БИБЛИОТЕКА климатехники

А. БЕККЕР

Системы вентиляции

Перевод с немецкого
Л. Н. Казанцевой
под редакцией
Г В. Резникова

ТЕХНОСФЕРА
ЕВРОКЛИМАТ
Москва
2005

А. Беккер
Системы вентиляции
Москва:
Техносфера, Евроклимат, 2005. - 232с. ISBN 5-94836-047-4

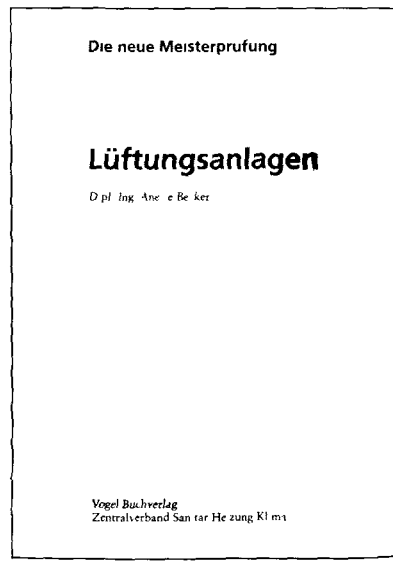
Приведены физиолого-гигиенические основы создания в воздушной среде вентилируемых и кондиционируемых помещений комфортных параметров микроклимата для людей, в них находящихся, физические основы построения и классификация систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Изложены способы расчета основных конструктивных агрегатов систем, сетеи воздухораспределения, а также подбора фильтров, вентиляторов и других элементов и узлов Приведены требования, предъявляемые к системам и материалам и основные рекомендации по противопожарной защите при эксплуатации на основе опыта немецких фирм

Большое внимание уделено проектированию современных систем вентиляции жилых домов

Книга дополнена приложениями, облегчающими подбор оборудования

Справочно-информационное руководство для студентов специальности "отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха", и менеджеров строительных и проектных организаций


Die neue Meisterprufung

Lüftungsanlagen

Dipl Ing Arne e Be ker

Vogel Buchverlag
Zentralverband San tar He zung Kl ma

© 2000 by Vogel Industrie Medien
GmbH & Co KG, Wurzbirg (Germany) All Rights reserved
© 2005, ЗАО "РИЦ "Техносфера",
перевод на русский язык, оригинал-макет
© 2005, ЗАО "Евроклимат", приложения, оформление

ISBN 5-94836-047-4
ISBN 3-8023-1759-9 (нем.)

Содержание

Предисловие 8
Предисловие к русскому изданию 9
От автора 12

Глава 1. **Введение** 13

Глава 2. ***Микроклимат в помещении и тепловой комфорт*** 15
2.1 Физиологические аспекты 15
2.2. Комфортность и влияющие факторы 17
2.2.1. Тепловые параметры 18
2.2.2. Прочие значимые характеристики 22

Глава 3. **Физические основы кондиционирования воздуха** 23
3.1. Параметры состояния влажного воздуха 24
3.2. Принципы построения *h,x*-диаграммы влажного воздуха Моллье 28
3.3. Процессы изменения состояния в *h,x*-диаграмме 28
3.3.1. Нагревание 28
3.3.2. Охлаждение 29
3.3.3. Смешивание двух потоков влажного воздуха 32
3.3.4. Увлажнение 33

Глава 4. **Системы вентиляции и кондиционирования воздуха** 36
4.1. Понятия и символы 36
4.1.1. Разновидности воздушных потоков по ДИН 1946, ч.1 .. 36
4.1.2. Символы по ДИН 1946, часть 1 (рис. 4.2) 37
4.2. Классификация систем кондиционирования воздуха 46

Глава 5. **Общие задачи техники кондиционирования воздуха** 50

Глава 6. **Определение необходимых объемных расходов воздуха** 53
6.1. Объемные расходы наружного воздуха V_{AU} 53
6.1.1. Определение V_{AU} по коэффициенту воздухообмена (кратности вентиляции) LW 54
6.1.2. Определение V_{AU} по часовой норме свежего воздуха AR 57
6.1.3. Определение V_{AU} по концентрации вредных веществ в помещении 62
6.2. Объемный расход приточного воздуха V_{ZU} 63
6.2.1. Определение V_{ZU} для целей вентиляции 64
6.2.2. Определение V_{ZU} для отопления помещения 65
6.2.3. Определение V_{ZU} для охлаждения помещения 66

Глава 7. **Системы естественной вентиляции** 69
7.1. Влияние разности плотностей $\Delta\rho$ 69
7.2. Влияние ветра 72
7.3. Системы естественной вентиляции 73
7.3.1. Инфильтрация воздуха через стеновые швы и проветривание через окна 73
7.3.2. Вентиляция с использованием вентиляционных шахт 76
7.3.3. Крышная вентиляция 79

Глава 8. **Системы принудительной вентиляции** 81
8.1. Принципы расчета 81
8.1.1. Объемные расходы воздуха и теплопроизводительность нагревателя для систем воздушного отопления 82
8.1.2. Поперечные сечения воздушных каналов 89
8.1.3. Типы давления 93
8.1.4. Потери давления в сети каналов 96
8.2. Акустические аспекты 113
8.2.1. Определение понятий 116
8.2.2. Суммирование звуковых волн 117
8.3. Системы вентиляции с индивидуальными вентиляторами без функции кондиционирования воздуха 120
8.3.1. Системы вытяжной вентиляции для расположенных внутри помещений ванных комнат и туалетов 120
8.3.2. Вытяжная вентиляция для кухонь 131
8.3.3. Приточная и вытяжная вентиляция с помощью настенных и оконных вентиляторов 134
8.4. Конструкционные элементы систем вентиляционной техники 135
8.4.1. Вентиляторы 135
8.4.2. Теплообменники 146
8.4.3. Воздушные фильтры 160
8.4.4. Смесительные камеры 163
8.4.5. Шумоглушители 163
8.4.6. Способы подачи и удаления воздуха 167
8.4.7. Решетки для защиты от атмосферных воздействий 170
8.4.8. Запорные приспособления 170
8.4.9. Воздушные каналы 170
8.5. Регенерация тепла в системах кондиционирования воздуха 173

Глава 9. **Противопожарная защита** 183
9.1. Общие сведения касательно норм и стандартов 183
9.2. Строительные материалы [23] 185
9.3. Воздуховоды [23] 185
9.4. Противопожарная защита для вентиляционных систем жилых помещений [23] 188

Глава 10. **Техническое обслуживание содержание в исправности** 189

Приложения 191
А.1. Законы, стандарты, нормы 191
А.2. Собрание формул 192
А.3. Пересчет единиц измерения 194
А.4. *h,x*-диаграмма влажного воздуха Молье 197
А.5. Диаграмма определения величин удельного сопротивления трения (R) для каналов из стального листа круглого поперечного сечения 198
А.6. Параметры состояния насыщенного влажного воздуха [17] 199
А.7. *Формуляр для расчета потерь давления* 200

Перечень используемых формульных знаков и единиц измерения 200
Буквенно-цифровые обозначения, подстрочники 201

Краткий обзор оборудования 202
Б.1. *Вентиляторы Rover* 202
Б.2. Воздухораспределительные устройства Imp Klima 226

Список литературы 230
Литература, добавленная редактором перевода 231

Предисловие

Уважаемый читатель, перед Вами шестая книга серии «Библиотека климатехника», изданная компанией ЕВРОКЛИМАТ. Вот уже 11 лет ЕВРОКЛИМАТ успешно работает на российском рынке климатического оборудования и по праву считается компанией № 1 в отрасли. Сегодня в компании трудится более 600 специалистов, которым ежедневно приходится решать весьма разнообразные, подчас очень нестандартные, профессиональные задачи.

В сферу деятельности компании входит полный цикл проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха на базе современного климатического оборудования известных зарубежных и отечественных производителей, организация прямых контрактных поставок оборудования на московские и региональные объекты, проведение монтажных и пуско-наладочных работ, обеспечение гарантийного и сервисного обслуживания установленного оборудования.

Сотни московских и региональных партнеров сотрудничают с компанией ЕВРОКЛИМАТ на территории России и стран СНГ. В совместной работе нами накоплен огромный практический опыт, но законы рынка, развитие отрасли и применение новых технологий требуют постоянного повышения квалификации.

В этой связи, вот уже более 5-ти лет компания ЕВРОКЛИМАТ издает уникальную серию книг «Библиотека климатехника», где публикует работы как отечественных, так и зарубежных авторов.

Сегодня компания ЕВРОКЛИМАТ предлагает Вашему вниманию книгу «Системы вентиляции». Это новое информационно-справочное руководство содержит основополагающие сведения о процессах вентиляции и кондиционирования воздуха в помещениях различного типа и включает в себя требования и нормативы, принятые в стандартах Европейского сообщества.

Надеюсь, что книгу по достоинству оценят не только нынешние специалисты-проектировщики, но и будущие профессионалы отрасли – студенты и аспиранты специализированных учебных заведений.

С уважением,

Г.Ю. Горовой,
Генеральный директор
компании ЕВРОКЛИМАТ

Предисловие к русскому изданию

В книге немецкого специалиста доцента Аннете Беккер представлено учебное пособие для лиц, обучающихся в учебных заведениях для подготовки и сдачи квалификационного экзамена на звание мастера или техника по профессии «Монтажник и строитель отопительных систем», введенной в Федеративной Республике Германия с 1 апреля 1998 г.

Последнее нововведение в специализации строительных квалификаций вызвано большим спросом на таких специалистов в связи со значительным объемом строительства инженерных систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в современных зданиях, их значимостью в общих затратах при строительстве зданий, возросшими требованиями к комфорту в обитаемой среде помещений. Цель появления этой книги, создаваемой при поддержке Центрального объединения специалистов SHK (сантехника, отопление, кондиционирование воздуха) и издательства Vogel, заключалась в том, чтобы не только дать хорошее пособие для подготовки специалистов, но и создать информационно-справочное руководство для практической работы. Книга содержит весь комплекс сведений, требований и нормативов, принятых в Стандартах европейского сообщества и ФРГ, необходимых для работ по расчету и подбору основного оборудования систем вентиляции, выбора оптимальных схем организации воздухообмена и помогающих также при реализации монтажа и наладке систем.

Отечественные учебники и пособия для вузов и техникумов содержат обширный российский опыт и научные достижения по реализации систем вентиляции, методам их расчета и проектирования. Однако в связи с широким внедрением при строительстве в Российской Федерации зарубежного оборудования вентиляционной техники, изготавливаемого в европейских странах, и принятием в эксплуатацию вентиляционных систем, запроектированных по европейским стандартам, могут быть полезны сведения и данные по расчету, выбору и применению оборудования, приведенные в книге компактно, в табличной форме и с иллюстрациями. Также полезен опыт построения книги такого уровня, ее комплектность, так как для рассматриваемой специализации издательство Vogel предлагает целый ряд такого рода пособий (по автоматике, по системам кондиционирования, сантехнике и т.д.).

В книге представлены физиолого-гигиенические основы создания в воздушной среде вентилируемых и кондиционируемых помещений комфортных параметров микроклимата для людей, в них находящихся; нормативные значения параметров воздухообмена в помещениях; физические основы процессов вентиляции и кондиционирования воздуха; классификация систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Приведены символы и графические обозначения элементов, узлов и устройств, входящих в системы по европейским

нормам и стандартам DIN, VDI. Рассмотрены схемные решения вентиляционных систем, способы расчета и подбора их основных конструктивных агрегатов и устройств, элементов и узлов самой сети воздухораспределения, подбора воздушных фильтров, вентиляторов, устройств регенерации тепла, теплообменников-нагревателей и охладителей и других элементов и узлов; уделено внимание конструктивным мерам по уменьшению уровня шума в системах, приведены противопожарные требования, предъявляемые к системам и материалам, и основные рекомендации по их осуществлению и противопожарной защите при эксплуатации на основе опыта немецких фирм и Стандартов ФРГ. Большое внимание уделено построению современных систем вентиляции жилых домов. Краткое, комплексное представление основных сведений, нормативов и практичных, расчетно-проектных решений по системам вентиляции делает настоящую книгу прекрасным справочником для специалистов не только на уровне мастера или техника

Отметим, что при использовании данного справочного пособия читатель встретится с другими обозначениями и терминами, чем принятые в отечественной практике.

Так, например, в книге весь практический материал в примерах расчета процессов обработки воздуха приводится на основе *h,x*-диаграммы Моллье, которая в отечественных пособиях известна как *i,d*-диаграмма Рамзина. Здесь h = i есть энтальпия, или теплосодержание воздуха, x = d – влагосодержание воздуха. Кроме того, отметим,что символы и графические обозначения агрегатов и элементов систем вентиляции и кондиционирования, принятые в стандартах DIN 1946, не приняты в Российской Федерации, что вызовет определенную реакцию у читателя и приведет к необходимости с ними познакомиться. Заметим, что отечественные стандарты ГОСТ 21.602.2003 и ГОСТ 2.785.70 не столь полны, как это имеет место в DIN1946.

В связи с ожидающимся вступлением Российской Федерации во ВТО будут осуществляться мероприятия по унификации технических обозначений при сопровождении торговых операций и проведении различных услуг, в том числе и осуществлении проектов, на повестке дня будут стоять задачи сближения терминологии, обозначений и символики. Поэтому весьма полезно ознакомиться с теми стандартными требованиями и обозначениями, которые представлены в книге и которые действуют в Европейском Сообществе.

Эта книга может быть использована в качестве учебного пособия для студентов среднего профессионального образования, обучающихся по специальностям

1006 «Теплоснабжение и теплотехническое оборудование»,

2902 «Строительство и эксплуатация зданий и инженерных сооружений»,

2913 «Монтаж, наладка и эксплуатация электрооборудования промышленных и гражданских зданий»;

«Санитарно-технические устройства, теплогазоснабжение и вентиляция зданий».

Книга может быть полезна и как информативно-справочное руководство студентам вузов по специальностям: 2907 «Теплогазоснабжение и вентиляция»; 653500, 550100 «Строительство»; 550900, 650800 «Теплоэнергетика».

Г.В. Резников

От автора

Настоящая книга адресована прежде всего будущим мастерам и техникам в сфере создания систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. В ходе зарождения новых рабочих специальностей она сможет стать также своеобразным связующим звеном для профессий, перешагнувших свои традиционные границы.

Здесь содержится основополагающая информация касательно специальной отрасли – вентиляционных систем. Цель ее – дать в руки будущему специалисту средство для определения важнейших теоретических связей между отдельными параметрами системы и показать возможности их практического применения.

Данное издание отличается компактным изложением материала и для большей наглядности снабжено многочисленными иллюстрациями. Работу с книгой облегчает также наличие целесообразно подобранной информации в табличной форме. В определенных местах приводятся теоретические выкладки, дополненные конкретными примерами. Даются и ссылки на текущие законодательные нормы и стандарты ФРГ. В композиции книги делается упор на основные физические законы применительно к влажному воздуху, а также на принципы определения параметров вентиляционных систем и систем кондиционирования воздуха, которые должны рассматриваться в качестве исходных характеристик при возведении оптимальных во всех отношениях энергосберегающих строительных объектов.

Прежде чем перейти к рассмотрению собственно оборудования, предлагается обсудить некоторые связанные с ним базовые аспекты. Так, описываются системы, работающие по принципу приточной и вытяжной вентиляции, а также разные исполнения систем воздушного отопления. При этом обязательно указываются возможные способы регенерации тепла в целях экономии энергии. Системы, способные осуществлять кондиционирование воздуха не только в отдельных помещениях, но и во всем здании, подробно рассматриваются в специальном издании «Системы кондиционирования воздуха».

Настоящая книга задумана как справочник и своего рода путеводитель для специальных учебных заведений и может рассматриваться в качестве введения в столь перспективную отрасль, каковой представляется вентиляционная техника, что, безусловно, будет способствовать установлению необходимых связей между теорией и практикой.

Маркклееберг,
Анетте Беккер

ГЛАВА 1

ВВЕДЕНИЕ

Требование максимальной экономии энергии официально закреплено в Постановлении по тепловой защите зданий, разработанном на основе действующего Закона об экономии энергии, а также в известном Федеральном законе о воздушных выбросах. С учетом этого требования должны проектироваться и создаваться все системы инженерного оборудования зданий. На фоне повышенного внимания к теплоизоляции возводимых объектов все большее значение приобретает техника вентиляции и кондиционирования воздуха, прежде всего во вновь строящихся зданиях. Эти системы обязаны в полной мере соответствовать уровню техники.

В то время как обычные отопительные установки обусловливают лишь тепловой режим здания, системы кондиционирования воздуха способны выполнять более широкие специальные задачи по качеству воздуха помещений, оказывая влияние не только на его температуру, но также на влажность и чистоту. Тем самым, безусловно, вносится существенный вклад в дело сохранения здоровья и работоспособности человека, причем одновременно достигается и другой положительный эффект, а именно решается проблема защиты зданий от скоплений влаги в стенных конструкциях и на самих стенах и заметно повышается звукоизоляция строений.

По соображениям гигиены и с учетом ряда физических аспектов из области строительного дела необходимо в обязательном порядке отводить из помещений воздух, пропитанный влагой и содержащий вредные вещества и запахи.

Решение технических проблем вентиляции

Для решения связанных с вентиляцией технических проблем существует – как и во всех прочих сферах – множество разных возможностей. При этом, выбирая ту или иную установку, приходится учитывать особые граничные условия, относящиеся к данному зданию или помещению, ибо только решение применительно к конкретной проблеме даст искомый результат – экономичный, экологически чистый, энергосберегающий способ строительства. Поэтому все инженерные коммуникации, системы оборудования зданий, и техника кондиционирования воздуха в частности, непременно должны рассматриваться в тесной связи с архитектурно-строительными решениями строящегося объекта.

Стадия проектных работ

Требование относительно получения максимально возможной экономии энергии предполагает, что последние достижения науки в этой области будут непременно учитываться уже на стадии проектирования соответствующего оборудования В смысле вентиляционной техники это касается, в частности, систем контролируемой вентиляции помещений и, следовательно, возможного использования устройств регенерации тепла, планируемых при возведении новых сооружений и капитальном ремонте старых зданий

ГЛАВА 2

МИКРОКЛИМАТ В ПОМЕЩЕНИИ И ТЕПЛОВОЙ КОМФОРТ

Задачей вентиляционной техники и систем кондиционирования воздуха является забота о хорошем самочувствии человека в закрытых помещениях, что несомненно способствует сохранению его здоровья и высокой работоспособности на длительное время

Под микроклиматом понимается в данном случае постоянное поддержание определенного состояния воздуха в помещении, характеризуемого, например, его температурой, влажностью и чистотой

В целях получения в помещении воздуха требуемого качества необходимо иметь четкое представление о влиянии процесса кондиционирования на здоровье человека и, не в последнюю очередь, о взаимодействии человека с окружающей средой

2.1. Физиологические аспекты

Для безупречного функционирования внутренних органов человека его тело всегда должно иметь температуру порядка 37°C

Тепловое равновесие тела

Поскольку обмен веществ в человеческом организме сопровождается постоянным выделением тепла, человек вынужден – в целях поддержания требуемой температуры своего тела – непрерывно отводить это тепло во внешнюю среду (окружающий воздух) Тепловое взаимодействие человека с окружающей его средой именуют тепловым, или температурным, равновесием тела

При этом особое значение придается осуществляемому через поверхность тела *способу физического регулирования температуры*, или наружной теплоотдаче Приведенный далее обзор показывает, каким образом человеку удается отдавать свое тепло в окружающую среду

Способы достижения теплового равновесия между человеком и окружающей средой

Конвекция – например, путем отвода тепла с поверхности тела в окружающий воздух[1] *Теплопроводность* – например, через одежду *Тепловое излучение* – например, с поверхности тела на окружающие поверхности	*Испарение* – например, воды с поверхности кожи *Дыхание* – например, при выдохе водяного пара[1]

= явное (ощутимое) тепло сухой части влажного воздуха $Q_{св}$	+	скрытое (тепло водяного пара) $Q_{п}$	

Общая теплоотдача $Q_{общ} = Q_{св} + Q_{п}$

Какое количество тепловой энергии $Q_{св}$ (явной) и, соответственно, $Q_{п}$ (скрытой) может быть отдано, зависит преимущественно от температуры окружающего воздуха ϑ_{l} в помещении и *степени активности* (физической нагрузки человека) (см. табл. 2.1).

