачи, уточнением площади теплообмена и расхода теплоносителя.

Лекция № 15

ПОВЕРХНОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

План лекции

- 1) Водяные воздухонагреватели.
- 2) Расчет водяных воздухонагревателей.
- 3) Водяные воздухоохладители.
- 4) Расчет водяных воздухоохладителей.

1. Водяные воздухонагреватели

Для нагрева 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 ПО «ВЕЗА» используются также электрические и газовые воздухонагреватели.

Нагревательный элемент водяных и паровых воздухонагревателей – оребренная со стороны воздуха металлическая труба. Материал трубы и пластин оребрения может быть:

- медная труба, алюминиевые пластины;
- медная труба, алюминиевые пластины с покрытием;
- медная труба, медные пластины;
- медная труба, медные пластины с покрытием.

Корпус теплообменника изготавливается из оцинкованной стали, из нержавеющей стали, из оцинкованной стали с порошковым покрытием (в зависимости от назначения условий эксплуатации).

Коллекторы изготавливаются из стали или меди.

Стандартная конфигурация нагревательного пучка труб 48x42 мм с трубкой диаметром 16 мм парового и водяного нагрева.

Конфигурация 35x39 мм с трубкой 12 мм используется для фреонового и водяного теплоносителей.

Водяные воздухонагреватели (рис.1) чаще всего имеют нагревательный элемент – тянутая медная трубка, на которую насажены пластины, создающие наружное оребрение с целью увеличения поверхности теплообмена со стороны воздуха и общей интенсивности теплопередачи.

Расстояние между пластинами нагревательного элемента воздухонагревателя может изменяться от 1,8 мм до 4,5 мм. Изменяя расстояние между пластинами при подборе воздухонагревателя, можно подобрать достаточно

точно необходимую поверхность нагрева. Расстояние между пластинами выбирают с учетом возможного накопления волокон, пыли.

В воздушонагревателях центральных кондиционеров НС медные трубки с наружным диаметром 5/8" (15,8 мм) располагаются в шахматном порядке с шагом Р60х30 мм (60 мм по высоте, 30 мм по ширине); в воздушонагревателях центральных кондиционеров КЦКП медные трубки с наружным диаметром 1/2 " (13 мм) располагаются в шахматном порядке с шагом Р50х25 мм (50 мм по высоте, 25 мм по ширине). Количество трубок по высоте определяется типоразмером кондиционера, высотой воздушонагревателя и зависит от шага трубок по высоте. Количество трубок по ходу движения воздуха может изменяться от одного до шести и определяет поверхность теплообмена для конкретного воздушонагревателя.

Надежная эксплуатация воздушонагревателя зависит 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, - вверху.

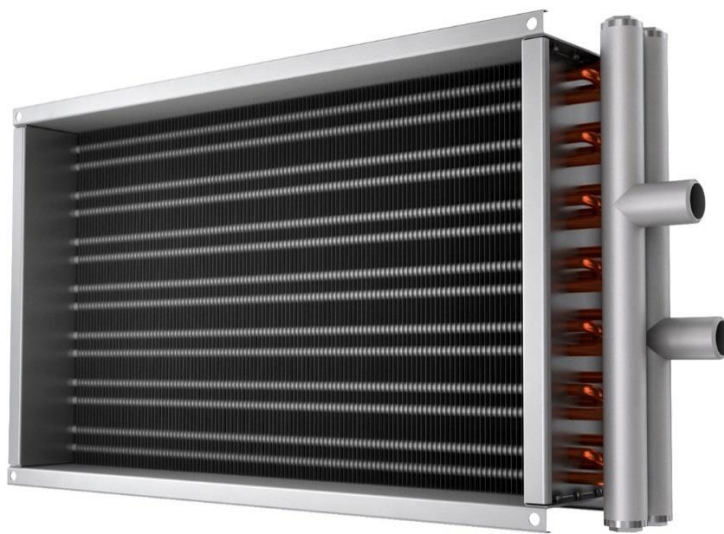


Рис. 1. Секция водяного воздушонагревателя



Рис. 2. Секция электрического воздушонагревателя

В поверхностных воздушонагревателях принято многоходовое прохождение воды по трубкам, количество трубок в змеевике называется 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 воздушонагреватель, тем больше скорость воды в трубках и, соответственно, потери давления по воде.

Очень важно в поверхностном воздушонагревателе при его подборе, когда определяется число ходов, равномерно распределить общий поток воды по трубам, чтобы обеспечить требуемые скорости движения воды во всех режимах эксплуатации воздушонагревателя 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 достигается устойчивый турбулентный режим течения и минимальное количество воздушонагревателя, - 1,5 – 2 м/с в расчетном режиме при максимальной нагрузке на воздушонагреватель. 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 воздушонагревателей не должны превышать 25 кПа.

В процессе эксплуатации систем кондиционирования воздуха возникает необходимость в регулировании теплоотдачи воздушонагревателя. При количественном регулировании теплоотдачи с повышением температуры наружного воздуха расход теплоносителя уменьшается. При отрицательных температурах наружного воздуха возможно замерзание воды в отдельных трубках воздушонагревателя 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 тепло обменивающихся 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.

2. Расчет воздухонагревателей

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

Исходные данные для расчета воздухонагревателя:

- начальные и конечные параметры воздуха $t_H, t_K, ^\circ\text{C}$;
- расход воздуха G , кг/ч;
- начальная и конечная температура теплоносителя $t_{WH}, t_{WK}, ^\circ\text{C}$.

Расчет выполняется в следующем порядке.

1. По площади фронтального сечения принятого типоразмера кондиционера определяется действительная массовая скорость воздуха ρv , кг/(м²с),

$$\rho v = \frac{G_B}{F_{\phi p}}, \quad (2.1)$$

где G_B – массовый расход воздуха через воздухонагреватель, кг/с; $F_{\phi p}$ – площадь фронтального сечения воздухонагревателя, м².

2. Находится тепловая мощность воздухонагревателя Q_T , кВт,

$$Q_T = G_B \cdot c_B \cdot (t_K - t_H), \quad (2.2)$$

где c_B – массовая теплоемкость воздуха, $c_B = 1 \text{ кДж}/(\text{кг}^\circ\text{C})$; t_K , t_H – конечная и начальная температура обрабатываемого воздуха, $^\circ\text{C}$.

3. Вычисляется массовый расход теплоносителя G_{WT} , $\text{кг}/\text{с}$,

$$G_{WT} = \frac{Q_T}{c_W \cdot (t_{WK} - t_{WH})}, \quad (2.3)$$

где t_{WH}, t_{WK} – температура теплоносителя на входе и на выходе из воздухонагревателя, $^\circ\text{C}$; c_W – массовая теплоемкость воды, $c_W = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

4. Задаваясь скоростью движения теплоносителя в трубках хода в пределах рекомендуемых значений (желательно вблизи ее среднего значения), а также числом рядов трубок и шагом пластин определяется величина коэффициента теплопередачи K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,

$$K = A \cdot (\rho v)^{0,37} \cdot w^{0,18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \quad (2.4)$$

где A – коэффициент, учитывающий конструктивные характеристики теплообменников, его значения в зависимости от количества рядов трубок и шага пластин приведены в табл. 1; w – скорость движения теплоносителя, $\text{м}/\text{с}$.

Таблица 1 - Опытные коэффициенты для расчета воздухонагревателей и охладителей

Обозначение показателя	Количество рядов трубок, шт						
	1			2		3	4 и более
	Шаг пластин, мм						
	1,8	2,5	4	1,8	2,5 - 4	1,8 - 4	1,8 - 4
Коэффициент А	20,94	21,68	23,11	20,94	21,68	20,94	20,94
Коэффициент Б	2,104	1,574	1,034	4,093	3,035	6,044	7,962
Степень m	1,64	1,74	1,81	1,65	1,72	1,66	1,59

5. Вычисляется необходимая площадь поверхности теплообмена $F'_y \text{ м}^2$:

$$F'_y = \frac{Q_1}{K [t_{cp} - (t_H + t_K) \cdot 0.5]}, \quad (2.5)$$

где Q_1 – тепловая мощность воздухонагревателя, кВт ; t_{cp} – средняя температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$.

6. По линейке ВН данного ЦК принимается воздухонагреватель с ближайшей большей поверхностью теплообмена F_y . Если величина коэффициента A , характеризующего принятый к дальнейшему расчету воздухонагреватель с поверхностью теплообмена F_y , не совпадает с выбранным при подстановке в формулу (2.5) значением (отличается число рядов или шаг пластин), то производится уточнение коэффициента теплопередачи K для фактического значения A . Затем снова определяется необходимая площадь теплообменной поверхности F'_y , и в случае необходимости подбирается воздухонагреватель с соответствующей поверхностью F_y .

7. Находится величина избыточного теплового потока $\bar{Q}_{изб}$, %,

$$\overline{Q}_{изб} = \frac{F_y \cdot K \cdot [t_{cp} - 0,5 \cdot (t_H + t_K)] - Q_T}{Q_T} \cdot 100 \quad (2.6)$$

Если значение $Q_{изб}$ превышает 10 %, то производится повторный расчет воздухонагревателя для, например, уменьшенного значения скорости движения теплоносителя.

8. Определяется аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя ΔP_B , Па:

$$\Delta P_B = B \cdot (\rho v)^m \quad (2.7)$$

где B , m – величины, характеризующие работу водяного воздухонагревателя. Принимаются по табл. 1.

9. Находится гидравлическое сопротивление водяного воздухонагревателя ΔD_W , кПа:

$$\Delta P_W = 3,6 \cdot w^{1,69} \quad (2.8)$$

10. Расчет мощности электрического воздухонагревателя осуществляется по формуле:

$$N_{эл. вн} = 1,1 \cdot Q_T \quad (2.9)$$

3. Воздухоохладители центральных кондиционеров

Для охлаждения и осушения воздуха в центральных кондиционерах применяются воздухоохладители (рис.2). В качестве воздухоохладителя центральных кондиционеров используют поверхностный теплообменник, в котором холодоносителем может 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. Воздухоохладители работают при меньших значениях перепада температур холодоносителя по сравнению с перепадом температур теплоносителя в воздухонагревателе, поэтому расход воды или незамерзающего этиленгликоля через теплообменник всегда значительны, 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.



Рис. 2. Секция воздухоохладителя центрального кондиционера

В качестве охлаждающего элемента используется аналогично, как и в поверхностных воздухонагревателях, оребренная со стороны воздуха металлическая трубка. Материал трубки и пластин оребрения может быть:

- медная трубка, алюминиевые пластины;
- медная трубка, медные пластины;
- алюминиевая трубка, 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, когда 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.



Рис. 3. Секции каплеуловителя

Блоки охлаждения комплектуются поддоном для сбора конденсата. 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 после воздухоохладителя, каплеуловителя, который может выдвигаться для очистки.

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

Равномерное распределение воды в трубках по всей глубине поверхностного воздухоохладителя в значительной степени определяет интенсивность процесса теплопередачи и эксплуатационные режимы работы воздухоохладителя. В водяном поверхностном воздухоохладителе принято многоходовое прохождение воды по трубкам, аналогично, как и воздушонагревателе, 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: в первых рядах трубок, куда поступает частично отепленная вода, происходит «сухое» охлаждение воздуха, в тех рядах, где температура поверхности ребрения 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.

Так же актуально для водяных воздухоохладителей, как и водяных воздушонагревателей, 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.

4. Расчет воздухоохладителей

В качестве исходных данных для расчета принимаются расход воздуха, типоразмер кондиционера, начальные и конечные параметры (температура по сухому термометру и энтальпия) воздуха и температура воды на входе в охладитель. Расчет поверхностного воздухоохладителя (ПВО) производится в следующей последовательности.

1. На *i-d*-диаграмме строится процесс обработки воздуха в ПВО (рис. 4). Находятся точки (Н) и (К), соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха, и через них проводится прямая [НК] до пересечения с кривой $\phi = 95 \%$ в точке (f), которая характеризует среднюю температуру наружной поверхности теплообменника t_f . Полученное значение t_f должно быть не менее чем на 3 ... 6 °С больше температуры источника холода t_{wx} .