Таблица 2.1. Зависимость отдачи человеком тепла и водяного пара от температуры окружающей среды [5]

	Температура воздуха	°C	18	20	22	23	24	25	26
отсутствие	$Q_{св}$ (явное тепло)	Вт	100	95	90	85	75	75	70
активной	$Q_{п}$ (скрытое тепло)	Вт	25	25	30	35	40	40	45
физической	$Q_{общ}$ (общая теплоотдача)	Вт	125	120	120	120	115	115	115
деятельности	Отвод водяного пара m_{D}	г/час	35	35	40	50	60	60	65
среднетяжелая	$Q_{общ}$ (общая теплоотдача)	Вт	270	270	270	270	270	270	270
работа	$Q_{св}$ (явное тепло)	Вт	155	140	120	115	110	105	95

Чем ниже становится температура окружающей среды (зимой), тем выше будет явная (ощутимая) теплоотдача тела. Человек, безусловно, замерз бы, если бы соответствующей одеждой не защищал себя от чрезмерной потери тепла

[1] В общем случае влажный воздух, окружающий человека, в системах вентиляции используется при атмосферном или близком к нему давлении, что позволяет с достаточной точностью рассматривать его как смесь идеальных газов, состоящую из сухого воздуха (с в) и водяных паров (п) – *Прим. ред*

При высоких температурах воздуха (летом) неизбежно возрастает скрытая (влажная) теплоотдача, так что общее количество отводимого через поверхность тела тепла остается примерно одинаковым.

При тяжелой физической работе человека многократно возрастает его теплоотдача в окружающую среду (см табл. 2.2). Именно поэтому в рабочих помещениях с высокой затратой физической энергии температура может быть ниже, чем, например, в залах ожидания, приемных и проч.

Таблица 2.2. Зависимость теплоотдачи от активности человека [5]

Вид деятельности	Степень активности по ДИН 1946, ч 2	Общая теплоотдача $Q_{общ} \approx$ Вт
Состояние покоя	I	80
Сидя, в расслабленном состоянии		100
Стоя, в расслабленном состоянии		125
Легкая работа сидя (в канцелярии, дома, в школе, в лаборатории)		125
легкая работа стоя (у чертежной доски, ходьба по магазинам, несложное производство)	II	170
умеренная физическая нагрузка (работа по дому, езда на машине)	III	200
Тяжелая физическая работа (большая механическая нагрузка)	IV	300

2.2. Комфортность и влияющие факторы

Комфортность

Область внешних, поддающихся измерению параметров состояния воздуха, таких как его температура, влажность и скорость движения, при которых человек чувствует себя особенно хорошо, называют зоной комфортности. И все же точно обозначить этот диапазон во всех подробностях на основе этих параметров невозможно, поскольку, кроме прочего, необходимо принимать во внимание и достаточно большое число других факторов, например качество одежды, состояние здоровья, возраст человека, температуру ограждающих помещение поверхностей, уровень шума, наличие запахов и загрязняющих воздух примесей (рис 2.1).

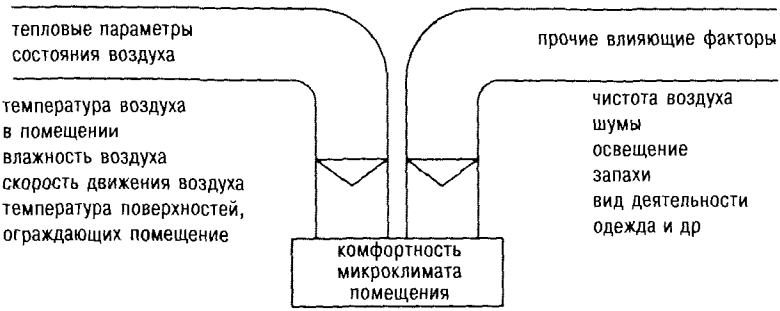


Рис. 2.1. Факторы, влияющие на комфортность помещения

2.2.1. Тепловые параметры

Температура воздуха помещения ϑ_i

Как уже упоминалось, температура воздуха в помещении играет решающую роль в деле общей отдачи тепла человека окружающей среде

На рис 2 2 представлены соответствующие температурные данные, а именно в виде среднего значения, т е не на уровне абсолютных величин

Зимой по причине использования более теплой одежды величина ϑ_i может устанавливаться ниже, чем летом Этот факт находит свое отражение и в выборе стандартной (внутренней) температуры помещения в связи с определением норм расхода тепла согласно ДИН 4701

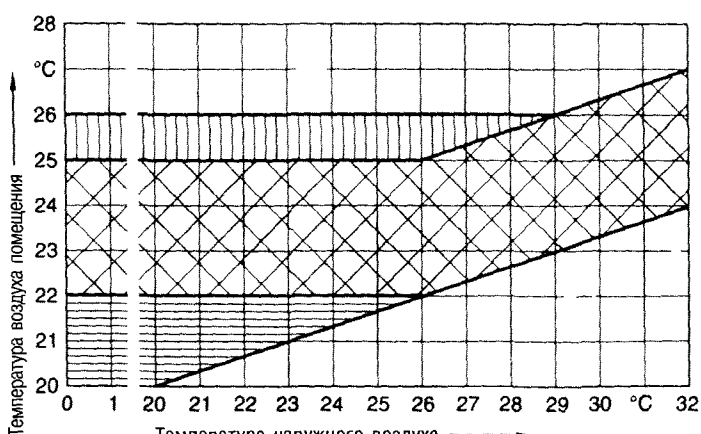


Рис. 2.2. Диапазон допустимых температур воздуха помещения по ДИН 1946, ч 2, в зависимости от наружной температуры ϑ_a
– степени активности I и II,
– одежда из разряда легкой до среднетеплой

Температура воздуха помещения как функция деятельности человека

Также и при тяжелой физической работе температура воздуха в помещении должна быть соответственно ниже. В зависимости от вида деятельности человека она может составлять от 10 до 18°C.

Влажность воздуха помещения

Рекомендуемая относительная влажность φ_i

Часть своего тепла в виде теплоты парообразования $Q_п$ (скрытое тепло) люди всегда отдают в окружающую атмосферу. Но это также означает, что находящийся в помещении воздух должен обладать поглощающей способностью по отношению к выделяемому человеком водяному пару. С учетом вышесказанного рекомендуемая относительная влажность воздуха φ_i (ориентировочное значение) должна быть в диапазоне от 40 до 60% (рис. 2.3).

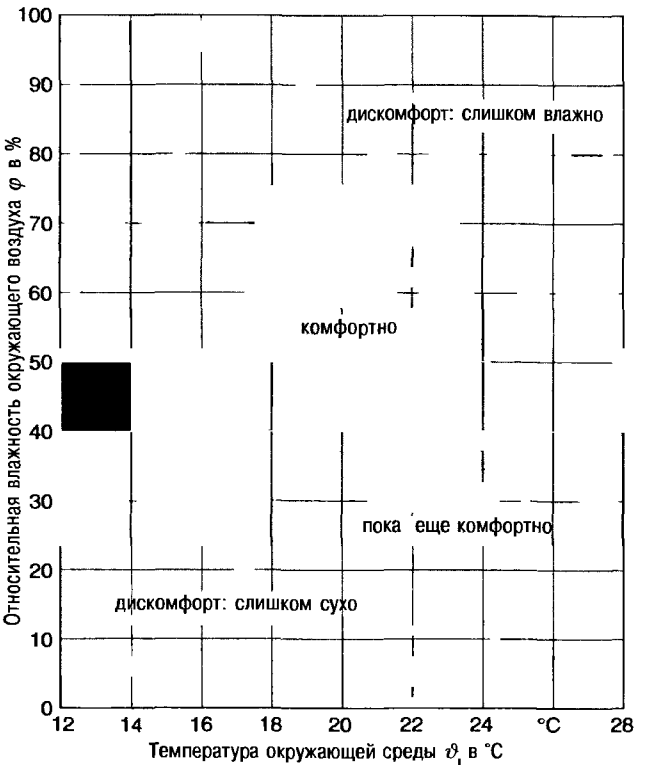


Рис. 2.3. Зона комфортности на уровне относительной влажности [12]

Итак, влажность воздуха в помещении обусловливается не только самим человеком и его жизнедеятельностью. В жилищах могут быть и иные источники влаги, например водяной пар, проникающий из ванной и кухни (см. табл. 2.3).

Таблица 2.3. Влагоотдача в жилых помещениях [3]

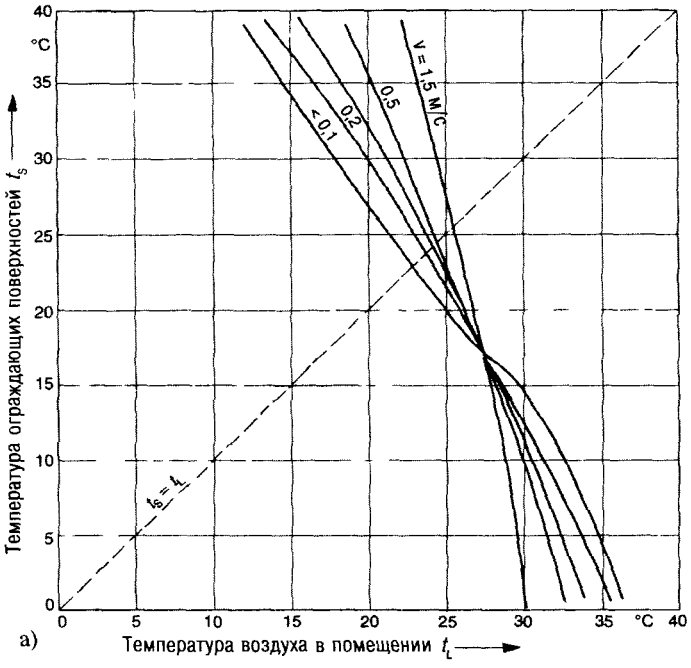
Горшочные растения	7–15 г/час
Фикус среднего размера	10–20 г/час
Сушка белья, барабан 4,5 кг с центрифугой	50–100 г/час
Ванная комната	примерно 1100 г за 1 купание
Душевая кабина	примерно 1700 г за 1 купание
Блюда быстрого приготовления	400–500 г/час варки
Блюда длительного приготовления	450–900 г/час варки
Посудомоечная машина	около 200 г за 1 процесс мытья
Стиральная машина	200–350 г за 1 стирку
Человек	
- во время сна	40–50 г/час
- при выполнении работы по дому	около 90 г/час
при напряженной деятельности	около 175 г/час

Скорость движения воздуха v

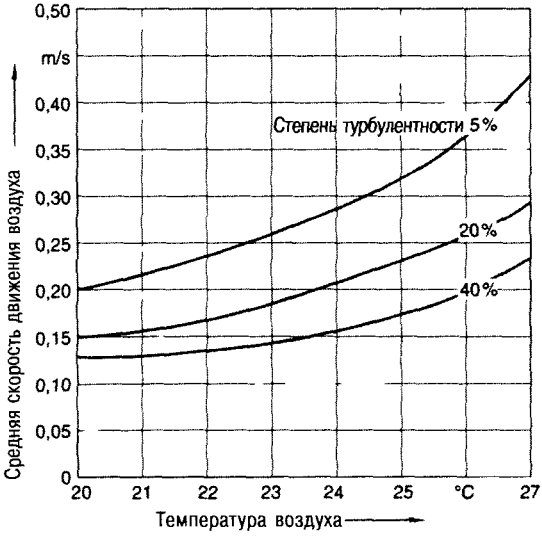
Движение воздуха в помещениях

Скорость потока воздуха в закрытых помещениях оказывает столь мощное влияние на самочувствие человека, что этот фактор едва ли можно переоценить. В связи с вентиляционными установками и системами кондиционирования сквозняки, вызываемые слишком холодным или чересчур быстро подаваемым воздухом, остаются наиболее частой причиной недовольства работой такого оборудования. Поэтому при нормальных температурах (20...22°С) в качестве допустимой скорости движения воздуха в помещении указывается величина примерно 0,1 до 0,2 м/с (рис. 2.4). Выбор скорости воздуха в зоне пребывания людей (обитаемой среде помещений) зависит также и от назначения того или иного помещения. Так, в среде с высокой активностью работающих там людей допускается более интенсивное движение воздуха.

Приведенные значения справедливы для степени активности I (табл. 2.2) и теплового сопротивления одежды порядка 0,12 м^2 К/Вт. При более высоких степенях активности и повышенных тепловых сопротивлениях предельные кривые могут быть взяты, например, из норм VDI (Союз немецких инженеров) 2083, л. 5 (пока в проекте). Характеристика для степени турбулентности 40% действительна также и для уровня >40%.



а)



б)

Рис. 2.4. а) Скорость воздуха как функция температуры воздуха в помещении t_L и температуры ограждающих поверхностей t_S [3],
б) средняя скорость воздуха в зависимости от температуры воздуха помещения и степени турбулентности [4]

2.2.2. Прочие значимые характеристики

Чистота воздуха

Пыль, вредные вещества и запахи в воздухе помещения не только неприятны, но и могут быть опасны для здоровья человека, поэтому их необходимо удалять из воздуха Это удается осуществлять с помощью подходящих фильтров или, соответственно, фильтровальных систем, а также на основе определенного воздухообмена, при котором загрязненный воздух эффективно заменяется свежим

Шумы

Меры технического характера

Звуки определенной интенсивности и длительности способны не просто оказывать раздражающее действие, но в некоторых случаях становятся даже причиной ухудшения слуха Шумы могут воздействовать на помещение снаружи или изнутри Шум со стороны вентиляционных установок и систем кондиционирования воздуха в своей характеристике ограничен, кроме прочего, нормами ДИН 1946, ч 5, либо регламентациями VDI 2081 При превышении допустимого уровня шума приходится в целях его снижения срочно принимать соответствующие меры технического характера (например, устанавливать шумоглушители) Общие сведения касательно звукоизоляции высотных домов содержатся в нормах ДИН 4109 В ч 5 этих норм приведены предельные значения уровня звукового давления (УЗД) в связи с шумами, вызываемыми теми или иными устройствами и элементами технического оснащения зданий

Освещение

Освещение, особенно освещенность мест работы, является чрезвычайно важным фактором сохранения хорошего зрения При этом особое внимание следует уделять правильному выбору цвета и яркости освещения

Прочие параметры, определяющие комфортность

Среди других факторов, так или иначе влияющих на комфортность, можно назвать также атмосферное электричество и *связанную с ним ионизацию воздуха*, цветовое оформление помещений, архитектуру интерьера и многое другое

ГЛАВА 3

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Задачи системы кондиционирования воздуха

Как уже говорилось в предыдущем разделе, целью функционирования системы кондиционирования воздуха является постоянное поддержание на протяжении всего года желаемого состояния воздуха в помещении Техническая реализация этой задачи возможна лишь на основе использования системы, способной так обработать воздух в помещении, чтобы он в полной мере отвечал требованиям, предъявляемым к качеству микроклимата

Обработка воздуха по принципу кондиционирования

Подготовка и обработка воздуха в системе кондиционирования осуществляется преимущественно в двух вариантах

- с изменением тепловых характеристик и
- без изменения таковых

Изменения тепловых характеристик касаются в сфере вентиляционной техники всех измеряемых физических величин, подверженных влиянию температуры, как то влажности, плотности, удельного объема, содержания энергии

Тепловое кондиционирование воздуха

Если в системе кондиционирования процесс воздухоподготовки осуществляется с изменением температуры, то такие системы обозначаются в стандарте ДИН 1946, ч 1, как *установки с тепловым кондиционированием воздуха*, если же данные системы не обладают такими функциями, то их называют *установками без теплового кондиционирования воздуха* Хотя в последнем случае, естественно, не исключается наличие фильтрации воздуха!

Подготовка и обработка приточного воздуха достигается в конструкционных агрегатах и элементах системы кондиционирования (рис. 3.1). Понять, какие изменения состояния при этом претерпевает воздух, можно лишь при знании особенностей поведения влажного воздуха в случае определенных изменений его состояния.

3.1. Параметры состояния влажного воздуха

Влажный воздух, как его определяет данное понятие, представляет собой газопаровую смесь из так называемой сухой части воздуха, состоящей из газов (кислорода, азота и т.д.), и другой составляющей – водяного пара (H_2O_D).

Воздух как газопаровая смесь

В то время как сухие газы в воздухе свое агрегатное состояние при заданных условиях (давление p, температура T) изменять не могут, второй компонент смеси – водяной пар – способен при тех же условиях конденсировать или поглощать находящуюся в жидком состоянии воду (т.е. вбирать в себя ее испарения и, следовательно, менять свое состояние).

Возможные изменения фазы водяного пара

Содержание водяного пара в воздухе в силу физических законов (кривая давления пара) не может быть сколь угодно большим. Поглощающая способность воздуха в отношении водяного пара в значительной мере зависит от температуры. Давление воздуха находится на уровне барометрического давления и составляет порядка 1,013 бар.

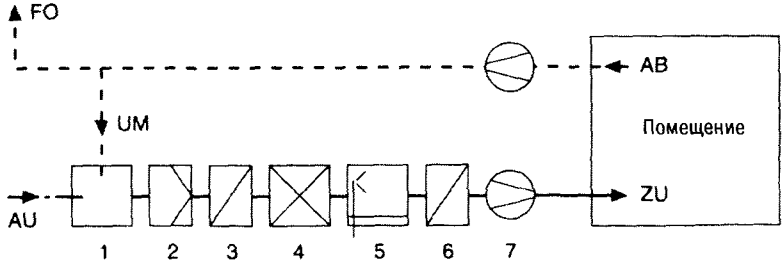


Рис. 3.1. Схема центральной установки кондиционирования воздуха:

1 – смесительная камера,
2 – фильтр,
3 – калорифер первого подогрева,
4 – охладитель,
5 – увлажнитель,
6 – калорифер второго подогрева,
7 – вентилятор,
AU – наружный воздух,
ZU – приточный (свежий) воздух,
AB – уходящий (вытяжной) воздух,
UM – циркулирующий воздух,
FO – удаляемый (сбросной) воздух.

Содержание водяного пара описывается через относительную и абсолютную влажность, или влагосодержание воздуха.

Относительная влажность φ

Относительная влажность показывает отношение соответствующего парциального давления[1] водяного пара к его давлению насыщения (парциальному давлению насыщенного пара).

$$\varphi = \frac{\text{парциальное давление ненасыщенного водяного пара } p_D}{\text{давление насыщения } p_S(\vartheta)} \cdot 100\%.$$

Закон Дальтона гласит: полное давление есть сумма всех парциальных давлений отдельных компонентов смеси.