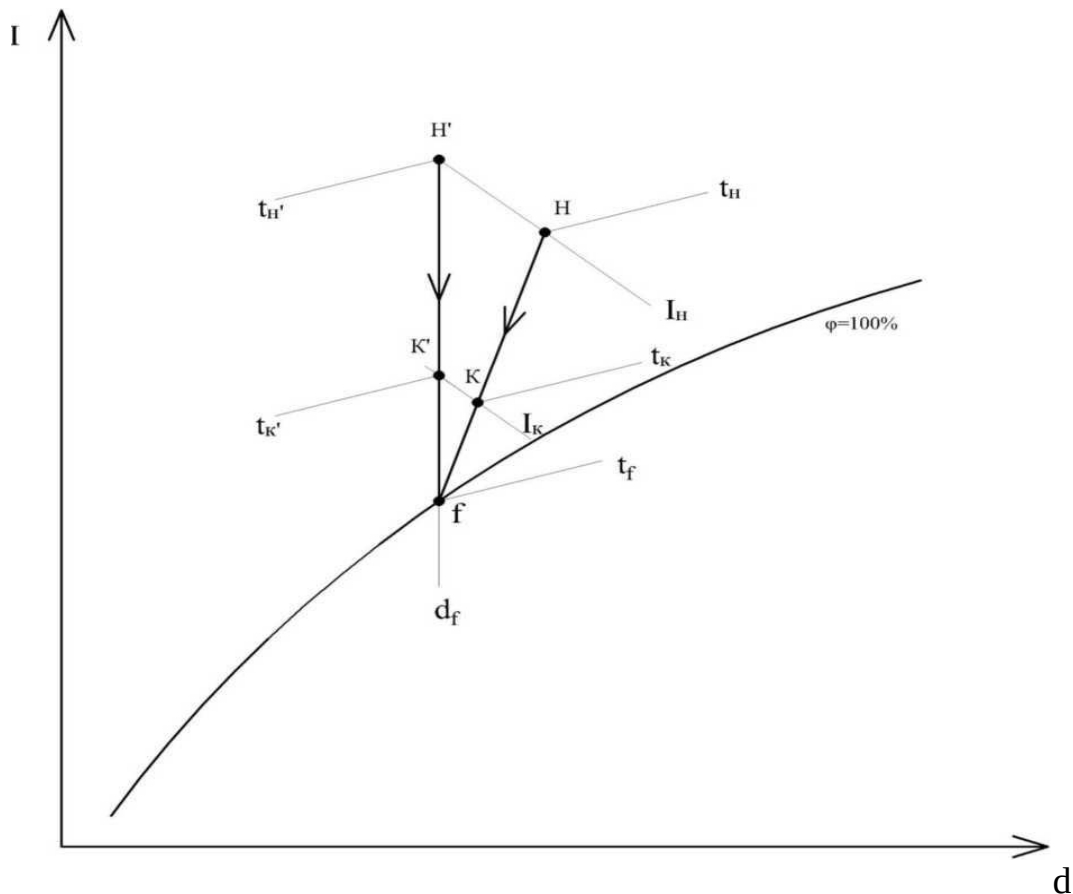


Рис. 4. Построение в i-d-диаграмме условного процесса сухого охлаждения

2. Далее в i-d диаграмме строится эквивалентный по расходу холода условно сухой режим охлаждения. На линии $d_f = \text{const}$ в месте пересечения с линиями $i_H = \text{const}$ и $i_K = \text{const}$ находятся значения начальной $t_{H'}$ и конечной $t_{K'}$ температуры воздуха для условно сухого режима охлаждения [H'K'].

3. Определяется массовая скорость воздуха во фронтальном сечении ПВО ρv , кг/(м²·с),

$$\rho v = \frac{G_B}{F_{\phi p}} . \quad (4.1)$$

4. Задаваясь скоростью движения холодоносителя в трубках хода w в рекомендуемых пределах, находится значение коэффициента теплопередачи K , Вт/(м²·°C),

$$K = A \cdot (\rho v)^{0,37} \cdot w^{0,18} , \quad (4.2)$$

где A - коэффициент, учитывающий конструктивные особенности ПВО и принимаемый по табл. 1, при этом число рядов трубок в воздухоохладителе обычно принимается не менее четырех.

5. Определяется показатель теплотехнической эффективности процесса охлаждения E_t по формуле

$$E_t = \frac{t_{H'} - t_{K'}}{t_{H'} - t_{WH}} \quad (4.3)$$

где t_{WH} – температура холодоносителя (воды) на входе в ПВО, °С.

Стандартной считается температура $t_{WH} = 7$ °С.

6. Вычисляется массовый расход холодоносителя через теплообменник

$$G_{WX} = G_B \cdot c_B \cdot \frac{(t_{H'} - t_{K'})}{c_W \cdot \Delta t_{WX}}, \text{ кг/ч} \quad (4.4)$$

где Δt_{WX} – разность температур холодоносителя в ПВО, обычно принимаемая равной 5 °С.

7. Определяется значение показателя отношения теплоемкостей потоков воздуха и охлаждающей воды:

$$W_c = \frac{G_B \cdot c_B}{G_{WX} \cdot c_W} \quad (4.5)$$

8. Из графика (рис. 5) по известным E_t и W_c находится значение показателя числа единиц переноса тепла N_t .