Давление насыщения p_S (соответствует максимальной поглощающей способности водяного пара H_2O_D) зависит от температуры ϑ (см. рис. 3.2 и Приложение А.4). Чем выше ϑ, тем больше p_S, и наоборот.

Давление насыщения p_S

Для относительной влажности воздуха φ можно вывести следующую область определения:

$0 \le \varphi \le 1$, т.е.:

$\varphi = 0$ – воздух абсолютно сухой и, значит, не содержит водяного пара; $p_D = 0$

$\varphi < 1$ – воздух не насыщен водяным паром; $p_D < p_S(\vartheta)$

$\varphi = 1$– воздух насыщен водяным паром; $p_D = p_S(\vartheta)$

Абсолютная влажность x (влагосодержание)

Содержание водяного пара в воздухе может быть выражено также через значение x. Тогда:

$$x = \frac{\text{содержание водяного пара в воздухе (г)}}{\text{масса сухого воздуха (кг)}}.$$

Поглощающая способность воздуха для водяного пара ограничена величиной x_S, т.е. при полном его насыщении $\varphi = 1$, и в зависимости от температуры представлена в Приложении А.4.

Влагосодержание x и x_S

На основе фактического влагосодержания x и его максимального значения x_S может быть выведено следующее отношение:

---

[1] Парциальное давление есть давление, создаваемое отдельным компонентом в общей смеси и занимающее все имеющееся в распоряжении пространство.

$x = 0$, воздух абсолютно сухой
$x < x_S$, воздух ненасыщенный
$x = x_S$, воздух насыщенный.

Как для всех удельных значений, исходной величиной которых является масса, для влагосодержания воздуха за основу принимается количество водяного пара, приходящееся на 1 кг веса сухого воздуха. Здесь преимущество заключается в неизменяемости этого базиса, в том числе и при изменениях влажности.

Удельная энтальпия h

Содержание энергии (тепла) в 1 кг сухого воздуха именуется удельной энтальпией (влагосодержанием). Она зависит от температуры и влажности воздуха. Общее правило здесь таково:

Чем выше температура, тем больше теплосодержание.

Энтальпия как теплосодержание воздуха

В практических условиях изменения (перепады) энтальпий Δh значительны во время изменения состояния и вычисляются всегда на основе суммы энтальпий сухого ($\Delta h_{св}$) и влажного ($\Delta h_{п}$) компонентов смеси:

$$\Delta h = \Delta h_{св} + \Delta h_{п},$$

где:

$$\Delta h_{св} = c_p \quad \Delta\vartheta$$

$$\Delta h_{л} = x\,(c_{pD} \quad \Delta\vartheta + r_0)$$

$h_{св}$ – удельная энтальпия сухого воздуха, кДж/кг
$h_{п}$ – удельная энтальпия водяного пара в воздухе
c_p – удельная теплоемкость сухого воздуха 1,00 кДж/кг K
x – влагосодержание в воздухе, кг/кг
c_{pD} – удельная теплоемкость водяного пара 1,86 кДж/кг K
$\Delta\vartheta$ – разность между температурой воздуха и $\vartheta = 0$°C в K
r_0 – удельная теплота испарения воды в воздухе при 0°C, $r_0 = 2500$ кДж/кг.

Другими важными параметрами для описания соответствующего состояния воздуха являются также плотность ρ в кг/м³ и, соответственно, удельный объем v в м³/кг.

Удельный объем и плотность воздуха

Все физические свойства и изменения состояния влажного воздуха могут быть взяты из *h,x*-диаграммы Моллье (см. рис. 3.2 и Приложение А.4).

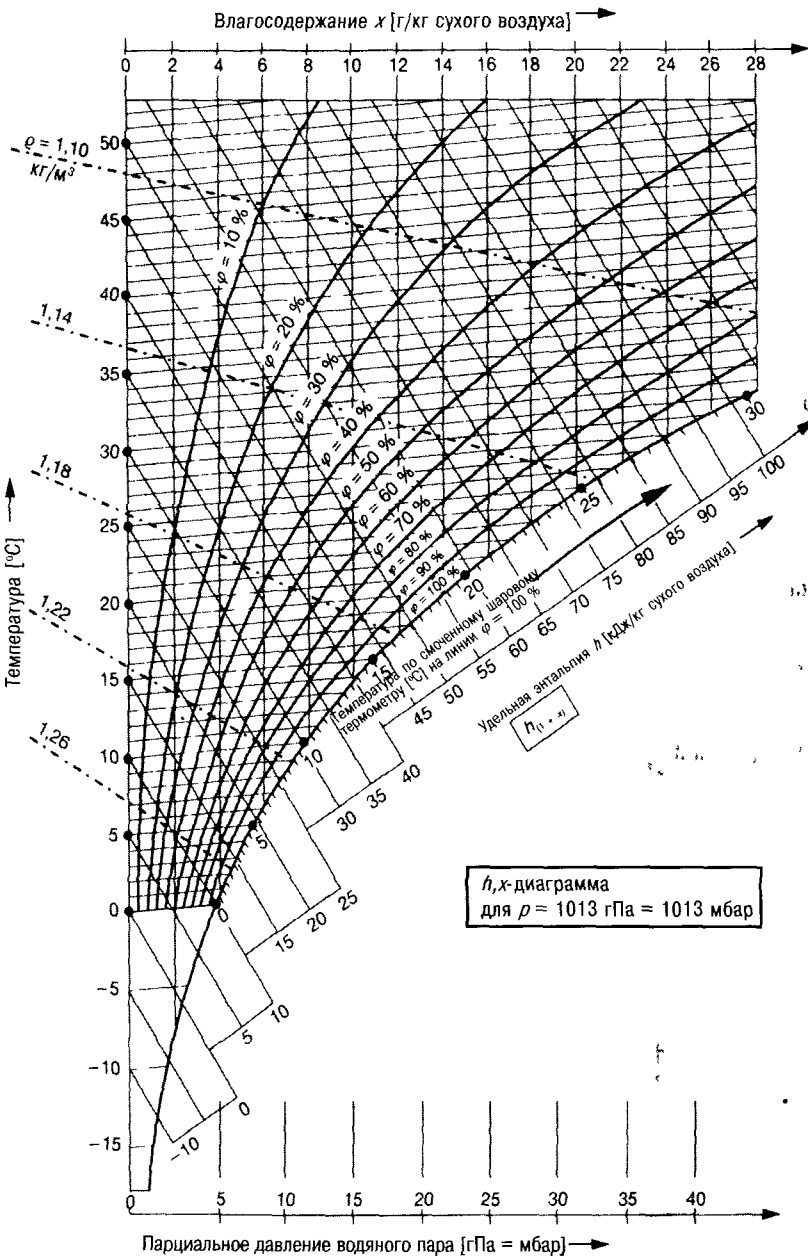


Рис. 3.2. Схема *h,x*-диаграммы [1].

3.2. Принципы построения *h,x*-диаграммы влажного воздуха Моллье

Принципы построения диаграммы поясняются с помощью рис. 3.2 и Приложения А.4.

3.3. Процессы изменения состояния в *h,x*-диаграмме

3.3.1. Нагревание

Процесс нагревания в системе кондиционирования воздуха производится в специальном теплообменнике-нагревателе. При выборе подходящего оборудования вопрос о необходимом количестве подводимой тепловой мощности в данном конструктивном элементе (Q_{HR}, теплопроизводительность теплообменника), а также о свойствах воздуха на выходе подогревателя имеет чисто техническое значение, поскольку эти параметры являются исходной точкой для подбора конструкции и типа нагревателя.

Характеристика изменения состояния в *h,x*-диаграмме представлена на рис. 3.3.

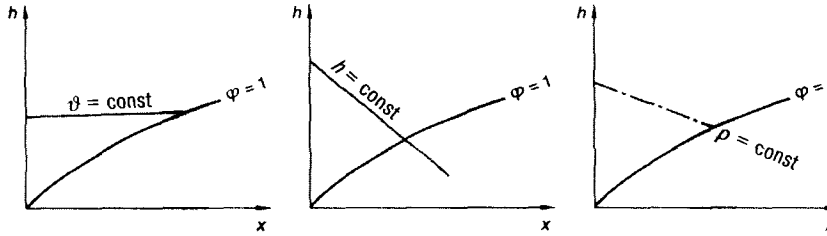


Рис. 3.2. (окончание).

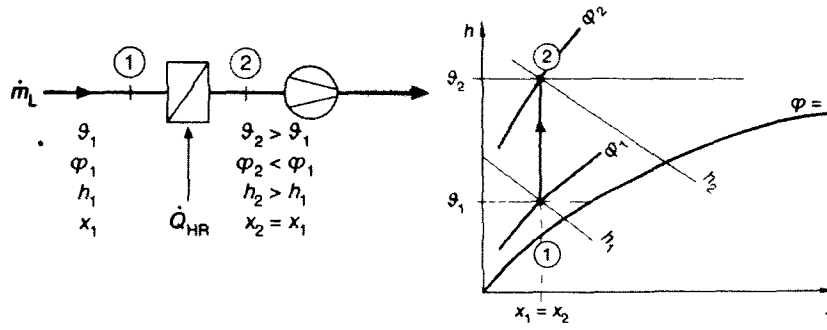


Рис. 3.3. Характеристики изменения состояния в *h,x*-диаграмме при нагревании.

Требуемая теплопроизводительность теплообменника:

$$Q_{HR} = m_L \cdot \Delta h = m_L \cdot (h_2 - h_1).$$

Тепловые свойства влажного воздуха после этого процесса см. в *h,x*-диаграмме при $x_1 = x_2 = \text{const}$ от состояния 1 до состояния 2.

▸ *Пример расчета 3.1*

Теплопроизводительность Q_{HR}

Допустим, для вентиляции гостиной требуется m_L = 800 кг свежего воздуха в час.

Этот воздух с температурой $\vartheta_1 = 0°C$, относительной влажностью $\varphi_1 = 0{,}8$ нагревается до температуры $\vartheta_2 = 22°C$. Какова будет требуемая теплопроизводительность в кВт?

▸ *Решение*

Считываем из диаграммы: h_1 = 7,9 кДж/кг

h_2 = 30 кДж/кг

$Q = m_L \cdot (h_2 - h_1)$ = 800 кг/час · (30 − 7,9) кДж/кг · кВт·ч/3600 кДж = = 4,91 кВт

Q = 4,91 кВт

Характеристики изменения состояния в *h,x*-диаграмме при нагревании представлены на рис. 3.3.

3.3.2. Охлаждение

Процесс охлаждения

Как и при нагреве, потребителя здесь будут интересовать расходуемая на охлаждение мощность, характеристики воздуха на выходе из охладителя и ожидаемый объем конденсата. Для достижения охлаждения воздуха температура поверхности охладителя должна быть ниже температуры самого воздуха. В самом процессе охлаждения следует различать два варианта:

- охлаждение воздуха при условии, что температура поверхности охладителя (ϑ_K) лежит выше точки росы (ϑ_τ) влажного воздуха,
- охлаждение, когда ϑ_K находится ниже ϑ_τ.

Определение точки росы в h,x-диаграмме

Чтобы найти точку росы по *h,x*-диаграмме, достаточно при $x = \text{const}$ (постоянное значение) опустить вертикаль на линию насыщения и считывать показания, двигаясь влево по оси температур.

Воздухоохлаждение выше точки росы (рис. 3.4)

При этом процессе никакой воды (конденсата) из воздуха **не выделяется!**

Требуемая мощность охлаждающего регистра:

$$Q_{KR} = m_L \quad \Delta h = m_L \cdot (h_2 - h_1).$$

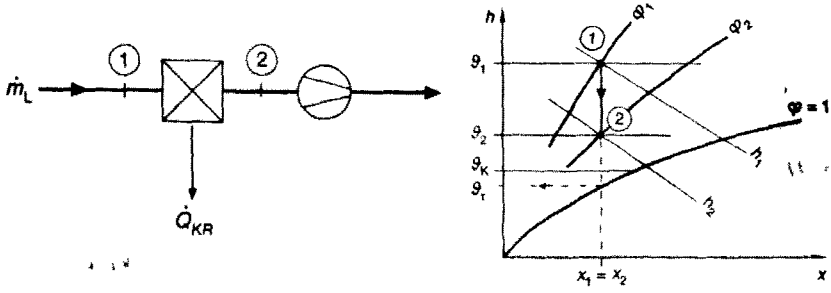


Рис. 3.4. Характеристики изменения состояния воздуха в *h,x*-диаграмме при охлаждении воздуха выше точки росы.

Мощность теплообменника-охладителя Q_{KR} для температуры поверхности охладителя ϑ_K больше точки росы воздуха

▸ *Пример расчета 3.2*

Предположим, нам требуется охлаждать офис в летнее время. Воздух с температурой $\vartheta_1 = 26°C$, относительной влажностью $\varphi_1 = 0{,}5$ поступает в воздухоохладитель, откуда он должен выйти уже охлажденным до $\vartheta_2 = 19°C$. Температура поверхности охладителя при этом находится ниже точки росы ($\vartheta_T = 14{,}7°C$), расход воздуха $m_L = 1200$ кг/час. Какова будет требуемая мощность на охлаждение?

▸ *Решение*

Считываем из *h,x*-диаграммы: $h_1 = 53{,}3$ кДж/кг
$h_2 = 46$ кДж/кг
$Q = m_L\ (h_2 - h_1) = 1200$ кг/час (46 − 53,3) кДж/кг кВт ч/3600 кДж =
= −2,43 кВт
$Q_{KR} = -2{,}43$ кВт
(отрицательный знак означает направление теплоотдачи).

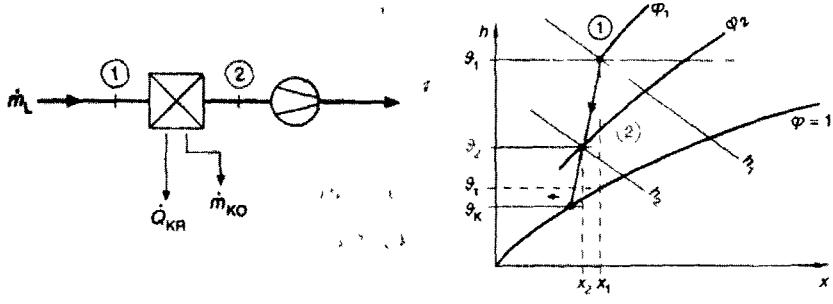


Рис. 3.5. Характеристики изменения состояния воздуха в *h,x*-диаграмме при охлаждении воздуха ниже точки росы

Охлаждение воздуха ниже точки росы

Процесс охлаждения воздуха ниже ϑ_τ показывает рис. 3.5.

Расход конденсата:

$$m_{Ko} = m_L \quad \Delta x = m_L \quad (x_2 - x_1).$$

Требуемая мощность охлаждающего теплообменника:

$$Q_{KR} = m_L \quad \Delta h = m_L \quad (h_2 - h_1).$$

Мощность, расходуемая на охлаждение ниже точки росы ϑ_τ

▸ *Пример расчета 3.3*

Дано: при охлаждении актового зала воздух помещения с расходом $m_L = 1000$ кг/час, с температурой $\vartheta_1 = 24°C$, относительной влажностью $\vartheta_l = 0{,}55$ охлаждается до температуры $\vartheta_2 = 18°C$, причем температура поверхности охладителя составляет $\vartheta_K = 10°C$. Какая здесь требуется холодопроизводительность охладителя и выпадения какого количества конденсата в л/час следует ожидать?

▸ *Решение*

Считываем из *h,x*-диаграммы:
$h_1 = 50$ кДж/кг, $x_1 = 10{,}2$ г/кг
$h_2 = 41{,}4$ кДж/кг, $x_2 = 9{,}2$ г/кг
Холодопроизводительность составит:
$Q = m_L \quad (h_2 - h_1) = 1000$ кг/час $\quad (41{,}4 - 50)$ кДж/кг $\quad$ кВт·ч/3600 кДж =
$= -2{,}39$ кВт
$\boldsymbol{Q_{KR} = -2{,}39}$ **кВт**
Количество конденсата определяется так:
$m_{Ko} = m_L \quad \Delta x = 1000$ кг/час $\quad 1{,}0$ г/кг $\quad$ кг/1000 г $= 1{,}0$ кг/час
$V_{KO} \approx$ **1,0 л/час** (для плотности воды $\rho \approx 1{,}0$ кг/л)

3.3.3. Смешивание двух потоков влажного воздуха

На практике два потока влажного воздуха смешиваются друг с другом, что позволяет экономить энергию, идущую на нагрев или на охлаждение. Такое смешение осуществляется в смесительной камере, и можно заранее определить, с какими параметрами состояния смешанный таким образом воздух выходит из этой камеры (см. рис. 3.6).

Если баланс энергии и массы достигается в районе смесительной камеры, то может оказаться, что момент смешения в *h,x*-диаграмме придется как раз на прямую соединительную линию между точками состояния 1 и 2. Это соединение именуется *прямой смешения*.

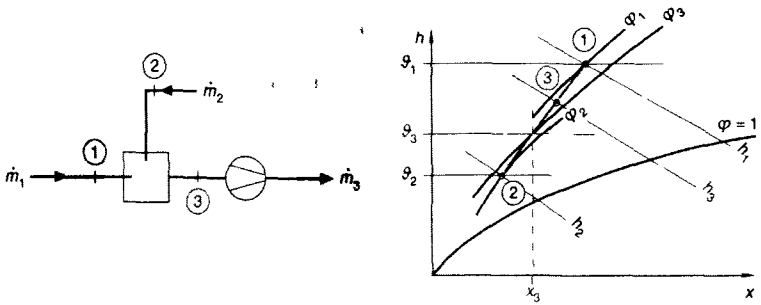


Рис. 3.6. Характеристики процесса смешения в *h,x*-диаграмме.

Определение точки смешения MI

Чтобы найти в *h,x*-диаграмме точку смешения MI (параметры состояния смешанного воздуха), существуют следующие возможности:

- с помощью балансового уравнения вычислить параметр состояния смешанного воздуха:

$$x_{MI} = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2}{m_1 + m_2}$$ влагосодержание смешанного воздуха

$$h_{MI} = \frac{m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2}{m_1 + m_2}$$ энтальпия смешанного воздуха

$$\vartheta_{MI} = \frac{m_1 \cdot \vartheta_1 + m_2 \cdot \vartheta_2}{m_1 + m_2}$$ температура смешанного воздуха

- на основе соотношения масс-потоков m_1/m_2, а также соответствующего деления длины прямых смешения найти точку смешения.

▸ *Пример расчета 3.4*

В смесительной камере смешиваются воздушные потоки: $m_1 = 1000$ кг/час с температурой $\vartheta_1 = 20°C$, относительной влажностью $\varphi_1 = 0{,}6$ и $m_2 = 500$ кг/час с $\vartheta_2 = -5°C$, $\varphi_2 = 0{,}8$. Требуется узнать, с какими параметрами состояния ϑ_3, φ_3, h_3, x_3 воздух покинет камеру?

▸ *Решение*

а) Коэффициент смешения

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{1000}{500} = \frac{2}{1}$$

означает, что длина прямой смешения в *h,x*-диаграмме должна делиться на три части. Тогда одна часть соответствует m_2, две части соответствуют m_1; вся же прямая смешения делится на три части.

За увлажнителем такого типа в системе кондиционирования всегда следует вторичный подогреватель (калорифер второго подогрева).

Процесс увлажнения циркулирующей водой с помощью насоса

Процесс увлажнения в водяном увлажнителе представлен на рис. 3.7.

Изменение состояния с 1 на 2 осуществляется при постоянной энтальпии

$h = \text{const}$ ($h_1 = h_2$).

Объем поглощаемой воды:

$$m_W = m_L \quad \Delta x = m_L \quad (x_2 - x_1).$$

▸ *Пример расчета 3.5.*

В водяном увлажнителе воздух с расходом $m_L = 1300$ кг/час, температурой $\vartheta_1 = 25°C$, относительной влажностью $\varphi_1 = 0{,}3$ достигает 70%-ной влажности. Какова будет температура на выходе ϑ_2 и какой объем поглощаемой воды в кг/час?

▸ *Решение*

По h,x-диаграмме при $h = \text{const}$ имеем $\vartheta_2 = \mathbf{12{,}7°C}$.

$x_1 = 6{,}0$ г/кг

$x_2 = 8{,}9$ г/кг

$\boldsymbol{m_W} = m_L \quad \Delta x = 1300$ кг/час 2,9 г/кг кг/1000 г = **3,8 кг/час**

Увлажнение воздуха паром (пункт б)

При таком способе увлажнения в воздухе распыляется водяной пар. Это имеет то преимущество, что температура воздуха остается примерно на одном уровне $\vartheta = \text{const}$ ($\vartheta_1 = \vartheta_2$; рис. 3.8).

Поглощаемый объем воды: см. уравнение в примере расчета 3.3.

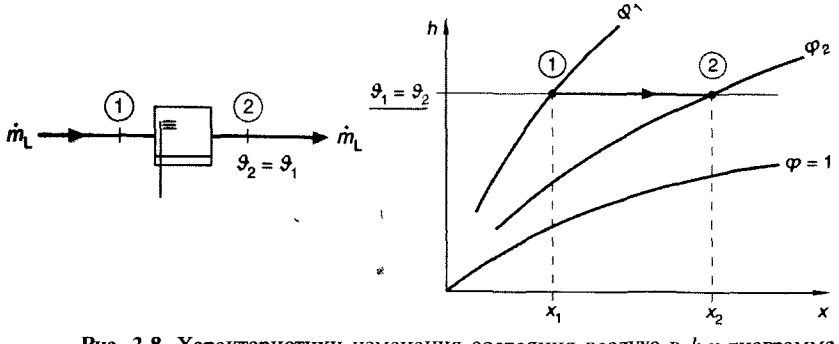


Рис. 3.8. Характеристики изменения состояния воздуха в h,x-диаграмме при увлажнении воздуха паром от состояния 1 к состоянию 2.

Пример расчета 3.6

В паровом увлажнителе 1300 кг воздуха с параметрами: $\vartheta_1 = 25°C$, $\varphi_1 = 0{,}3$ за час достигает 70%-ной относительной влажности[1]. Какова температура на выходе ϑ_2 и каков объем поглощаемой воды в кг/час?

Решение

По h,x-диаграмме при $\vartheta = \text{const}$ имеем $\vartheta_2 = \vartheta_1 = \mathbf{25°C}$.
$x_1 = 6{,}0$ г/кг
$x_2 = 14{,}1$ г/кг
$\dot{m}_D = m_L \quad \Delta x = 1300$ кг/час 8,1 г/кг кг/1000 г = **10,5 кг/час**

[1] Относительная влажность есть отношение парциального давления ненасыщенного водяного пара к максимально возможному давлению пара при насыщении

ГЛАВА 4

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

4.1. Понятия и символы

4.1.1. Разновидности воздушных потоков по ДИН 1946, ч. 1

Разновидности потоков воздуха приведены на рис. 4.1.

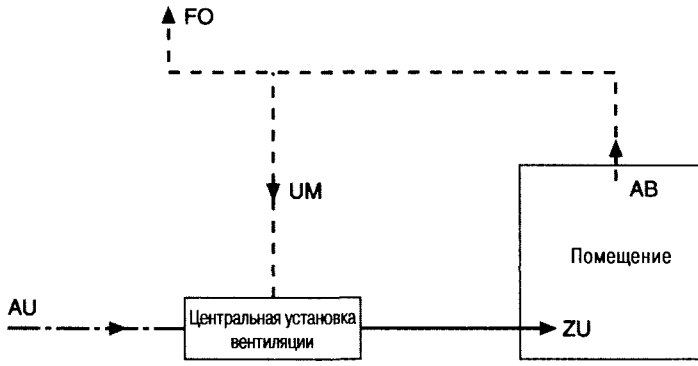


Рис. 4.1. Разновидности потоков воздуха при организации процессов вентиляции

AU – наружный воздух весь воздух, поступающий из окружающей атмосферы,

ZU – приточный воздух воздух, подаваемый в помещение,

AB – уходящий воздух отработавший воздух, отводимый из помещения,

FO – удаляемый (сбросной) воздух весь воздух, удаляемый в атмосферу,

UM – циркулирующий воздух часть вытяжного воздуха, вновь используемая в системе,

MI – смешанный воздух наружный воздух + циркулирующий воздух

Используемый вид воздуха	Условное обозначение	Штриховой код
Наружный (окружающий) воздух	AU	—
Вытяжной (уходящий) воздух	AB	– –
Удаляемый (сбросной) воздух	FO	– –
Циркулирующий воздух	UM	– –
Приточный (свежий) воздух	ZU	———
Смешанный воздух	MI	— —

4.1.2. Символы по ДИН 1946, ... (part.

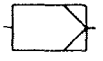
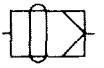
Графические символы		
Основная серия	Дополнительная серия	Примеры при
Вентиляторы, компрессоры (VE):		
 Вентиляторы, компрессоры – любые (ДИН 30 600 рег № 00715)		Ради Осе Компрессор хо
Воздушные фильтры (LF):		
 Фильтры, любые (ДИН 30 600 рег № 0669)	 Фильтры для грубодисперсных примесей (ДИН 30 600 рег № 1014)	 Рулонные фильтры (ДИН 30 600, рег № 01017)
 Фильтры классифицированные (например EU 5)	 Фильтрь классиф. рованные	

Рис. 4.2. Графические символы и обозначения, принятые тиляции и кондиционирования воздуха (с 35–44)[2]

LBF – функция кондиционирования воздуха
) LBF – зеленый,
LBF – красный,
3 LBF – голубой,
LBF – фиолетовый

См также «Правила выполнения рабочей документации отоплен ции и кондиционирования» ГОСТ 21 602 - 2003 и ГОСТ 2 785 - 70 « рафические условные» – *Прим ред*

Графические символы

Основная серия | Дополнительная серия | Примеры применения

Воздушные фильтры (LF):



Сорбционные фильтры (ДИН 30 600, рег № 01018)



Электро фильтры (ДИН 30 600 рег № 06098)



Рулонные фильтры (например, EU 2)



Рулонные фильтры неклассифицированные



Сорбционные фильтры

Воздухонагреватели[8], воздухоохладители[8] (LH, LK):



Преобразователи воздухонагреватели (ДИН 30 600, рег № 00044)



Воздухонагреватели, воздух/пар (ДИН 30 600 рег № 06085)



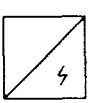
Воздухонагреватели, воздух/вода или жидкость



Воздухонагреватели, воздух/пар



Воздухонагреватели прямого (огневого) нагрева (ДИН 30 600, рег № 06086)



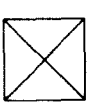
Электрические воздухонагреватели (ДИН 30 600, рег № 06087)



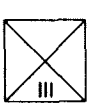
Воздухонагреватели прямого нагрева



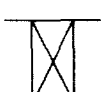
Электрические воздухонагреватели



Воздухоохладители, воздух/вода или жидкость (ДИН 30 600, рег № 06088)



Воздухоохладители, воздух/пар (ДИН 30 600, рег № 06089)

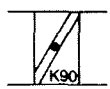


Воздухоохладители, воздух/вода или жидкость, в трубопроводе (чертеж)



Воздухоохладители, воздух/пар, в трубопроводах (коммутационная схема)

[8] Преобразователи по нормам ДИН 30 600

Графические символы		
Основная серия	Дополнительная серия	Примеры применения
Воздухонагреватели[8], воздухоохладители[8] (LH, LK):		
 Электрические воздухоохладители, охладители Пельтье (ДИН 30 600, рег № 06090)		 Электрические воздухоохладители, охладители Пельтье
Клапаны (KL)		
 Клапан, любой (ДИН 30 600, рег № 06147)	 Клапан с корпусом (ДИН 30 600, рег № 06148)	 Воздухонепроницаемый клапан (ДИН 30 600, рег № 06149)
 Дроссельный клапан в воздуховодах (коммутационная схема)	 Дроссельный клапан в воздуховоде (чертеж)	
 Противопожарный клапан, класс огнестойкости Kn (ДИН 30 600, рег № 06150)	 Противодымный клапан (ДИН 30 600, рег № 00607)	 Противопожарный клапан (пожарный кран) в воздуховоде, класс огнестойкости K 90 (коммутационная схема)
 Секционный клапан, синхронизирующий (ДИН 30 600, рег № 06151)	 Секционный клапан, противоточный (ДИН 30 600, рег № 06152)	 Противопожарный клапан в воздуховоде, класс огнестойкости K 90 (чертеж)

[8] Преобразователи по нормам ДИН 30 600

Графические символы

Основная серия	Дополнительная серия	Примеры применения

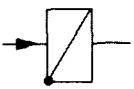
Клапаны (KL)



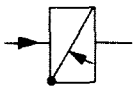
Обратный клапан (ДИН 30 600, рег № 0806)



Перепускной клапан (ДИН 30 600, рег № 06153)



Обратный клапан в воздуховоде (коммутационная схема)

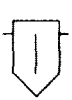


Перепускной клапан в воздуховоде (коммутационная схема)



Клапан двойного действия, переключающий (ДИН 30 600, рег. № 06154)

Сепараторы (TA), воздухонаправляющие устройства (LLE)



Сепараторы, любые (ДИН 30 600, рег № 00659)



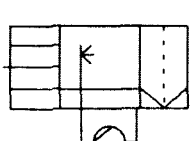
Сепаратор с отбойной плитой (ДИН 30 600, рег. № 00763)



Выпрямитель потока (ДИН 30 600, рег № 06098)



Сепаратор для осаждения капель (ДИН 30 600, рег № 06097)



Адиабатический циркуляционный разбрызгивающий увлажнитель и сепаратор для осаждения капель

Графические символы

Основная серия	Дополнительная серия	Примеры применения

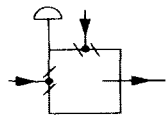
Камеры (КА)



Смесительная камера, любая (ДИН 30 600, рег № 06131)



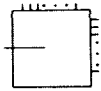
Смесительная камера с любым числом входов (ДИН 30 600, рег. № 06134)



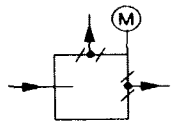
Смесительная камера в воздуховоде, клапаны с пневматическим приводом (коммутационная схема)



Распределительная камера, любая (ДИН 30 600, рег № 06132)

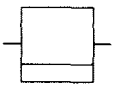


Распределительная камера с любым числом выходов (ДИН 30 600, рег № 06133)

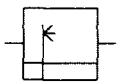


Распределительная камера в воздуховоде, клапаны с электродвигательным приводом (коммутационная схема)

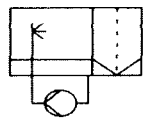
Увлажнители воздуха, устройства для удаления влаги (LB, LE)



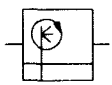
Увлажнители воздуха, устройства для удаления влаги (обезвоживатели, осушители) (ДИН 30 600, рег. № 06099)



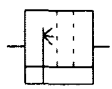
Распылительный увлажнитель (осушитель) (ДИН 30 600, рег № 06100)



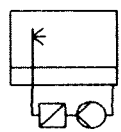
Адиабатический циркуляционный распылительный увлажнитель с сепаратором для осаждения капель



Центробежный увлажнитель (осушитель) (ДИН 30 600, рег № 06101)



Вибрационный увлажнитель (осушитель) (ДИН 30 600, рег. № 06102)

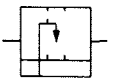


Неадиабатический циркуляционный распылительный увлажнитель (осушитель)

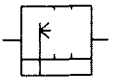
Графические символы

Основная серия | Дополнительная серия | Примеры применения

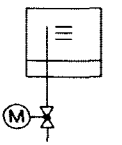
Увлажнители воздуха, устройства для удаления влаги (LB, LE)



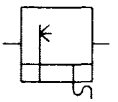
Оросительный увлажнитель (осушитель) (ДИН 30 600, рег № 06104)



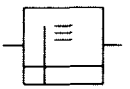
Оросительно-распылительный увлажнитель (осушитель) (ДИН 30 600, рег № 06103)



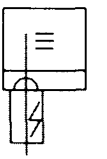
Паровой увлажнитель для постороннего пара



Распылительный увлажнитель (осушитель) прямоточного типа (ДИН 30 600, рег № 06105)

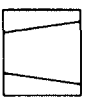


Паровой увлажнитель (ДИН 30 600, рег № 06391)



Паровой увлажнитель с электрическим парогенератором

Регуляторы объемного расхода и соотношения компонентов смеси; управляющие элементы (VR, MIR, VS, MIS)



Регуляторы объемного расхода, управляющие элементы для объемного расхода, любые (ДИН 30 600, рег № 06111)



Регулятор постоянного объемного расхода (с выравниванием начального давления) (ДИН 30 600, рег № 06112)



Регулятор переменного объемного расхода (с выравниванием начального давления) (ДИН 30 600, рег № 06113)



Регулятор объемного расхода без выравнивания начального давления (ДИН 30 600, рег № 06114)

Графические символы		
Основная серия	Дополнительная серия	Примеры применения

Регуляторы объемного расхода и соотношения компонентов смеси; управляющие элементы (VR, MIR, VS, MIS)



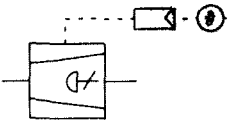
Регулятор постоянного объемного расхода без вспомогательной энергии (ДИН 30 600, рег № 06115)



Регулятор постоянного объемного расхода с электрической вспомогательной энергией (ДИН 30 600, рег № 06116)



Регулятор переменного объемного расхода без вспомогательной энергии (ДИН 30 600, рег № 06117)



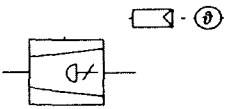
Работающий в зависимости от температуры регулятор переменного объемного расхода с пневматической вспомогательной энергией в воздуховоде (чертеж)



Регулятор переменного объемного расхода с пневматической вспомогательной энергией (ДИН 30 600, рег № 06118)



Элемент управления переменным объемным расходом с пневматической вспомогательной энергией (ДИН 30 600, рег № 06119)



Работающий в зависимости от температуры регулятор переменного объемного расхода с пневматической вспомогательной энергией в воздуховоде (коммутационная схема)

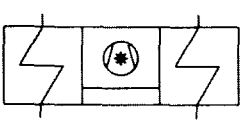
Охлаждающие установки (KM, HM)



Нагревательная и охлаждающая установка (тепловой насос, холодильная машина), любая (ДИН 30 600, рег № 06143)



Установка радиационного нагрева и охлаждения (ДИН 30 600, рег № 06144)



Компрессионная холодильная машина агрегатного исполнения с водяным радиатором (испарителем) и конденсатором с подводом воды (коммутационная схема)

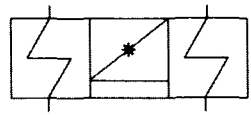
Графические символы

Основная серия	Дополнительная серия	Примеры применения

Охлаждающие установки (КМ, НМ)



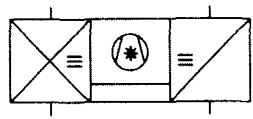
Компрессионная холодильная машина/нагревательная установка (ДИН 30 600 рег № 06145)



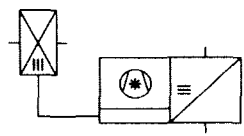
Абсорбционная нагревательная установка в агрегатном исполнении с генератором горячей воды (конденсатором) и нагружаемым водой испарителем (коммутационная схема)



Абсорбционная холодильная машина/нагревательная установка (ДИН 30 600, рег № 06146)



Компрессионная холодильная машина в агрегатном исполнении с воздухоохладителем (испаритель прямого действия) и конденсатором с воздушным охлаждением (коммутационная схема)



Компрессионная холодильная машина в исполнении с отдельным воздухоохладителем (испаритель прямого действия) с компрессором и конденсатором с воздушным охлаждением в виде единого блока (коммутационная схема)

Контрольно-измерительные приборы и автоматика (MSR)



Датчик место измерения (ДИН 30 600 рег № 01254)



Канальный датчик, любой (ДИН 30 600, рег № 06155)



Датчик температуры канала



Датчик перепада давления в канале (например измерительная диафрагма)

Графические символы		
Основная серия	Дополнительная серия	Примеры применения
Контрольно-измерительные приборы и автоматика (MSR)		



Канальный датчик относительной влажности



Канальный датчик объемного потока



Внутренний датчик (для помещения) любой (ДИН 30 600 рег № 06156)



Датчик температуры помещения



Датчик относительной влажности воздуха в помещении



Наружный датчик любой (ДИН 30 600 рег № 06157)



Датчик наружной температуры



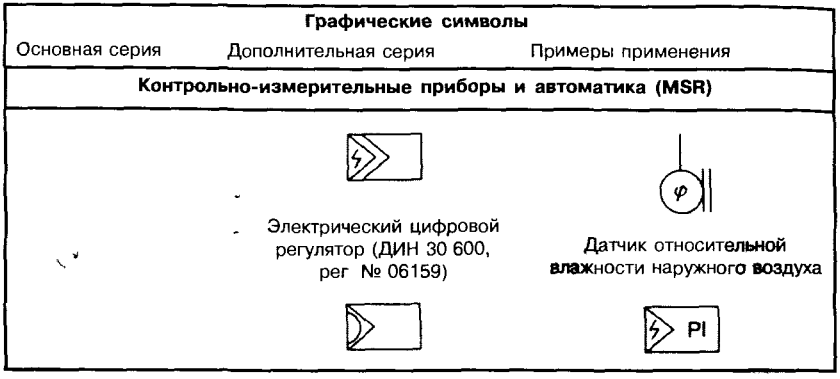
Датчик наружной энтальпии



Регулятор любой (ДИН 30 600, рег № 00156)



Электрический аналоговый регулятор (ДИН 30 600, рег № 06158)



4.2. Классификация систем кондиционирования воздуха

В технике кондиционирования воздуха системы и установки можно классифицировать с совершенно разных точек зрения. В данном случае мы подробно остановимся лишь на трех возможных вариантах.