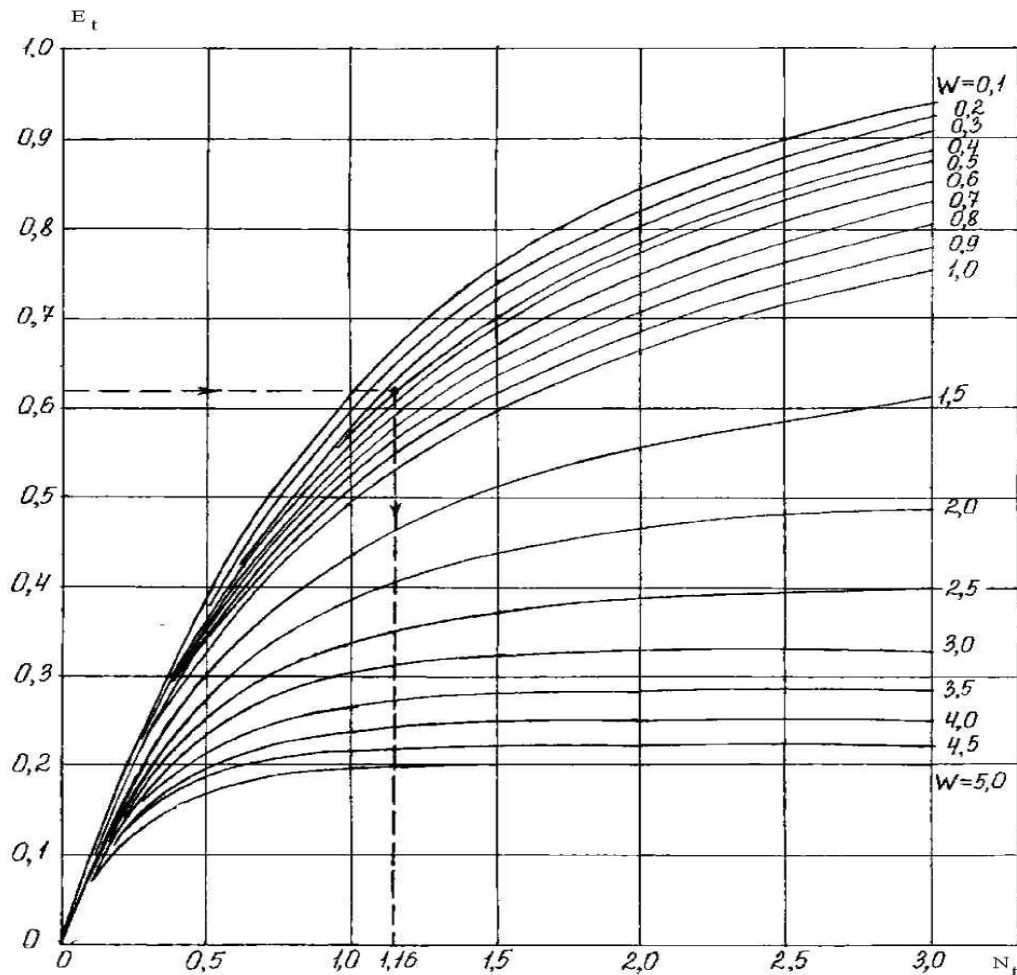


Рис. 5. Зависимость показателя теплотехнической эффективности E для противоточного теплообменника

9. Вычисляется требуемая поверхность теплообмена ПВО:

$$F_{TP} = \frac{N_t \cdot G_B \cdot c_B}{3,6 \cdot K} \quad (4.6)$$

10. По линейке ПВО выбранного ЦК принимается воздухоохладитель с большей поверхностью теплообмена (при этом запас не должен превышать 15 %). Если этому требованию удовлетворяют несколько теплообменников, то окончательно принимается воздухоохладитель с меньшим числом рядов трубок хода.

11. Для принятого ПВО вычисляется аэродинамическое сопротивление ΔP_B , Па,

$$\Delta P_B = 4,43 \cdot (\rho \cdot v)^{1,63} \cdot S_p^{-0,69} \cdot N_p, \quad (4.7)$$

где S_p – шаг между пластинами, мм; N_p – число рядов трубок.

Формула (4.7) справедлива для сухого охлаждения. Если процесс протекает с выпадением конденсата (одновременное охлаждение и осушение), то полученное значение ΔP_B необходимо увеличить.

Лекция 16

БЛОКИ УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ. ФИЛЬТРЫ

План лекции

- 1) Способы увлажнения воздуха: изотермическое и адиабатное.
- 2) Камеры орошения.
- 3) Блок сотового увлажнения.
- 4) Блок парового увлажнения.
- 5) Расчет увлажнителей.
- 6) Фильтры.

1. Способы увлажнения воздуха: изотермическое и адиабатное

В странах с отопительным сезоном люди всегда боролись с низкой относительной влажностью воздуха. Они заметили, как быстро сохнет белье зимой в квартире, и стали специально расставлять в определенных местах емкости с водой, раскладывать намоченную ткань и т.д. Позже появились точечные увлажнители воздуха, которые имеют небольшой радиус действия и множество недостатков. Радикальный способ увлажнения больших по объему помещений – это насыщение их горячим водяным паром (например, четыре чайника постоянно кипят на плите). Такой способ повышает внутреннюю энергию воздуха и влажность без изменения его температуры. Это изотермическое увлажнение воздуха (рис. 1). Его практически не применяют, так как затраты на испарение 1 кг воды огромны и достигают 700 Вт.

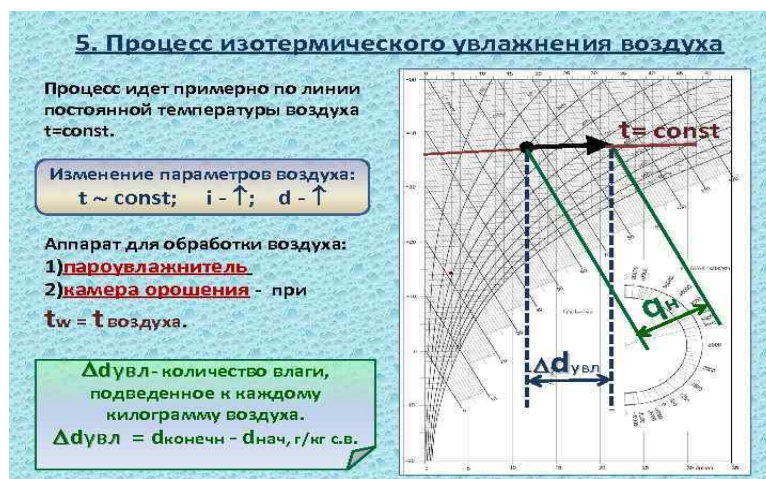


Рис. 1. Процесс изотермического увлажнения воздуха на i-d-диаграмме

Есть и другой физический способ увлажнить большой объем воздуха без изменения его внутренней энергии, сопровождаемый резким увеличением влажности и небольшим снижением температуры, – это адиабатное

увлажнение воздуха помещений. При этом затраты на испарение 1 кг воды уменьшаются на один-два порядка.



Рис. 2. Процесс адиабатного увлажнения воздуха на i - d -диаграмме

Система проста – это известный всем автолюбителям впрыск через форсунки. Для воды в обязательном порядке требуется глубокая очистка от примесей и растворенных солей. Подготовленная вода поступает в накопители и насосом подается в магистраль высокого давления (до 50 атм. и выше). Тонкие, малозаметные пластиковые трубопроводы прокладываются под потолком (на потолочном плинтусе) по всему периметру. Через определенные расстояния расположены форсунки, которые распыляют воду в виде микроскопических капель (рис. 3).



Рис. 3. Распыление воды форсункой

Капли быстро превращаются в невидимый водяной пар и повышают относительную влажность воздуха до нормативных значений. Весь процесс управляется электронным контроллером, который связан с датчиками относительной влажности воздуха.

Такая система увлажнения воздуха достаточно дорога и нашла свое применение на летних площадках кафе, ресторанов. Туман создает своеобраз-

разный барьер для горячего уличного воздуха и понижает температуру в искусственном оазисе на 1,5 - 2 градуса и создает эффект прохлады (рис. 4).

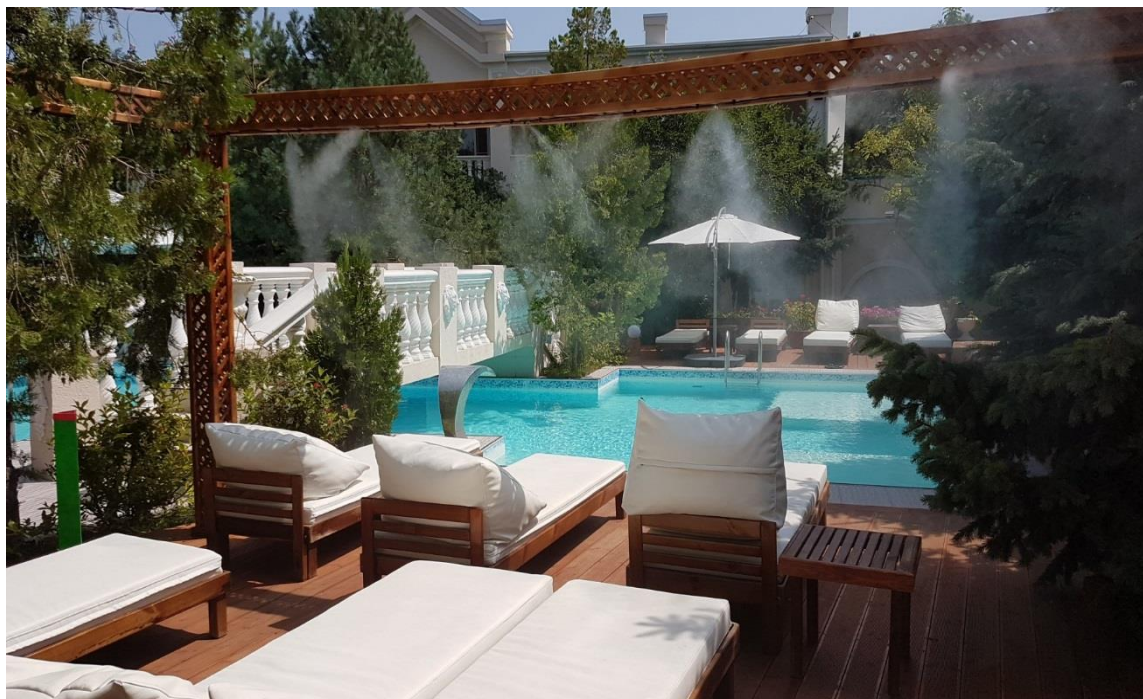


Рис. 4. Туманообразующие форсунки

В замкнутом помещении зачастую используют бытовые, более дешевые увлажнители воздуха, использующие энергию ультразвука (рис. 5).



Рис. 5. Бытовой ультразвуковой увлажнитель воздуха

Поддержание заданного значения относительной влажности воздуха в крупных помещениях различного назначения вызывает необходимость увлажнения наружного воздуха в большом количестве и доведения его до состояния приточного в холодное и переходное время года, а также по требованию технологического процесса и круглогодично. Для этого используются СКВ со специальными камерами (блоками) увлажнения.

Для увлажнения воздуха в СКВ 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 подводится 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.

2. 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.



Рис. 6. Камера форсуночного орошения

Камера орошения может быть с одним или двумя рядами форсунок с разной или одинаковой плотностью в каждом ряду. 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 стояк выбраны так, чтобы обеспечить перекрытие факелами распыла все поперечное сечение оросительного пространства.

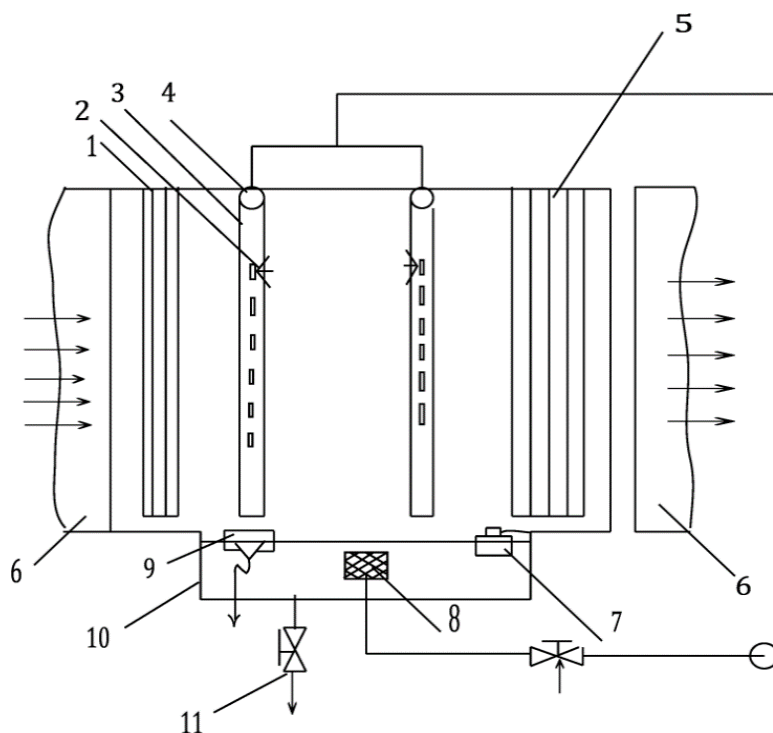


Рис. 7. Двухрядная камера орошения:

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.

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 не менее 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, тепломассообмен 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 грибков, 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 расходы орошающей воды и давление насоса при том же значении коэффициента адиабатной эффективности, и, как следствие, большее потребление электроэнергии;
- значительные габариты 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.

3. Блоки 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.

По принципу действия он относится к контактным 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.



Рис. 8. Блок сотового увлажнения

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

4. Блок парового увлажнения

Блок парового увлажнения воздуха паром, который получают в электрическом парогенераторе (рис. 9). 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. Обычно используют высокотемпературный пар при температуре выше 100°C 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, то луч процесса идет с небольшим отклонением от изотермы, и условно считают процесс увлажнения воздуха высокотемпературным паром тоже изотермическим.

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 (23) из нержавеющей стали, 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.