(1) Классификация согласно ДИН 1946, ч. 1 (рис. 4.3)

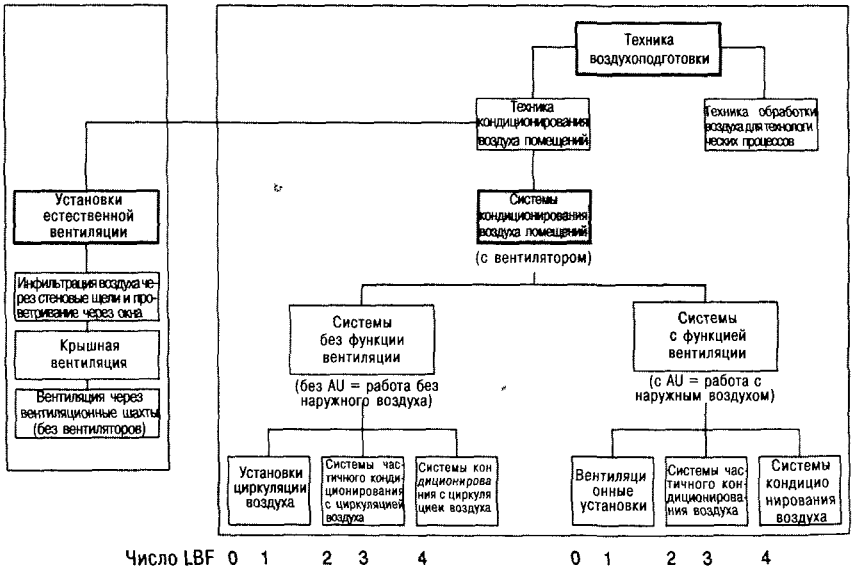


Рис. 4.3. Классификация по ДИН 1946, ч 1
LBF – функция кондиционирования воздуха, обозначает соответствующее тепловое изменение состояния воздуха в системе, например нагревание **(H)**, охлаждение **(K)**, увлажнение **(B)** или удаление влаги, осушка **(E)**

Функции тепловой обработки воздуха в технике кондиционирования

В зависимости от того, сколько именно воздушных термообработок производится, типу системы, согласно ДИН 1946, ч. 1, присваиваются соответствующие условные обозначения (рис 4.4).

n^1	**Обозначение типа** *Вид воздуха с учетом функции кондиционирования (LBF)*	**Название установки (системы)**
0	0-AU, 0-MI, 0-FO	Вентиляционная установка
	0-UM	Система циркуляции воздуха
1	H-AU, H-MI K-AU, K-MI B-AU, B-MI E-AU, E-MI	Вентиляционная установка
	H-UM K-UM B-UM E-UM	Система циркуляции воздуха
2	HK-AU, HK-MI HB AU, HB-MI HE-AU, HE-MI KB-AU, KB-MI KE-AU, KE-MI BE-AU, BE-MI	Система частичного кондиционирования воздуха
	HK-UM HN-UM HE-UM KB-UM KE-UM BE-UM	Система частичного кондиционирования с циркуляцией воздуха
3	HKB-AU, HKB-MI HKE-AU, HKE-MI HBE-AU, HBE-MI KBE-AU, KBE-MI	Система частичного кондиционирования воздуха
	HKB-UM HKE-UM HBE-UM KBE-UM	Система частичного кондиционирования с циркуляцией воздуха
4	HKBE-AU, HKBE-MI	Система кондиционирования воздуха
	HKBE-UM	Система кондиционирования с циркуляцией воздуха

[1] Число термодинамических функций обработки воздуха

Рис. 4.4. Обозначение типа систем и установок по LBF [4]

(2) Классификация на основе соотношения давлений в помещении

В зависимости от размещения относительно вентилируемого помещения и скорости вращения вентиляторов в помещении могут создаваться разные давления воздуха, причем соответствующим числом оборотов вентилятора обусловливаются определенные объемные потоки (расходы) воздуха, необходимые для регулирования давления внутри помещения.

Вытяжная вентиляция (рис. 4.5)
(внутреннее давление p_i < наружное давление p_a)

Вентилятор находится в вытяжном канале, благодаря чему удается избежать проникновения запахов, вредных веществ и т.д. в прилегающие помещения.

Примеры применения: проветривание размещенных внутри жилищ кухонь, туалетов, ванных комнат либо вентиляция в лабораториях.

Приточная вентиляция (рис. 4.6)
(внутреннее давление p_i > наружное давление p_a)

Вентилятор находится в воздухоподводящем канале, благодаря чему удается избежать проникновения пыли и вредных веществ из соседних помещений либо из окружающей среды.

Пример применения: операционные залы с электронной техникой, требующей максимальной чистоты.

Вытяжная и приточная системы вентиляции могут, конечно, работать и с вентиляторами в воздухоподводящих и вытяжных каналах при условии соответствующей настройки объемных расходов.

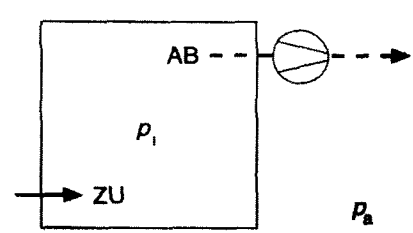


Рис. 4.5. Вытяжная вентиляция:
AB – вытяжной (уходящий) воздух, ZU – приточный воздух

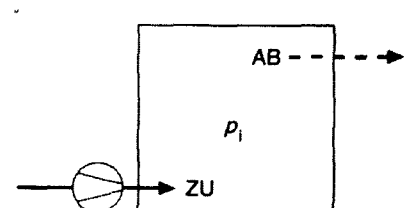


Рис. 4.6. Приточная вентиляция
AB – вытяжной (уходящий) воздух, ZU – приточный воздух

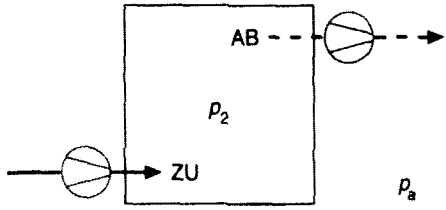


Рис. 4.7. Вентиляция по принципу постоянного давления
AB – отвод вытяжного воздуха, ZU – приток свежего воздуха

Вентиляция с постоянным давлением (рис. 4.7)
(внутреннее давление равно наружному давлению $p_i = p_a$)

Здесь по одному вентилятору встраивается в воздухоподводящий и вытяжной каналы, причем подаваемые объемные потоки идентичны по размеру, либо речь идет о системах, работающих чисто в режиме циркуляции воздуха.

(3) Классификация по месту расположения

Техника кондиционирования воздуха в принципе функционирует либо в виде установок, размещенных в определенных (технических) помещениях, либо в виде систем, способных обеспечивать кондиционированным воздухом сразу несколько помещений или даже целые здания.

Таблица 4.1. Классификация систем кондиционирования воздуха в помещениях

Индивидуальные установки (децентрализованные)	Центральные системы
Задача кондиционировать воздух отдельных помещений	Задача через сеть каналов из центрального блока кондиционировать воздух нескольких помещений/зданий
Это могут быть, например воздухоподогреватели, охладители, горизонтальные кондиционеры в напольном исполнении, модульные устройства	Это могут быть, например теплоцентрали, одноканальные кондиционеры, зональные кондиционеры

ГЛАВА 5

ОБЩИЕ ЗАДАЧИ ТЕХНИКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Задачи, которые могут быть реализованы путем монтажа систем кондиционирования воздуха в одном или в нескольких помещениях, а также в зданиях в целом, всегда определяются требованиями, предъявляемыми к качеству микроклимата на том или ином объекте.

Одна из важнейших задач состоит в замещении отработавшего воздуха свежим (т.е. в воздухообмене). Благодаря весьма простым способам вентиляции здесь уже достигнуты достаточно хорошие результаты. При этом под «простыми» способами в данном случае понимаются, например, обычные наружные окна или вентиляторы, встроенные в эти окна либо в наружные стены зданий.

Но если выдвигаются требования по достижению совершенно определенного качества воздуха в помещении (в смысле его температуры, влажности и чистоты), то приходится прибегать к более сложным способам его подготовки и обработки.

Итак, выбор той или иной системы зависит от того, какой уровень кондиционирования воздуха требуется в данном конкретном случае. Резюмируя, можно следующим образом сформулировать требования, предъявляемые к воздуху в помещении.

Требования к технике кондиционирования воздуха

- *обеспечение потребности в кислороде* в объеме, необходимом согласно гигиеническим нормам, либо по техническим основаниям в связи с вентиляцией (приточной и вытяжной) отапливаемых помещений, либо с выработкой требуемого воздуха для горения;
- *«разбавление» содержащихся в воздухе опасных для здоровья примесей* за счет соответствующего притока свежего воздуха, что жизненно необходимо, например, в рабочих помещениях, где технология связана с выделением вредных веществ, а также в гаражах, туннелях и т.п., функционирование которых невозможно без наличия приточной и вытяжной вентиляции;

- *удаление из помещений содержащихся в воздухе пахучих и едких веществ*, чтобы воспрепятствовать проникновению их в другие помещения, что, кроме прочего, жестко диктуется элементарными требованиями гигиены. В качестве типичных случаев применения здесь можно назвать интенсивную вытяжную вентиляцию гостиничных комплексов либо расположенных внутри помещений санузлов;
- *отвод влаги* из сырых помещений не только является вопросом комфортности, но и играет немаловажную роль в деле сохранения строительного фонда. Постоянное скопление конденсата на элементах здания может стать причиной его серьезных повреждений и преждевременного износа (!);
- *очистка воздуха от пыли и грязи* разного рода – в зависимости от того, воздух какой степени чистоты считается приемлемым в данном случае. Так, в больницах требуемый уровень чистоты, несомненно, гораздо выше, чем, например, в огромном административном здании. Для достижения воздуха необходимой чистоты используются подходящие фильтрующие системы;
- *поддержание в помещениях совершенно определенной температуры и влажности воздуха* – за счет целенаправленной, соотносящейся с потребностями человека термоподготовки воздуха в системе кондиционирования. Это достигается в силу того, что поданный в помещение воздух обладает соответствующими свойствами и способен нагревать, охлаждать воздух помещения, увлажнять его или подсушивать. Тепловая подготовка в системе как функция кондиционирования воздуха осуществляется тогда в соответствующих конструкционных элементах: нагревателях, охладителях, увлажнителях, осушителях;
- *экономия энергии за счет регенерации тепла* упоминалась уже в связи со звукоизоляцией. В системе регенерации наружный воздух подвергается термообработке с помощью теплоносителя посредством уже подготовленного (нагретого или охлажденного) отходящего воздуха. Благодаря этому зимой удается существенно экономить энергию, идущую на нагрев, а, соответственно, летом – энергию, идущую на охлаждение;
- поддержание в воздухе помещений определенного аэронного состава[1].

---

[1] Согласно нормативному документу Российской Федерации СанПиН 2 2 4 1294-2003 «Гигиенические требования к аэронному составу воздуха производственных и общественных помещений», одно из важнейших требований – обеспечение аэронного состава воздуха, оцениваемого по концентрации аэронов в помещениях, – возлагается на системы кондиционирования – *Прим. ред*

Техника кондиционирования воздуха позволяет, кроме прочего, обеспечивать надежную *звукоизоляцию* благодаря тому, что здесь можно обходиться без проветривания помещения через окна (установка звуко- и воздухонепроницаемых наружных окон приобретает все большую популярность), это позволяет эффективно защитить помещение от шума. Далее, при этом достигается значительная экономия энергии, затрачиваемой обычно на работу отопительных или охлаждающих вентиляционных систем.

ГЛАВА 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМЫХ ОБЪЕМНЫХ РАСХОДОВ ВОЗДУХА

Объемные расходы воздуха как критерий выбора систем кондиционирования

Объемные расходы воздуха, генерируемые в системе кондиционирования, существенным образом определяют стоимость таких систем, ибо именно с учетом этого фактора выбираются габаритные размеры воздушных каналов, как и параметры прочих конструкционных элементов.

6.1. Объемные расходы наружного воздуха V_{AU}

Системы с функцией вентиляции

По ДИН 1946 все установки, работающие с наружным воздухом, именуются также вентиляционными системами либо установками с функцией вентиляции. Это могут быть системы, работающие либо полностью на воздухе внешней среды, либо на некоторой воздушной смеси.

Поскольку наружный воздух в течение года претерпевает определенные температурные колебания, то мощность, требуемая на нагрев или охлаждение, при низкой либо, соответственно, высокой температуре окружающего среды может быть весьма значительной, что опять-таки неблагоприятно сказывается на стоимостном показателе самой системы.

Сокращение нормы свежего воздуха на человека при экстремальных температурах

С учетом вышесказанного всегда следует проверять, нет ли вероятности снижения нормы свежего воздуха при чрезмерно высокой или чрезмерно низкой температуре окружающей среды. При этом рекомендуется придерживаться такого правила:

Объемный расход наружного воздуха должен быть не больше своего необходимого, но и не меньше своего возможного уровня.

Способ расчета объемных расходов наружного воздуха зависит обычно от имеющихся в распоряжении данных и также от назначения используемого помещения

6.1.1. Определение V_{AU} по коэффициенту воздухообмена (кратности вентиляции) LW

Пример

$$\text{LW} = \frac{\text{объемный расход наружного воздуха}}{\text{объем помещения}} = \frac{V_{AU}}{V_R} (1/\text{час})$$

Коэффициент кратности воздухообмена LW

Коэффициент кратности воздухообмена LW показывает, сколько раз за 1 час весь воздух в помещении объемом V_R заменяется свежим воздухом

В случае ориентировочных значений для LW согласно табл 6 1 речь идет об опытных величинах, определяемых с учетом назначения используемых помещений[1] При этом следует иметь в виду, что без знания более точных обстоятельств (граничных условий), касающихся конкретного помещения, не исключены существенные отклонения от фактически необходимых объемных расходов, что неизбежно повлияет на стоимость монтируемых установок

Путем перестановки уравнения для LW получают объемный расход наружного воздуха

$$V_{AU} = \mathbf{LW} \times V_R \ (\text{м}^3/\text{час})$$

▸ *Пример расчета 6 1*

Для помещения с габаритными размерами – длина × ширина × высота = = 10 м × 6 м × 3 м указывается коэффициент кратности воздухообмена 4 раза за час Спрашивается, какой расход наружного воздуха (м³/час) должен подаваться в это помещение?

▸ *Решение*

$$V_{AU} = \mathbf{LW} \times V_R = 4\ 1/\text{час} \times 180\ \text{м}^3 = \mathbf{720\ м^3/час}$$

[1] См требования строительных норм Российской Федерации, например СНиП 2 04 05 03 «Отопление, вентиляция, кондиционирование», АВОК СТАНДАРТ-1-2002 «Нормы воздухообмена Здания жилые и общественные» и ТРАВОК-4-2004 – *Прим ред*

Таблица 6.1 Коэффициенты воздухообмена [1]

Тип помещения	Норма свежего воздуха ($м^3$) на человека в час	Коэффициент воздухообмена LW в час	Примечание
I. Рабочие и общие помещения			
Помещения для зарядки аккумуляторов	–	5 8 10	Вытяжка вверху и внизу
Офисы – частные – государственные	 30 40 30 40	 5 7 4 6 8	Летом коэффициент воздухообмена до 14 по возможности использовать вентиляторы с регулируемой скоростью вращения например малошумные осевые вентиляторы
Библиотеки	–	4 8	В фондах старинных и особо ценных книг убедиться в целесообразности применения кондиционирования
Обестуманивающие установки	–	15 25 50	Стремиться к балансу иногда прибегать к более эффективному воздухообмену подача приточного воздуха через отопительные приборы
Очистка и утилизация распределительных устройств	–	30 60	
Красильни	–	10 20	По возможности применять локальный отсос иногда деиствовать как в случае обестуманивающих установок
Киностудии	–	5 20	Коэффициент воздухообмена зависит от тепла излучаемого софитами (учитывать это обстоятельство)
Гаражи	–	5 8 15	3 $м^3$ воздуха в секунду на каждыи авто мобильныи двигатель защита от взрыва [G 3] для вентилятора и двигателя
Рестораны кафе – для некурящих – для курящих	 20 30 30 40	 4 6 10 6 8 14	
Торговые помещения	20 30	8	Летом желательно 10 12
Литеиные цеха	–	8 15	Учитывать потери тепла
Термические цеха	–	до 100	Коэффициент воздухообмена зависит от имеющихся теплоизбытков
Казино закусочные	20 30	5 6 8	
Кинотеатры небольшие театры	20 30	5 6 8	

Таблица 6.1. Коэффициенты воздухообмена [1] (продолжение)

Тип помещения	Норма свежего воздуха ($м^3$) на человека в час	Коэффициент воздухообмена LW в час	Примечание
I. Рабочие и общие помещения			
Церкви, соборы	–	3...5	Обычно определения коэффициента воздухообмена не требуется, так как здесь вполне достаточно воздушного пространства; часто используется калориферное отопление с постоянной нормой свежего воздуха на человека в час
Кухни	–	до 20	Рекомендуется по возможности отсос через вытяжные колпаки
Малярные, лаковые цеха: – работа вручную – работа с распылителями	–	 10...15...20 25...50	Эти данные имеют силу при наличии вытяжной вентиляции в цехе; в кабинах для окраски распылением. скорость отсоса в максимальном поперечном сечении 0,5 м/с; обычно требуется защита от взрыва (Ex-исполнение), класс воспламенения выбирается в зависимости от типа используемого распылителя
Лаборатории (автоклавы, вытяжные шкафы)	–	100...150	Учитывать опасность взрыва и образования коррозии; обеспечить эффективный приток свежего воздуха
Продуктовые лавки	–	4... 6...8	
Светокопировальные мастерские	–	10 ..15...20	Коэффициент воздухообмена летом до 50; по возможности предусмотреть индивидуальный отвод тепла от машин
Машинные залы	–	10...40	Коэффициент воздухообмена зависит прежде всего от имеющих место тепловыделений
Монтажные цеха	10 ..40	4...6...8...10	При проведении сварочных работ или при калориферном отоплении коэффициент воздухообмена равен 7
Музеи	–	4...6...8	Для отдельных помещений иногда может потребоваться система кондиционирования воздуха
Школы – для детей до 10 лет – старше 10 лет	 20...30 25...40	 4...6...8 4...6...8	
Сварочные мастерские	–	20.. 30	Обязателен отсос в месте образования чада; учитывать концентрацию тепла
Радиорубки, фотоателье и студии звукозаписи	–	6...8...10	Бесшумная вентиляция!