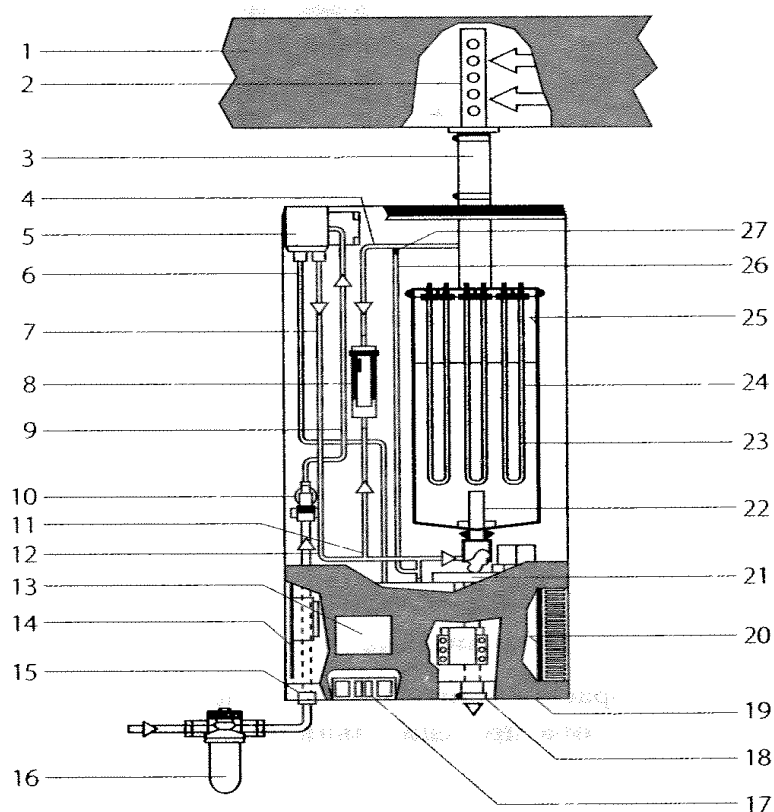


Рис. 9. Конструкция парового увлажнителя

- 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

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 осуществляется 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.

5. Расчет камеры орошения

В качестве исходных данных для расчета камеры орошения принимаются расход воздуха, типоразмер кондиционера (для кондиционеров КЦКП 3,15 - КЦКП 8 форсуночная камера орошения не поставляется), начальные и конечные параметры воздуха. Расчет выполняется в следующей последовательности.

1. Определяется величина требуемого коэффициента адиабатической эффективности E_a по формуле

$$E_a = \frac{t_k - t_o}{t_k - t_{om}}, \quad (5.1)$$

где t_k , t_o – температура воздуха соответственно на входе и на выходе из камеры орошения, °С; t_{om} – температура воздуха, входящего в камеру орошения по мокрому термометру, °С.

2. Если расход воздуха через камеру орошения отличается от номинальной производительности кондиционера, то необходимо уточнить значение E_a для фактического расхода воздуха L_{ϕ} . Для этого определяется относительный расход воздуха $L_{\phi}/L_{ном}$ и для него по графику, приведенному на рис. 4.3, находится фактическое значение коэффициента адиабатической эффективности $E_{a.\phi}$.

3. Для найденного значения $E_{a.\phi}$ по графику определяется величина коэффициента орошения $B = G_B/G_w$, кг воздуха/кг воды.

4. Находится общий расход воды, подаваемой к форсункам G_w , кг/ч,

$$G_w = B \cdot G_B \quad (5.2)$$

5. Вычисляется аэродинамическое сопротивление камеры орошения, Па,

$$\Delta P_{KO} = 19,4 \cdot V_{\phi p}^2 \quad (5.3)$$

где $V_{\phi p}$ – скорость воздуха во фронтальном сечении $F_{\phi p}$ камеры орошения, м/с.

Величина $F_{\phi p}$ определяется при выборе типоразмера ЦК.

6. Фильтры центральных кондиционеров

Фильтры ЦК бывают: панельные (ФВП) со стекловолокном, пенополиуретаном или полиэстером, карманные (ФВК) на гофрированной фильтровальной бумаге из ультратонких стеклянных волокон, из металлических сеток (ФВМет) из нержавеющей или оцинкованной низкоуглеродной стали, угольные (ФВКом-W-CARB), тонкой очистки HEPA (ФВА-НС) на гофрированной бумаге на основе ультра-и микротонкого стекловолокна.

Критерием подбора фильтра для ЦК является его типоразмер, эффективность, которую определяет область применения и его аэродинамическое сопротивление.

Таблица 1 – Маркировка фильтров в зависимости от класса их эффективности

Степень очистки	Класс очистки				Эффективность очистки, %			
	DIN 24184 DIN 24185	ГОСТ Р 25151-99	EN 779	EN 1822	ГОСТ Р51251-99	EN 1822		
					По методике испытаний *			
					Еа	Еб	Е	О
Грубая	EU1	G1	G1	J60	J65			
	EU2	G2	G2	60...70	65...80	<20		
	EU3	G3	G3	70...80	80...90	20...35		
	EU4	G4	G4	80...90	90...95	35...45		
Тонкая	EU5	F5	F5	90...95	45...60	<20		
	EU6	F6	F6	95...97	60...80	60		
	EU7	F7	F7	97...98	80...90	45		
	EU8	F8	F8	98...99	90...95	60		
	EU9	F9	F9	99,0	95...98	75		
Высокоэф- фективная (HEPA)	H10	H10	85					
	H11	H11	95					
	H12	H12	99,5					
	H13	H13	99,95					
	H14	H14	99,995					
Сверхвысокая (ULPA)	U15	U15	99,9995					
	U16	U16	99,99995					
	U17	U17	99,999995					

Примечание: EN779 и EN1822 – российские стандарты для фильтров грубой, тонкой и особо тонкой очистки соответственно.

Таблица 2 – Классификация воздушных фильтров и области их применения

Степень очистки	ГОСТ Р 51251	Тип фильтра	Применение
Грубая	G1	ФВФ ФВП-I, ФВП-II, ФВПМет-I, ФВПМет-II, ФВК ФВКас-III	Фильтры грубой очистки, используемые в помещениях и процессах с низкими требованиями к чистоте воздуха. Предварительная очистка в системах вентиляции и центрального кондиционирования. Применяются при эксплуатации компрессоров, холодильных машин в условиях большой запыленности.
	G2		
	G3		
	G4		
Тонкая	F5	ФВКас-S ФВК- Meltblows ФВК- Meltblows с предфильтром ФВК-Carb ФВКом ФВКом-W	Фильтры тонкой очистки воздуха в системах кондиционирования и вентиляции. Очистка циклового воздуха газотурбинных агрегатов. Применяются в качестве фильтров второй степени очистки (доочистки). Используются в больничных палатах, административных зданиях, гостиницах, при производстве продуктов питания, лекарств, электронной, химической промышленности и т.д.
	F6		
	F7		
	F8		
	F9		
Высокоэффективная (HEPA)	H10	ФВА-I ФВА-II ФВА-НС ФВА-TM-HOOD	Фильтры абсолютной очистки применяются для чистых зон, чистых помещений. В фармацевтической и электронной промышленности, в качестве «финишных» фильтров, для решения проблем санитарии, гигиены и микроклимата в лечебных заведениях (операционные); на АЭС; при производстве продуктов питания (бродильные отделения), лекарств и т.д.
	H11		
	H12		
	H13		
	H14		
Сверхвысокая (ULPA)	U15	ФВА-I ФВА-II	Фильтры окончательной очистки воздуха в помещениях с самыми высокими требованиями к чистоте воздуха.
	U16		
	U17		