Таблица 6.1. Коэффициенты воздухообмена [1] (продолжение)

Тип помещения	Норма свежего воздуха ($м^3$) на человека в час	Коэффициент воздухообмена LW в час	Примечание
I. Рабочие и общие помещения			
Телефонные станции	–	6...8.. 10	Фильтрация приточного воздуха
Системы избыточного давления (для предотвращения попадания пыли)			
– герметичные здания	–	3...5	
– легкие здания	–	8...10	
Залы для собраний	20...30...40	6...8...10	
Универмаги	–	6...8	
Прачечные	–	10...15...25	При необходимости действовать, как в случае обестуманивающих установок
Душевые и раздевалки, туалеты	–	8 .10	
Ремонтные мастерские			Общая вентиляция помещения; принимать в расчет возможные потери тепла
– без ухудшения	20...30	3...6...8	
– с ухудшением качества воздуха	30...40	10...20	
Жилые помещения	30. 40	3.. 4. 7	
II. Купальни, бани			
Паровая баня	–	3...4	Постоянная подача нагретого воздуха, указанные коэффициенты воздухообмена есть минимальные значения; при необходимости действовать, как в случае обестуманивающих установок; с коэффициентом воздухообмена 10–12. Во всех случаях поддерживать легкое разрежение
Финская баня	–	3...4	
Лечебные ванны	–	8...10	
Бассейны	–	1	
Бани с ваннами и душевыми кабинами	150 $м^3$ на час купания	2...4	
III. Больницы (см. ДИН 1946, 4)			
Ванные комнаты	–	5...8...10	См. купальни, бани
Хирургическое отделение	75	5...8	
Коридоры	–	3...8	

Таблица 6.1. Коэффициенты воздухообмена [1] (продолжение)

Тип помещения	Норма свежего воздуха ($м^3$) на человека в час	Коэффициент воздухообмена LW в час	Примечание
III. Больницы (см ДИН 1946, 4)			
Инфекционное отделение	75 до [170]	5 8 [10]	При эпидемиях и эндемиях [ ], в любом случае отходящий воздух пропускается через электрические или бактериальные фильтры
Терапевтическое отделение	60	5 8	
Детское отделение	35 70	5 8 10	
Операционные	–	5 8 10	Системы кондиционирования воздуха, бактериальные фильтры!
Приемный покой, раздевалки	–	5 10	
Дома матери и ребенка	100	5 8	Обращать особое внимание на отсутствие сквозняков
Стоматологические кабинеты		6 8	
IV. Частные дома			
Туалет	–	6 8 10	Поддерживать давление ниже атмосферного (разрежение)
Ванная комната	–	до 8	Давление ниже атмосферного, регулируемый вентилятор
Столовая	–	2 4	
Прихожая и лестничные клетки		2 3	
Кухня	–	25 30	Поддерживать давление ниже атмосферного
Спальня	20	1	Летом коэффициент воздухообмена должен быть выше
Гостиная	–	2 3	
Прачечная		6 8	Поддерживать давление ниже атмосферного
Жилая комната	30 40	2 4	

Таблица 6.1. Коэффициенты воздухообмена [1] (окончание)

Тип помещения	Норма свежего воздуха (м³) на человека в час	Коэффициент воздухообмена LW в час	Примечание
V. Прочее			
Железная дорога, туристический автобус	–	8 15 40	
Стальные камеры	–	4 8	
Дорожный туннель			Ориентировочно 4 м³ воздуха в секунду на каждый находящийся в туннеле автомобиль, учитывать при этом длину туннеля, его исполнение, число машин

6.1.2. Определение V_{AU} по часовой норме свежего воздуха AR

Норма свежего воздуха из расчета на человека в час

В помещениях, где пребывает много народу, а качество воздуха должно соответствовать гигиеническим требованиям согласно ДИН 1946, объемный расход наружного воздуха определяется по норме из расчета на одного человека в час.

$$V_{AU} = n_P \quad AR,$$

где:

n_P количество людей в помещении

AR норма свежего воздуха в м³/час на человека согласно табл. 6.2. а

Минимальная норма свежего воздуха на человека в час

Норма 20 м³ в час на одного человека считается минимально допустимой и в нормальной ситуации не может быть ниже.

Норма свежего воздуха из расчета на площадь помещения

Для помещений с интенсивным движением постоянно меняющейся публики (торговые залы, выставки) за основу берется часовой объем воздуха из расчета на основную площадь, т е. [м³/час м²]. Тогда имеем·

$$V_{AU} = A_G \quad AR,$$

где: A_G – площадь в м², AR – норма свежего воздуха, [м³/час · м²] согласно табл. 6.2б

Таблица 6.2а. Норма свежего воздуха в зависимости от назначения помещения и наружной температуры в пересчете на человека и основную площадь [2]

С учетом экономических обоснований нормы воздуха при наружной температуре $t_a < 0°C$ до расчетного значения по климатической карте ДИН 4701 могут линейно понижаться до 50% Приведенная далее таблица содержит нормы воздуха для расчетного значения $t_a = -15°C$
Равным образом эта норма при $t_a > +26°C$ может быть сокращена до 75%

Минимальные значения						
Верхние пределы						
Температура наружного воздуха t_a	Офисы, конференц-залы		Аудитории, театры, концертные залы		Выставочные залы, торговые помещения, рестораны[1]	
°C	м³ в час на человека					
−15	15	25	10	18	10	15
−10	20	33	14	24	14	20
−5	25	42	17	30	17	25
от 0 до + 26	**30**	**50**	**20**	**35**	**20**	**30**
выше +26	23	38	15	26	15	23
Температура наружного воздуха t_a	Выставочные залы, торговые площади с товарами, не загрязняющими воздух				Рестораны, кафе, столовые[1]	
°C	м³ в час на человека					
−15	3				6	
−10	4				8	
−5	5				10	
от 0 до +26	**6**				**12**	
выше +26	5				9	

Основные задачи процесса воздухообмена

- Все загрязняющие воздух примеси должны «разбавляться» притоком свежего воздуха до такой степени, чтобы они уже не могли причинить вред здоровью, не вызывали неприятных ощущений и не мешали работе.
- Свежий воздух должен обеспечивать комфортную температуру и влажность

[1] Здесь можно выбрать более высокое значение.

Таблица 6.2б. Норма свежего воздуха, рассчитанная на основе регламентаций для рабочих мест

Вид деятельности (см степень активности в табл 2 2)	Нормальная работа[4]		Дополнительная нагрузка[1]		Тяжелые запахи[2]		Типовые помещения или мастерские (примеры)
	Из расчета на						
	человека	м$^{2\ 3}$	человека	м$^{2\ 3}$	человека	м$^{2\ 3}$	
Сидячая работа	20 40	4 8	30 40	6 8	40	8	Офисы торговые залы
Легкая работа стоя или сидя	40 60	8 12	50 60	10 12	60	12	Гостиницы, монтажные цеха, мастерские
Труд рабочего – среднетяжелый – тяжелый	50 65 >65	10 13 >13	60 75 >75	12 15 >15	85 85	17 >17	Горячие цеха, пыльное и влажное производство, литейные цеха, тяжелая промышленность

Кроме того, следует принимать во внимание следующее.

Объемный расход воздуха при дополнительных нагрузках

- При больших дополнительных нагрузках на воздух помещения (например, при наличии постоянного облака табачного дыма) придется повысить норму свежего воздуха на человека минимум на 20 м^3/час.
- При экстремально низких или высоких наружных температурах норму AR с учетом затрат на нагрев и, соответственно, охлаждение можно сократить на 50% (табл. 6.3)

---

[1] Например, табачный дым

[2] Например, неприятные резкие запахи, ядовитые газы (см величины МАК – максимально допустимое содержание газов или летучих растворителей в воздухе рабочего помещения)

[3] Для рабочих помещений с интенсивным перемещением людей взять за основу 0,2 0,3 чел /м^2 основной площади

[4] Норма свежего воздуха при наружной температуре $\vartheta_a > 20°C$ до 32°C, а также <0 до −12°C может линейно уменьшаться максимум на 50%

Таблица 6.3. Нормы свежего воздуха на человека в час, минимальные и максимальные значения [2]

Минимальные значения

В высотных домах с почти полностью застекленными герметичными наружными поверхностями эти величины рекомендуется удвоить

Оптимальные значения

Температура наружного воздуха t_a	Помещения с запретом на курение		Помещения с разрешением на курение	
°C	м³/час на человека		м³/час на человека	
–20	8	12	12	18
–15	10	15	15	23
–10	13	20	20	30
–5	16	24	24	36
от 0 до +26	**20**	**30**	**30**	**40**
выше +26	15	23	23	35

▸ *Пример расчета 6.2*

Допустим, стоит задача обеспечить эффективную вентиляцию в **некоем** конференц-зале на 200 человек, где запрещается курить.

Какой объем свежего воздуха (м³/час) потребуется?

▸ *Решение*

Из табл. 6.2а имеем: AR = 20 м³/час на человека.

$V_{AU} = n_P$ AR = 200 человек 20 м³/час на человека = **4000 м³/час.**

6.1.3. Определение V_{AU} по концентрации вредных веществ в помещении

Вредными веществами в помещении называют содержащиеся в воздухе газы, пары и пыль, способные оказывать вредное воздействие на организм человека. Приток соответствующего объема наружного воздуха служит для того, чтобы по возможности разбавлять эти вредные вещества до концентрации, соответствующей максимально допустимой величине на рабочем месте (МАК)[1] (см. табл. 6.4).

$$V_{AU} = \frac{\text{имеющийся объем вредных веществ в помещении}}{\text{МАК - концентрация вредных веществ в окружающем воздухе}} = \frac{m_S}{\text{МАК} - K_{AU}}$$

m_S в кг/час или м³/час

K_{AU} в ppm – частей на миллион (измеряемая величина)

[1] В технической литературе Российской Федерации термин **МАК** соответствует термину **ПДК** – предельно допустимой концентрации вредных веществ. – *Прим ред.*

МАК: максимальная концентрация вредных веществ на рабочем месте в ppm ($см^3/м^3$) или $мг/м^3$.

▸ *Пример расчета 6.3.*

В химическом цехе некоего завода ежечасно выделяется CO в объеме 0,2 $м^3$/час. Нагрузка поступающего наружного воздуха достигает 2 ppm. Требуется узнать, с каким количеством свежего воздуха ($м^3$/час) должна работать вентиляционная система.

▸ *Решение*

Из табл. 6.4 имеем: МАК = 30 $см^3/м^3$.

$$V_{AU} = \frac{V_S}{МАК - K_{AU}} = \frac{0{,}2\ м^3/час}{(30-2)ppm} \frac{ppm}{см^3/м^3} \frac{10^6 см^3}{м^3} = \mathbf{7143\ м^3/час}$$

ppm – частей на миллион

V_{AU} **= 7143 $м^3$/час**

Таблица 6.4. Величины МАК, выписка из [6]

Вредное вещество	$см^3/м^3$ [1]	$мг/м^3$	Вредное вещество	$см^3/м^3$ [1]	$мг/м^3$
Ацетон	1000	2400	Метанол	200	260
Аммиак (NH_3)	50	35	Никотин	0,07	0,5
Мелкая асбестовая пыль[2]	–	2	Нитроглицерин	0,05	0,5
Бензол[2]	5	16	Озон (O_3)	0,1	0,2
Свинец	–	0,1	Фосфор (желтый)	–	0,1
Бром	0,1	0,7	Пропан (C_3H_8)	1000	1800
Хлор	0,5	1,5	Ртуть	0,01	0,1
Фтор	0,1	0,2	Азотная кислота (HNO_3)	10	25
Формальдегид	1	1,2	Сернистый ангидрид (SO_2)	2	5
Гидразин[2]	0,1	0,13	Серная кислота (H_2SO_2)	–	1
Двуокись углерода (CO_2)	5000	9000	Двуокись азота	5	9
Окись углерода (CO)	30	33	Окись цинка (дым)	–	5

6.2. Объемный расход приточного воздуха V_{ZU}

Объемный расход всего поступающего в помещение воздуха определяется в зависимости от того, какие задачи он должен выполнять.

Здесь в принципе могут быть сформулированы три основные цели.

Задачи объемного расхода приточного воздуха

- снабжение помещения свежим воздухом, т.е. обеспечение вентиляции,
- обогрев помещения по принципу воздушного отопления,
- возможное охлаждение помещения.

[1] Может обозначаться также как «частей на миллион».

[2] Опасны в онкологическом отношении

Выбор (повышенной, пониженной) температуры приточного воздуха

Правильный выбор температуры приточного воздуха зависит от множества граничных условий, как то: исполнения и расположения проходов для воздуха, размеров помещения, его использования и, конечно, тепловой и холодильной нагрузок.

6.2.1. Определение V_{ZU} для целей вентиляции

Если предусмотрена простая вентиляция помещения, то понятно, что одновременно придется позаботиться и о вытяжной системе.

Объемный расход приточного воздуха V_{ZU}, предназначенный для вентиляции помещения, определяют из вычисленного объемного расхода наружного воздуха V_{AU} согласно пункту 6.1.1.

В этом случае имеем:

$$V_{ZU} = V_{AU}.$$

Рисунок 6.1. демонстрирует установку для работы исключительно с наружным воздухом.

Поскольку для подобных установок в зимнее время года при очень низких температурах окружающей среды потребуется весьма высокая теплопроизводительность, то также и в этих случаях приходится думать о возможности сокращения расхода наружного воздуха. При этом последний, как правило, пополняется соответствующим объемом циркулирующего воздуха, т.е. такая установка нуждается в подходящем смесительном блоке (камере смешения).

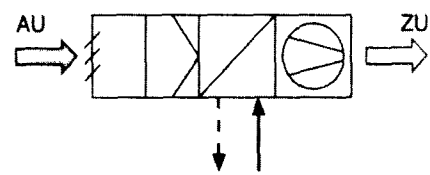


Рис. 6.1. Схема вентиляционной установки, работающей чисто на внешнем воздухе

AU – внешний воздух,
ZU – приточный воздух,
UM – циркулирующий воздух.

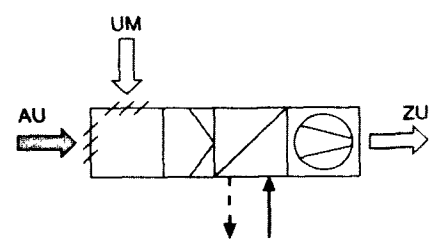


Рис. 6.2. Схема вентиляционной установки со смесительным блоком

Температура приточного воздуха должна быть на несколько градусов выше температуры помещения (рис. 6.2). Если выбирается режим смешанного воздуха, то приточный воздух (V_{ZU}) будет состоять из наружного (V_{AU}) и циркулирующего (V_{UM}) воздуха, т.е.:

$$V_{ZU} = V_{AU} + V_{UM}.$$

6.2.2. Определение V_{ZU} для отопления помещения

Подобно тому, как любой отопительный прибор (радиатор, калорифер) отдает тепло воздуху помещения, чтобы поддерживать в нем определенную температуру, в случае воздушного отопления эту задачу выполняет приточный воздух. Требуемая тепловая нагрузка Q_H при восприятии всего необходимого количества тепла должна определяться по нормам ДИН 4701. Избыточная температура (сравнимая с повышенной температурой отопительного прибора) значительно влияет на вычисленный объемный расход приточного воздуха и не может выбираться произвольно; она обусловливается, кроме прочего, назначением и использованием рассматриваемого помещения (рис. 6.3).

Избыточные температуры для воздушного отопления

Если температуру приточного воздуха выбирают слишком высокой, то очень теплый воздух по причине своей малой плотности немедленно устремляется вверх. Вблизи потолка он образует своеобразную тепловую подушку, в то время как зона пребывания людей – в отсутствие специальных, достаточно дорогостоящих вентиляционных плафонов – явно страдает от недостатка тепла.

Устанавливая же низкие температуры приточного воздуха, получают, как следует из расчета, чрезмерный объемный расход, что опять-таки неблагоприятно сказывается на размерах элементов установки.

Рекомендуемые избыточные температуры представлены в табл. 6.5.

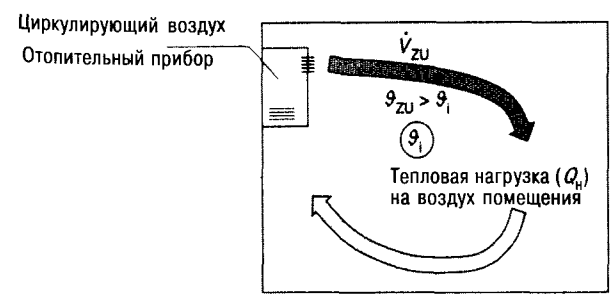


Рис. 6.3. Параметры, влияющие на объемный расход **приточного воздуха** V_{ZU} при отоплении помещения

$$V_{ZU} = \frac{Q_H}{c_P \cdot \Delta\vartheta_u} \text{ (м}^3\text{/час), где}$$

Q_H – тепловая нагрузка согласно ДИН 4701 в Вт
c_P – удельная теплоемкость воздуха 0,35 Вт·ч/м^3 · К
$\Delta\vartheta_u = \vartheta_{ZU} - \vartheta_i$ в К

Таблица 6.5. Рекомендуемые избыточные температуры в зависимости от использования помещения [6]

Температуры приточного воздуха при воздушном отоплении $\vartheta_{ZU} = \vartheta_i + \Delta\vartheta_u$[1]				
Использование помещения	Комфортная зона	Мастерские	Промышленные постройки	В зависимости от: воздухопроницаемости, вентиляционной составляющей, направления воздуха, высоты помещения, объемного потока, зоны пребывания людей, системы регулирования
Избыточные температуры $\Delta\vartheta_u$	8...12	10...20	15...25	

▸ *Пример расчета 6.4.*

Для выставочного зала предусмотрено воздушное отопление. По ДИН 4701 определен потребный расход тепла – 47 кВт. Температура помещения составляет 20°С, избыточная температура 18 К. Каков должен быть расход приточного воздуха (м^3/час)?

▸ *Решение*

$$V_{ZU} = \frac{Q_H}{c_P \cdot \Delta\vartheta_u} = \frac{47\,000 \text{ Вт}}{0{,}35 \text{ Вт} \cdot \text{ч/м}^3 \text{ К} \cdot 18 \text{ К}} = \mathbf{7460 \text{ м}^3\text{/час}}.$$

6.2.3. Определение V_{ZU} для охлаждения помещения

Величины, так или иначе воздействующие на объемный поток приточного воздуха, представлены на рис. 6.4.

Пониженные температуры для охлаждения воздуха помещения

Чтобы добиться охлаждения воздуха в помещении, необходимо понизить температуру приточного воздуха до уровня ниже температуры помещения. Но поскольку поступление более холодного воздуха человек обычно воспринимает как нежелательный сквозняк, то к выбору температуры поступающего воздуха (ϑ_{ZU} или, соответственно, $\Delta\vartheta_u = \vartheta_{ZU} - \vartheta_i$) прихо-

[1] Температуры приточного воздуха и, соответственно, *пониженные температуры* при охлаждении см. в табл. 6.6.

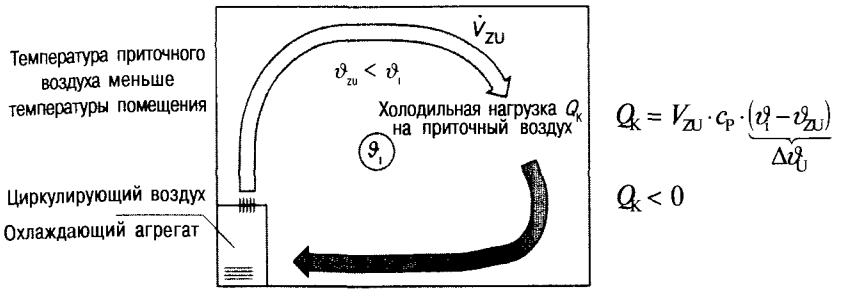


Рис. 6.4. Факторы, влияющие на объемный поток приточного воздуха (V_{ZU}) при охлаждении помещения

дится относиться особенно внимательно. В связи с этим пониженные температуры $\Delta\vartheta_u$ должны быть гораздо меньше разности температур для воздушного отопления. Некоторые справочные значения для выбора пониженных температур приведены в табл. 6.6.

Таблица 6.6. Справочная информация для выбора пониженных температур [6]

Пониженные температуры $\Delta\vartheta_u = \vartheta_{zu} - \vartheta_i$ при охлаждении воздуха ($\vartheta_{zu} = \vartheta_i - \Delta\vartheta_u$)		
Способ прохождения воздуха	Комфортная зона	Промышленность
Решетки на стенах (внизу)	2...3 (3...4)	3...4 (4...5)
Комнатный прибор (направление вверх)	4...5 (6)	5...6
Потолочный воздухораспределитель	(3)...4...5	4...6
Щелевые отверстия (в потолке)	(6)...8...(10)	редко
Проемы для вихревых потоков (в потолке)	7...8...(10)	8...10...(12)
Сопловые отверстия	4...6...(7)	5...6...(8)
Тарельчатые клапаны	2...(3)	3...4...(5)
Расширяющиеся воздушные отверстия	1...2...(3)	2...3

Холодопроизводительность Q_K согласно нормам VDI 2078

Необходимость в воздушном охлаждении помещения с использованием техники кондиционирования воздуха возникает, как правило, летом. Здесь решающую роль при расчете объемного расхода приточного воздуха играет холодильная нагрузка Q_K Это объясняется воздействием наружного тепла, генерируемого солнечными лучами, на стены зданий, крыши и окна, а также распространением тепла внутри помещений, в частности в результате отдачи тепла человеком, электроприборами, освещением, либо передачей тепла по ограждающим стенам, граничащим с некондиционируемыми помещениями. Q_K вычисляется согласно нормам VDI 2078 (Союз немецких инженеров).

$$V_{ZU} = \frac{Q_K}{c_P \ \Delta \vartheta_u}$$

Q_K – холодильная нагрузка, например, по VDI 2078, Вт
c_p – 0,35 Вт ч/м³ K
$\Delta\vartheta_u = \vartheta_i - \vartheta_{ZU}$ в K

▸ *Пример расчета 6.5*

Сколько потребуется приточного воздуха (V_{ZU}) для охлаждения помещения, если вычислена холодильная нагрузка (Q_K) 8 кВт и выбрана пониженная температура 6 K?

▸ *Решение*

$$V_{ZU} = \frac{Q_K}{c_P \cdot \Delta \vartheta_u} = \frac{8000}{0{,}35 \ \ 6} \text{ м}^3/\text{час} = \mathbf{3810\ м^3/час}$$

ГЛАВА 7

СИСТЕМЫ ЕСТЕСТВЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

По смысловому содержанию ДИН 1946, установки кондиционирования воздуха относятся к системам естественной вентиляции, обеспечивающим воздухообмен (LW) между вытяжным (AB) и свежим наружным (AU) воздухом, и успешно функционируют без приведения в действие вентилятора для достижения соответствующего движения воздуха. Конструкционными элементами здания, имеющими отношение к рассматриваемому вопросу, принято считать наружные окна, вентиляционные шахты и определенным образом выполненные отверстия в потолочной зоне.

Причины естественного воздухообмена

Воздухообмен на основе естественного движения воздуха возможен при следующих условиях:

- при достаточно большой разности плотностей $\Delta\rho$ воздуха снаружи и внутри помещения,
- при достижении дополнительного движения воздуха ($\Delta p = p_{Luv} - p_{Lee}$) за счет ветра.

Оба этих влияющих параметра учитываются в системах естественной вентиляции.

7.1. Влияние разности плотностей $\Delta\rho$

Процесс естественной вентиляции

Естественное движение воздуха объясняется разностью давлений Δp. Природа стремится к тому, чтобы компенсировать эту разность в направлении более низкого давления воздуха или, соответственно, меньшей плотности.

Разность давлений и плотностей[1]

В счетном выражении это выглядит следующим образом:

$$\Delta\rho = \rho_a - \rho_i = \rho_{AU} - \rho_{AB} \text{ в кг/м}^3$$

$$\Delta p = g \cdot h \cdot \Delta\rho,$$

где g – ускорение силы тяжести = 9,81 м/с^2

h – эффективная геодезическая высота (м)

$\Delta\rho$ – разность давлений внутреннего и наружного воздуха (Па)

Δp – разность плотностей (кг/м^3)

Таблица 7.1. Скорость воздуха в вентиляционных шахтах $f(\Delta\rho)$, м/с [8]

Высота, м	Разность температур, К										
	4	5	6	8	10	15	20	25	20	40	50
1	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
2	–	–	–	–	0,49	0,59	0,69	0,75	0,80	0,93	1,01
3	0,36	0,41	0,45	0,52	0,60	0,73	0,84	0,92	0,99	1,13	1,22
4	0,43	0,48	0,53	0,61	0,69	0,84	0,96	1,06	1,14	1,30	1,41
5	0,48	0,55	0,60	0,69	0,78	0,94	1,09	1,18	1,28	1,44	1,58
6	0,54	0,60	0,66	0,76	0,84	1,03	1,17	1,30	1,40	1,58	1,73
7	0,58	0,65	0,72	0,82	0,91	1,11	1,26	1,40	1,52	1,71	1,87
8	0,62	0,69	0,77	0,87	0,97	1,18	1,35	1,50	1,62	1,83	1,99
9	0,66	0,73	0,81	0,93	1,02	1,26	1,42	1,58	1,72	1,94	2,11
10	0,69	0,77	0,85	0,98	1,09	1,33	1,51	1,67	1,81	2,05	2,33
11	0,73	0,81	0,89	1,02	1,13	1,39	1,58	1,75	1,90	2,15	2,34
12	0,76	0,84	0,93	1,06	1,18	1,46	1,65	1,83	1,98	2,24	2,45
13	0,79	0,87	0,96	1,11	1,23	1,52	1,72	1,90	2,06	2,33	2,55
14	0,82	0,91	1,01	1,15	1,28	1,57	1,79	1,98	2,14	2,42	2,65
15	0,85	0,94	1,04	1,20	1,33	1,62	1,85	2,05	2,22	2,51	2,74
16	0,88	0,98	1,08	1,24	1,37	1,68	1,91	2,11	2,29	2,58	2,82
17	0,90	1,00	1,11	1,27	1,41	1,72	1,96	2,17	2,36	2,66	2,91
18	0,93	1,03	1,14	1,31	1,56	1,77	2,02	2,24	2,44	2,74	2,99
19	0,96	1,06	1,17	1,35	1,50	1,82	2,08	2,30	2,50	2,82	3,08
20	0,98	1,09	1,20	1,38	1,54	1,87	2,14	2,36	2,56	2,89	3,16
21	1,01	1,12	1,23	1,42	1,58	1,92	2,18	2,42	2,62	2,96	3,24
22	1,03	1,14	1,26	1,45	1,61	1,96	2,23	2,48	2,68	3,03	3,31
23	1,05	1,17	1,29	1,48	1,65	2,00	2,28	2,54	2,74	3,09	3,38
24	1,08	1,19	1,31	1,52	1,68	2,05	2,33	2,59	2,80	3,16	3,46
25	1,10	1,22	1,34	1,55	1,72	2,09	2,38	2,64	2,86	3,23	3,58

В табл. 7.1. представлены скорости воздуха в вентиляционных шахтах; табл. 7.2 демонстрирует разность давлений в зависимости от температуры воздуха и эффективной геодезической высоты.

Разности плотностей в помещениях либо в зданиях обеспечивают типичную ориентацию движения воздуха в вертикальном направлении и, следовательно, предполагаемый воздухообмен в области наружных окон.

[1] Разность плотности между окружающим воздухом и воздухом помещения дает в итоге разность давлений.

Вертикальное движение воздуха в результате разности давлений в зоне окон

Поскольку более теплый воздух в силу своей меньшей плотности поднимается вверх, отходящий воздух через верхние части окон устремляется в атмосферу; холодный же воздух попадает в помещение в нижней части окон (рис. 7.1).

Таблица 7.2. Разность давлений в зависимости от температуры воздуха и эффективной высоты, Па [8]

Температура канала, °С	Рабочее давление в Па на 1 м высоты отвесного канала. Наружная температура, °С								
	+20	+15	+10	+5	±0	-5	-10	-15	-20
5	–	–	–	–	0,226	0,461	0,706	0,961	1,236
6	–	–	–	0,049	0,275	0,510	0,755	1,010	1,285
7	–	–	–	0,088	0,314	0,549	0,795	1,050	1,324
8	–	–	–	0,138	0,363	0,598	0,844	1,099	1,373
9	–	–	–	0,177	0,402	0,638	0,833	1,138	1,413
10	–	–	–	0,216	0,441	0,677	0,922	1,177	1,452
11	–	–	0,049	0,265	0,491	0,726	0,971	1,226	1,501
12	–	–	0,088	0,304	0,530	0,765	1,010	1,265	1,540
13	–	–	0,128	0,343	0,569	0,804	1,050	1,305	1,579
14	–	–	0,177	0,392	0,618	0,853	1,099	1,354	1,628
15	–	–	0,216	0,432	0,657	0,893	1,138	1,393	1,668
16	–	0,039	0,255	0,471	0,697	0,932	1,117	1,432	1,707
17	–	0,088	0,304	0,520	0,746	0,981	1,226	1,481	1,756
18	–	0,128	0,343	0,559	0,785	1,020	1,265	1,521	1,795
19	–	0,167	0,382	0,598	0,824	1,059	1,305	1,560	1,834
20	–	0,206	0,422	0,638	0,863	1,099	1,344	1,599	1,884
21	0,039	0,245	0,461	0,677	0,903	1,138	1,383	1,638	1,913
22	0,078	0,284	0,500	0,716	0,941	1,177	1,422	1,678	1,952
23	0,118	0,324	0,540	0,755	0,981	1,216	1,462	1,717	1,991
24	0,157	0,363	0,579	0,795	1,020	1,256	1,501	1,756	2,031
25	0,196	0,402	0,618	0,834	1,059	1,295	1,540	1,795	2,070
26	0,235	0,441	0,657	0,873	1,099	1,334	1,579	1,834	2,109
27	0,275	0,481	0,697	0,912	1,138	1,373	1,619	1,874	2,148
28	0,314	0,520	0,736	0,952	1,117	1,413	1,658	1,913	2,188
29	0,353	0,559	0,775	0,991	1,216	1,542	1,697	1,952	2,227
30	0,392	0,598	0,814	1,030	1,256	1,491	1,736	1,991	2,266

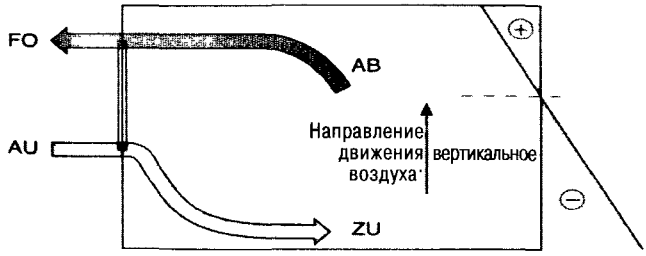


Рис. 7.1. Движение воздуха в помещениях и зданиях при плотности отходящего воздуха больше плотности наружного воздуха $\rho_{AB} > \rho_{AU}$:
AU – наружный воздух, AB – вытяжной (уходящий) воздух, ZU – приточный воздух, FO – удаляемый (сбросной) воздух.

7.2. Влияние ветра

Ветер, являясь причиной возникновения воздушного потока (в том числе внутри зданий), может обеспечивать эффективный воздухообмен Этот факт учитывается, например, при определении стандартного расхода тепла согласно ДИН 4701 в характеристике здания по его расположению и при корректировке высоты. Протекание воздуха внутри зданий происходит преимущественно в горизонтальном направлении. Помимо этого, вызванный ветром воздушный поток провоцирует подсос удаляемого воздуха у выходов вентиляционных шахт.

В вентиляционной технике в связи с направлением ветра принято говорить о стороне (здания), подверженной ветровой нагрузке (наветренная сторона), и стороне, защищенной от ветра (подветренная сторона), причем та или другая стороны – в соответствии с направлением ветра – могут вызывать подпор или, соответственно, подсос воздуха

Разрежение на подветренной стороне (Lee) оценивается примерно в $^1/_3$ динамического давления (подпора = Stau) на наветренной стороне В какой степени при этом сказывается давление (напор) ветра, зависит от скорости последнего:

$$p_{\text{Lee}} \approx {}^1/_3 \quad p_{\text{Stau}}.$$

Влияние ветра на горизонтальные воздушные потоки внутри здания

Итак, с принятием во внимание размещения наружных окон и дверей согласно плану расположения здания получают типичные потоки, протекающие внутри данного здания (рис. 7 2). Эти вероятные потоки, в свою очередь, могут оказать влияние на планировку комнат в доме. Так, санузел, ванная или кухня – во избежание распространения запахов или влаги – следует размещать на подветренной стороне.

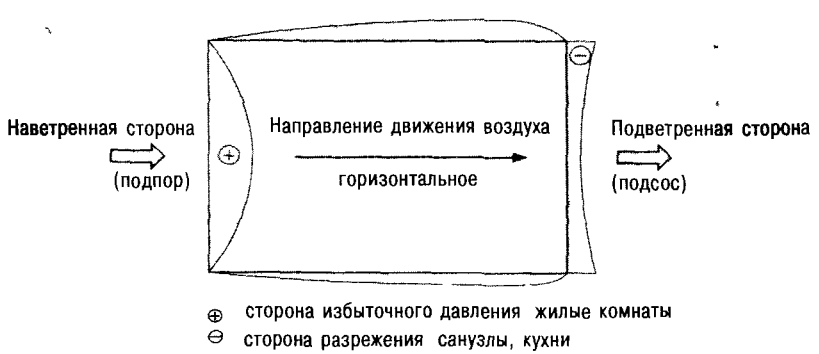


Рис. 7.2. Соотношения давлений с учетом плана расположения здания и проходящего внутри него воздушного потока

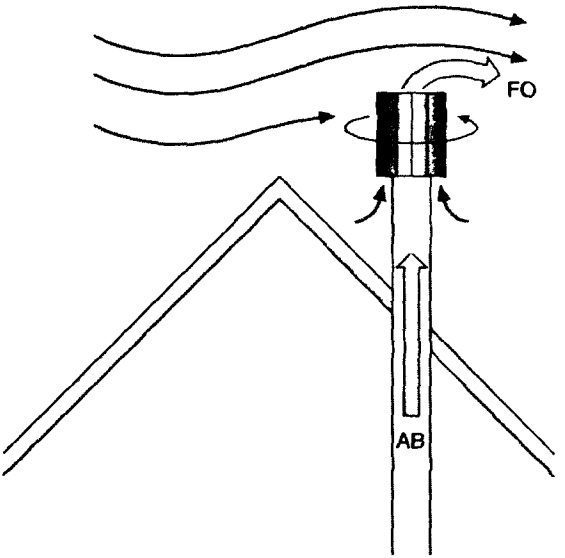


Рис. 7.3. Подсасывающее действие в зоне выходов удаляемого воздуха: FO – удаляемый (сбросной) воздух, AB – вытяжной (уходящий) воздух.

У выходных отверстий вентиляционных шахт в районе крыши ветер создает дополнительное разрежение в поперечном сечении потока (рис. 7.3). Поэтому отходящий воздух может попадать и в естественный воздушный поток.

7.3. Системы естественной вентиляции

7.3.1. Инфильтрация воздуха через стеновые швы и проветривание через окна

Инфильтрация воздуха через стеновые швы здания возможна при наличии негерметичных зон в наружной поверхности дома Добавьте сюда еще наружные двери и окна, причем именно проблемы, связанные с окнами, будут подробно рассматриваться в данном разделе.

Наружные окна способны в полной мере обеспечивать необходимый в зданиях воздухообмен и, не в последнюю очередь, с учетом соответствующих гигиенических требований.

Функции наружных окон

Итак, наружные окна, помимо пропускания солнечного света, предназначены для выполнения следующих важных функций:

- отвод отработавшего воздуха при одновременной подаче кислорода;
- устранение влаги, запахов, пыли, вредных веществ с одновременным обеспечением притока свежего воздуха.

Чтобы окно могло выполнять возложенные на него задачи, требуются соответствующие отверстия для сообщения с окружающей средой (это могут быть фрамуги, форточки или специальные оконные вентиляторы).

Воздухообмен через наружные окна

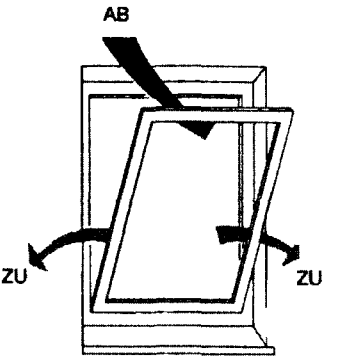
Таким образом, окна в жилых помещениях способны обеспечивать воздухообмен порядка 0,5...1,0 в час В случае окон старых конструкций это требование выполняется только за счет раскрытия швов, новые же окна, которые согласно распоряжению по теплоизоляции в целях экономии энергии при расходе идущего на вентиляцию тепла обычно лишены дополнительных вентиляционных отверстий, едва достигают воздухообмена в 5–10 раз меньше названного выше (примерно 0,1 за час)

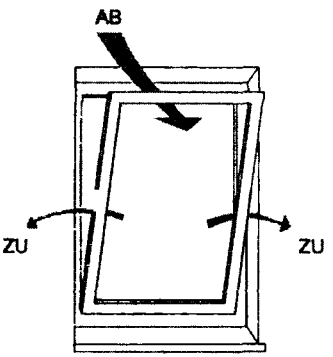
При создании воздухонепроницаемых окон это обстоятельство, безусловно, будет конкретным образом определять поведение пользователей данным помещением. Здесь придется смириться с частыми («залповыми») проветриваниями помещения не единожды за день, каждый раз на 3–5 минут полностью открывая окно для впуска свежего воздуха.

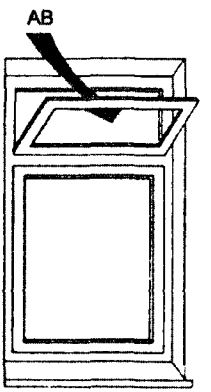
Необходимость интенсивного проветривания

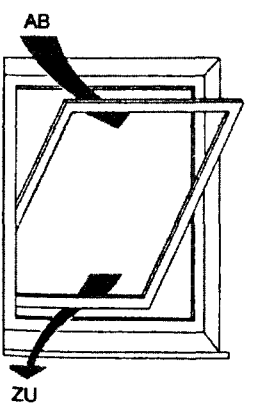
Недостаточный воздухообмен порой приводит к образованию плесени (на основе конденсированного водяного пара) на так называемых тепловых мостах (в местах утечки тепла) в области наружных стен и в плохо проветриваемых местах помещения! Рис. 7.4 демонстрирует поток воздуха при разных исполнениях окон.











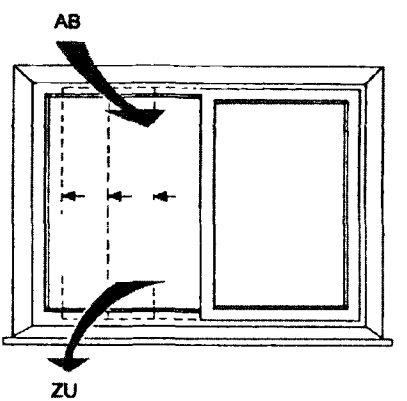


Рис. 7.4. Воздушный поток в окнах разных конструкций [18].
AB – вытяжной (уходящий) воздух, ZU – приточный воздух.

7.3.2. Вентиляция с использованием вентиляционных шахт

Принцип действия вентиляционного колодца (шахты) в помещениях можно – с некоторой, правда, натяжкой – сравнить с работой дымовой трубы

При вентиляции с использованием вентиляционных шахт для целей нагнетания и вытяжки воздуха находит применение тепловой напор нагретого воздуха по эффективной высоте. Норма ДИН 18017, ч. 1, допускает этот метод по типу так называемой индивидуальной вентиляции (рис. 7.5) в размещенных внутри помещения ванных комнатах и туалетах, при условии соблюдения приведенных далее основных принципов.