Лекции 17-18

ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

План лекции

- 1) Схемы чиллера с водяным и воздушным охлаждением конденсатора.
- 2) Холодоснабжение водяных поверхностных воздухоохладителей.
- 3) Расчет холодильной установки.

1. Схемы чиллера с водяным и 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 парокompрессионная холодильная машина, 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.

Схема с водоохлаждаемым чиллером и открытыми градирнями

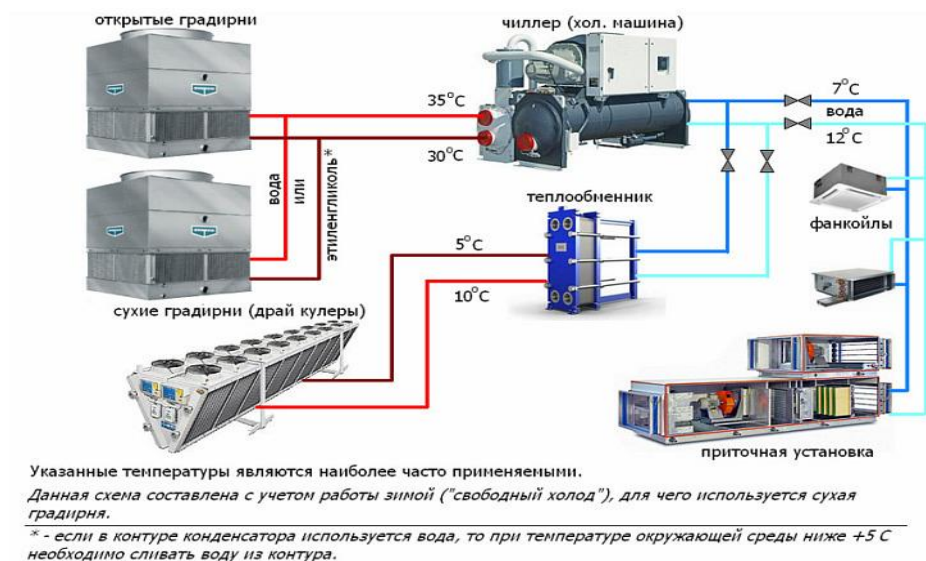


Рис. 1

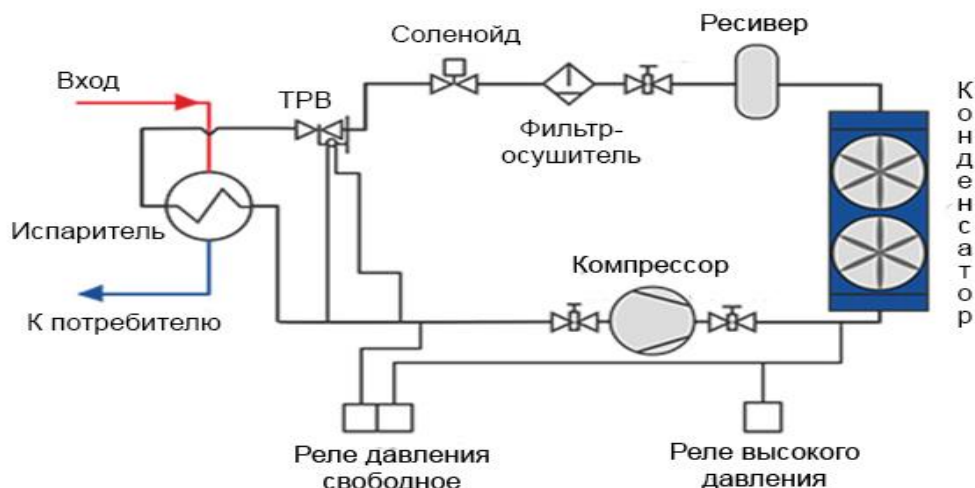


Рис. 2

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, называемая теоретическим холодильным коэффициентом цикла (Карно), определяется по формуле

$$\varepsilon_0 = \frac{g_x}{I},$$

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 ε_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.

2. Холодоснабжение водяных поверхностных воздухоохладителей

Водяные поверхностные воздухоохладители снабжаются холодной водой, охлаждаемой в холодильной машине. Схема холодоснабжения может быть независимая и зависимая. При независимой схеме с регулирование хо-

лодопроизводительности 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.

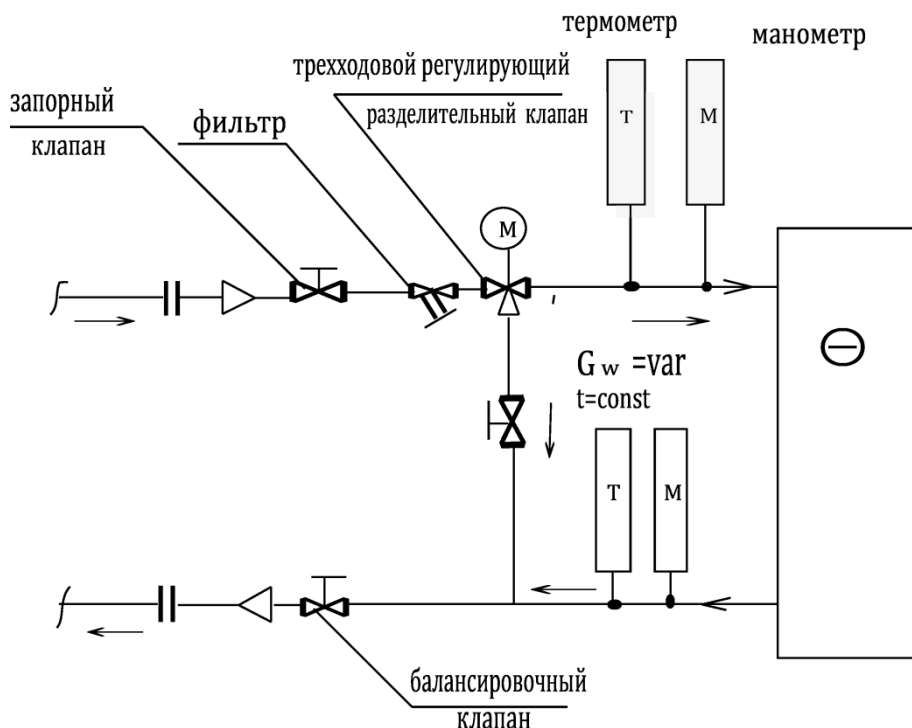


Рис. 3. Зависимая схема холодоснабжения воздухоохладителя с трехходовым регулирующим клапаном

При зависимом присоединении устанавливают трехходовой регулирующий разделительный клапан на трубопроводе холодной воды водяного поверхностного воздухоохладителя (рис.3), 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.

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 (рис. 4, рис. 5).



EUWAC5...10FZW

Только холод

$Q_o = 11,6; 18,4; 23,8$ кВт

Напор вентиляторов конденсатора
до 100...150 Па (для разных моделей)

Спиральный компрессор Daikin

Рис. 4. Малый чиллер с воздушным охлаждением конденсатора
для установки в помещении



EUWA(Y)5...24KAZW

Холод или холод-тепло $Q_o = 9...55$ кВт

Возможность поставки с встроенным
гидромодулем и баком-аккумулятором до 200 л

Спиральный компрессор Daikin

Напор вентиляторов конденсатора 50 Па

Воздух: $T_{нар} = -15...+43$ °С (охлаждение)

$T_{нар} = -10...+21$ °С (нагрев)

Хладоноситель: 10...+25

+35...+50

Возможность интеграции в BMS
озонобезопасный фреон R407c

Рис. 5. Малый чиллер с воздушным охлаждением конденсатора для наружной установки

Чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора выпускаются в моно-блочном 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 как более эффективные 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, WSAH, MAE, WSH (первая буква S – винтовой), с двухвинтовыми компрессорами – как WDAT. Маркировка чиллеров со спиральными компрессорами может быть различной – WSAT, WSAH, 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 вентиляторами 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.

3. Расчет холодильной установки

Вычисляется холодопроизводительность установки в рабочем режиме Q_o^p , кВт

$$Q_o^p = \frac{A_x \cdot G_B \cdot (I_H - I_K)}{3600}, \quad (3.1)$$

где A_x – коэффициент запаса, учитывающий потери холода на тракте хладагента, холодоносителя и вследствие нагревания воды в насосах и принимаемый равным $A_x = 1,1$; I_H, I_K – энтальпии воздуха на входе и выходе из ПВО, кДж/кг.

Если при расчете воздухоохладителя была принята температура холодоносителя t_{wn} , отличающаяся от 7 °С, то холодопроизводительность чиллера необходимо привести к стандартным условиям:

$$Q_o = \frac{Q_o^p}{K_n}, \quad (3.2)$$

где K_n – коэффициент, учитывающий влияние t_{wn} на холодопроизводительность чиллера. Его значения приведены в табл. 3.2.

По таблице 3.1 подбирается две-три однотипных холодильных машины и из них комплектуется общая установка. При этом суммарная холодопроизводительность принятого числа машин должна равняться вычисленному по формуле (3.2) значению Q_o . При использовании чиллеров с регулируемой холодопроизводительностью допускается принимать к установке одну машину.

Таблица 3.1 – Характеристики чиллеров с воздушным охлаждением конденсатора

Марка чиллера	Холодопроизводительность, кВт	Потребляемая мощность, кВт	Размеры, мм			Вес, кг
			длина	ширина	высота	
McSmart M4AC - 060 C	15,2	6,9	1150	450	1410	203
McSmart M4AC - 080 C	21,7	9,4	1500	900	1260	350
McSmart M4AC - 100 C	25,8	10,8	1500	900	1260	360
McSmart M4AC - 120 C	33,7	12,2	1800	1150	1260	480
McSmart M4AC - 150 C	40,2	14,9	1800	1150	1260	560
McSmart 160 C	47,8	18,4	1820	1000	1935	650
McSmart 190 C	57,6	21,1	1820	1000	1935	666
McSmart 210 C	70,5	24,2	2056	1153	2185	864
McSmart 240 C	81,2	28,6	2056	1153	2185	942
McSmart 320 C	98,0	37,5	2750	1100	2180	1175
McSmart 400 C	124,3	42,4	2750	2200	2180	1571
McSmart 500 C	154,8	52,3	2750	2200	2180	1935
McEnergy SE 052.2*	184,0	76,7	2240	2235	2340	2405
McEnergy SE 056.2*	197,8	75,0	2240	2235	2340	2497
McEnergy SE 064.2*	225,0	77,6	3140	2235	2340	2859
McEnergy SE 070.2*	245,0	86,5	3140	2235	2340	28959
McEnergy SE 074.2*	261,0	94,3	3140	2235	2340	2896
McEnergy SE 078.2*	275,0	101,3	3140	2235	2340	2936
McEnergy SE 085.2*	298,0	112,4	3140	2235	2340	2936
McEnergy SE 091.2*	321,0	114,1	4040	2235	2340	3279
McEnergy SE 105.2*	370,0	124,1	4040	2235	2340	3299
EnergyPlus SE 114.2*	408,0	147,2	3460	2230	2520	3515
EnergyPlus SE 125.2*	452,0	164,4	3460	2230	2520	3565
EnergyPlus SE 142.2*	524,0	173,4	4355	2230	2520	3895
ALS “E” SE 163.2*	584,0	195	5310	2230	2520	4900
ALS “E” SE 178.2*	640,0	211	5310	2230	2520	5130

* - чиллеры с плавным регулированием холодопроизводительности

Таблица 3.2 – Коэффициента K_{Π} пересчета холодопроизводительности чиллера

Показатель	Температура холодоносителя на выходе из испарителя, °C					
	5	6	7	8	9	10
Коэффициент K_{Π}	0,95	0,97	1,00	1,03	1,06	1,09

Учебное издание

Соколов Вячеслав Витальевич

**О С Н О В Ы
ТЕОРИИ, ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЁТА
СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.
ЛЕКЦИИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

Учебно-методическое пособие

В авторской редакции

Изд. № 30/2021. Объем 9,75 п.л.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»