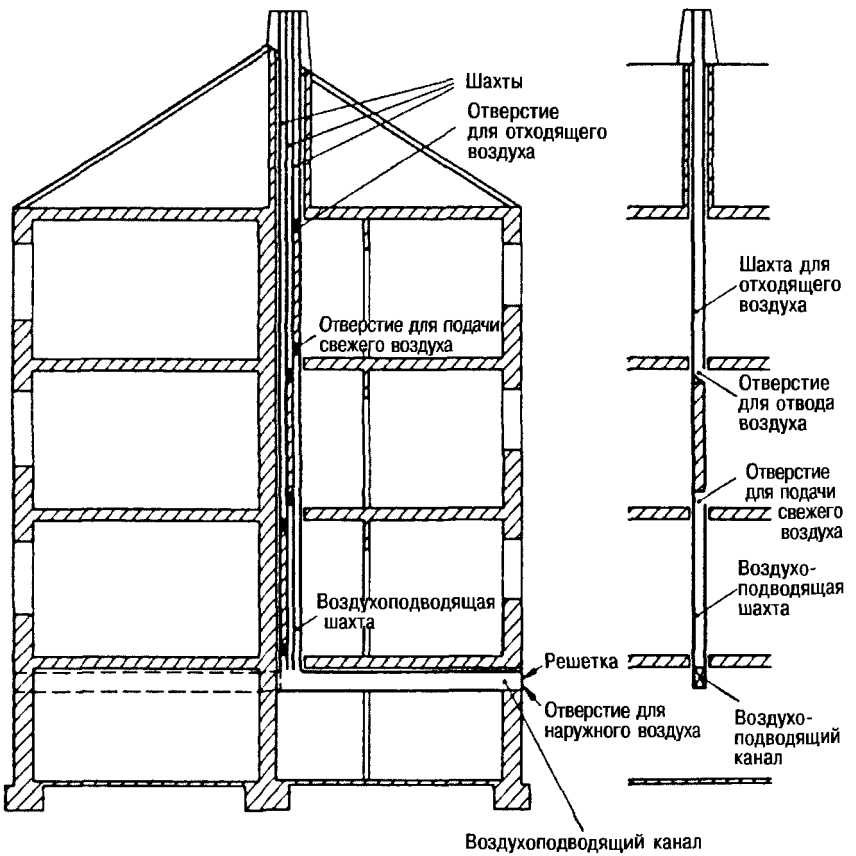


Рис. 7.5. Индивидуальная вентиляция с использованием вентиляционной шахты по ДИН 18017, ч. 1 [18].

Вентиляция с использованием вентиляционных шахт как индивидуальная система вентиляции помещения согласно ДИН 1946, ч. 1

- Для каждого снабженного вытяжкой помещения должна быть предусмотрена собственная шахта для подачи и отвода воздуха (если только ванная и туалет данного жилого помещения не расположены рядом друг с другом).
- Эта шахта должна обладать постоянным поперечным сечением не менее 140 см^2 и проходить по возможности вертикально (допускается, впрочем, наклон порядка 60°).
- Отверстие для подачи свежего воздуха должно быть минимум 150 см^2 и для отвода воздуха вблизи потолка тоже 150 см^2.
- При наличии в помещении газовых приборов (газовых колонок) газоотводная труба может использоваться также и в качестве шахты для отвода воздуха (см. табл. 7.3).

Таблица 7.3. Свободные сечения каналов подачи свежего воздуха [19]

Соотношение более длинной прямоугольной стороны к более короткой	Свободное сечение канала подачи свежего воздуха в пересчете на общую площадь свободных сечений присоединенных воздухоподводящих шахт, %/мин
до 2,5	80
выше 2,5 до 5	90
выше 5 до 10	100

Функционирование вентиляции с использованием вентиляционных шахт может поддерживаться за счет специальных насадок. При этом используется подсасывающий эффект ветра при прохождении его над отверстиями для выпуска воздуха. Особенно хорошо зарекомендовали себя насадки, способные вращаться под действием ветра.

Рис. 7.6. показывает разные варианты исполнений таких насадок к вентиляционным шахтам.

Впрочем, надежную работу с постоянными объемными расходами эти системы вряд ли могут гарантировать, поскольку здесь немаловажную роль играют также внешние климатические условия (температура, ветровая нагрузка).

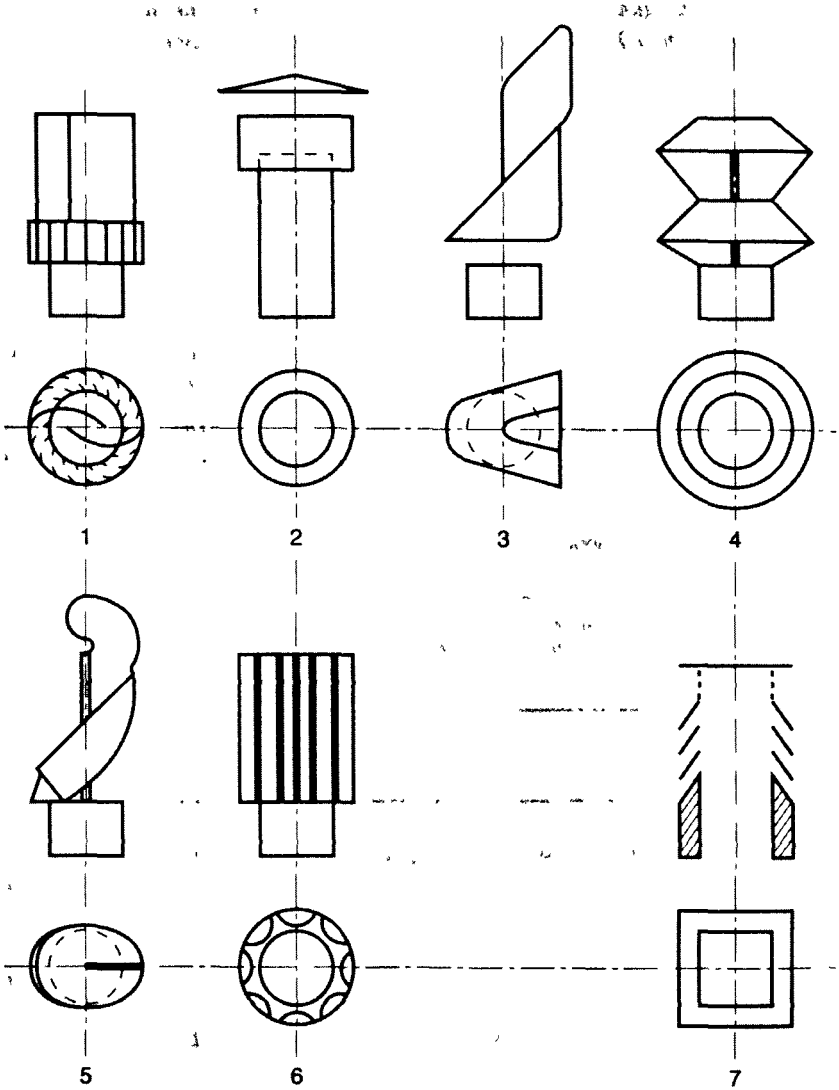


Рис. 7.6. Исполнения насадок [5]:
1 – роторный вентилятор; 2 – вытяжной колпак, 3 – вытяжной зонт Savonius, 4 – неподвижная всасывающая головка; 5 – подвижная всасывающая головка, 6 – всасывающая головка, 7 – швендилятор.

7.3.3. Крышная вентиляция

Крышная вентиляция находит применение в просторных и высоких помещениях, где зона крыши (потолка) смонтирована с расчетом на открывающиеся конструкционные элементы – для интенсивного отвода тепла через эти зоны вместе с уходящим воздухом.

Этот метод представляется особенно эффективным в тех случаях, когда в помещениях/зданиях в силу определенных производственных условий непрерывно образуется очень теплый воздух. Чаще всего это имеет место в так называемых горячих цехах – сварочных, литейных, а также в конюшнях и стойлах. Однако этот принцип вполне применим и для вентиляции больших помещений с высокой плотностью находящихся там людей (вроде спортивных залов) либо в качестве противопожарной меры (отвод дымовых газов).

Принцип действия (рис. 7.7) вентиляции такого типа весьма прост. Теплый воздух по причине своей очень малой плотности устремляется вверх и через определенные отверстия в крыше выводится наружу. Проходы для приточного воздуха в наружной стене обеспечивают попутные течения свежего воздуха. Примеры исполнения крышной вентиляции приведены на рис. 7.8.

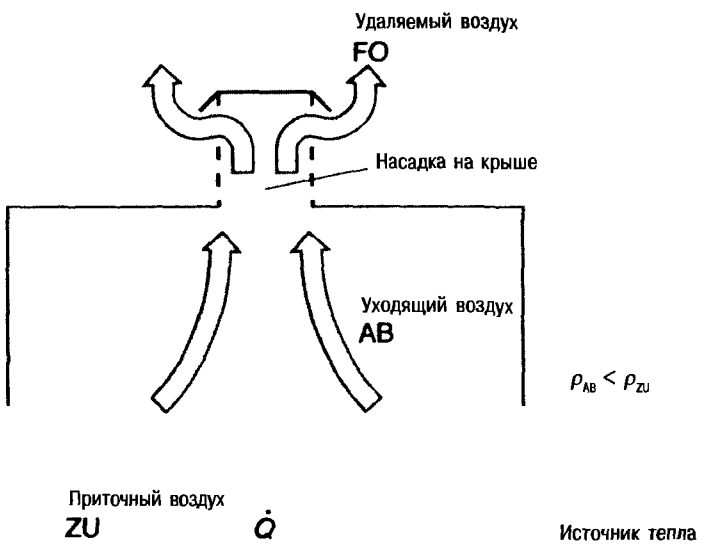
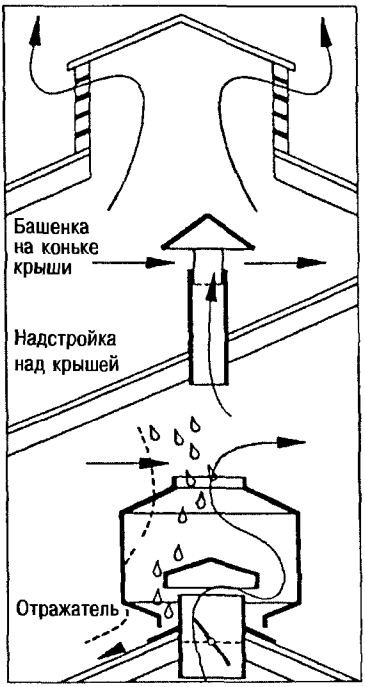
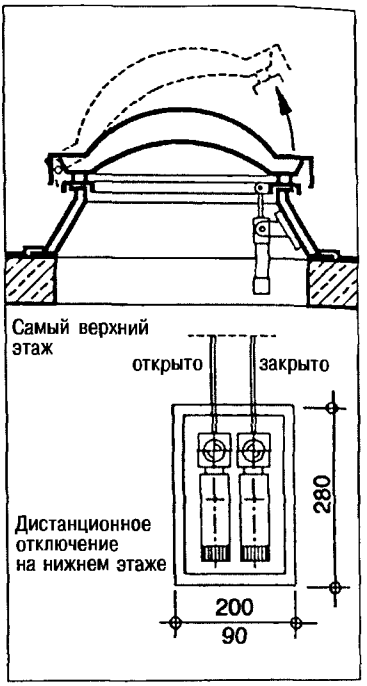


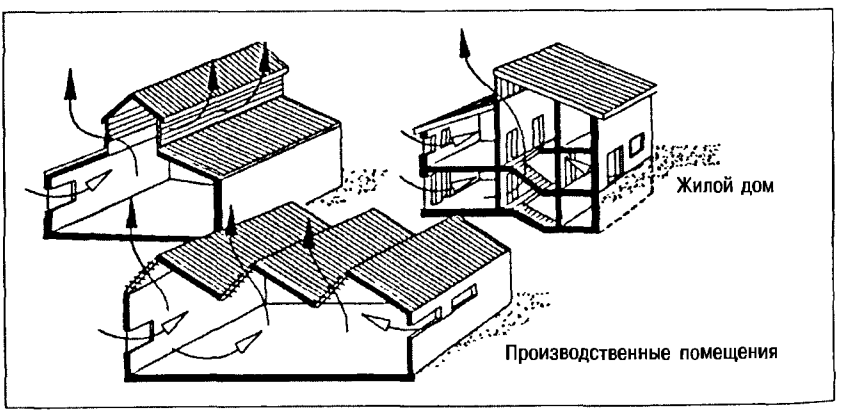
Рис. 7.7. Принцип действия крышной вентиляции



а)



б)



в)

Рис. 7.8. Примеры исполнения крышной вентиляции [7]:
а — вентиляторы на крышной надстройке; б — отвод дымовых газов и тепла; в — применение крышной вентиляции.

ГЛАВА 8

СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Так называемые механические системы принудительной вентиляции, оснащенные вентиляторами или воздуходувками, обладают безусловным преимуществом перед установками естественной вентиляции, ибо способны обеспечивать целенаправленное воздействие на состояние воздуха в помещении. Согласно ДИН 1946 системы такого рода могут быть как с тепловым кондиционированием воздуха, так и без него. Они представлены в весьма широком ассортименте – от простейших устройств вентиляции и проветривания до самых сложных установок полного кондиционирования воздуха (по влажности и температуре).

Далее рассматриваются только системы, вообще не обладающие функцией кондиционирования воздуха (LBF) либо выполняющие лишь одну из этих функций. Это могут быть установки[1] приточной и вытяжной вентиляции либо устройства, служащие для нагрева воздуха и, соответственно, воздушного отопления помещения. В этом контексте мы лишь кратко обсудим охлаждающие системы, поскольку они в большинстве случаев обладают, как минимум, двумя функциями кондиционирования воздуха.

8.1. Принципы расчета

Критерии выбора вентиляционных систем

Для правильного выбора комплектных установок[2] (систем) либо их отдельных элементов необходимо обладать определенной информацией, в большей или меньшей степени характеризующей эти установки. Речь идет прежде всего об объемных расходах воздуха; мощности, идущей на

---

[1] Системы, способные выполнять более одной функции кондиционирования воздуха, подробно описываются в отдельном издании под рубрикой «Системы кондиционирования воздуха».

[2] Здесь и далее под понятием «комплектная вентиляционная установка» следует понимать систему, содержащую вентиляционный агрегат, сеть воздухораспределения, средства обработки воздуха и автоматику. – *Прим. ред.*

нагрев и охлаждение; разности давлений (этот параметр, в частности, весьма важен для определения размеров воздушных каналов и выбора вентилятора).

8.1.1. Объемные расходы воздуха и теплопроизводительность нагревателя для систем воздушного отопления

В принципе здесь продолжают действовать все те расчетные формулы, что приводились уже в разделе 6.

В основе процесса нагрева воздуха лежат обычно два положения, которые будут подробнее рассмотрены ниже.

Нагрев наружного воздуха

Речь идет о способе работы исключительно с воздухом окружающей среды, т.е. о системах, рассчитанных на решение чисто вентиляционных задач внутри помещений. При этом воздух с помощью рассчитанного теплообменника-нагревателя должен быть нагрет хотя бы до температуры помещения, что позволило бы избежать образования сквозняков, а при некоторых обстоятельства приостановить начальное охлаждение воздуха при прохождении им воздушных каналов.

Рециркуляционное воздушное отопление и комбинированные установки вентиляции воздуха и воздушного отопления

Если предусмотрено воздушное отопление, то задача состоит в том, чтобы за счет приточного воздуха обеспечить потребное количество тепла (тепловую нагрузку) для обогрева помещения. Нагрев при этом может осуществляться в рециркуляционном режиме либо также в режиме смешанного воздуха (теплопроизводительность одновременно с вентиляцией). Теплообменник-нагреватель соответственно нагревает воздух до нужной температуры.

8.1.1.1. Нагрев наружного воздуха (рис. 8.1)

Работа с использованием нагрева исключительно на основе только наружного воздуха на практике почти не используется, поскольку с этим обязательно связана также и высокая теплопроизводительность теплообменника-нагревателя при очень низких температурах воздуха окружающей среды. Расход наружного воздуха (объемный расход AU) вычисляется для разных заданных параметров LW, n_P, A_G, MAK согласно п. 6.1.1, 6.1.2:

$$V_{AU} = LW \quad V_R,\ V_{AU} = n_P \quad AR \text{ или } V_{AU} = A_G \quad AR \text{ и}$$

$$V_{AU} = \frac{m_S}{MAK - K_{AU}}.$$

Для этого объемного расхода рассчитывается затем система кондиционирования воздуха помещения. Нагрев воздуха происходит в специальном теплообменнике-нагревателе, при выборе которого, наряду с расходом воздуха, решающую роль играет также его теплопроизводительность Q_{HR}.

Вентиляционная установка[1] в режиме смешанного воздуха

Из встроенного в установку нагревательного прибора воздух выходит с избыточной температурой порядка (2...3) К. Здесь уместно еще раз напомнить о том, что в некоторых случаях вполне допустимо уменьшать объемный расход наружного воздуха при весьма низких температурах окружающей среды. Но, чтобы объемный расход оставался постоянным, недостающий объем наружного воздуха восполняется смешивающимся с ним циркулирующим воздухом. Это и будет работа вентиляционной установки (системы) в режиме смешанного воздуха.

Работа системы с теплообменником-нагревателем исключительно на наружном воздухе

Производительность теплообменника-нагревателя для работы с наружным воздухом

На практике теплопроизводительность вычисляют на основе объемного расхода наружного воздуха и разности температур (избыточной температуры) приточного и наружного воздуха:

$$Q_{HR} = V_{AU} \quad c_p \quad (\vartheta_{ZU} - \vartheta_{AU}).$$

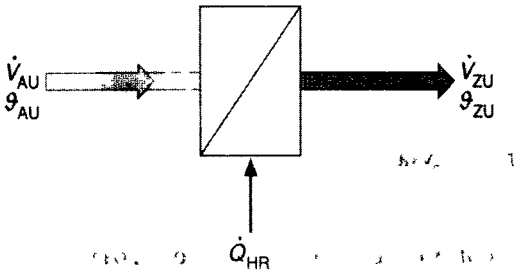


Рис. 8.1. Нагрев наружного воздуха.

[1] См. сноску на стр 81.

При заданных определенных параметрах воздуха (например, температуры ϑ и относительной влажности φ) можно воспользоваться h,x-диаграммой и вычислить производительность теплообменника-нагревателя по следующей формуле:

$$Q_{HR} = m_{AU} \cdot (h_{ZU} - h_{AU}).$$

▸ *Пример расчета 8.1*

Вычислите теплопроизводительность теплообменника-нагревателя в кВт, если объемный расход наружного воздуха V_{AU} = 950 м³/час, температура наружного воздуха ϑ_{AU} = 5°C, а температура приточного воздуха должна быть на 3 K выше температуры помещения, составляющей 20°C; c_p воздуха 0,35 (Вт·ч/м³)

▸ *Решение*

$\vartheta_{ZU} = \vartheta_i + \Delta\vartheta_ü = 20°C + 3\ K = 23°C$

Q_{HR} = 950 м³/час · 0,35 Вт·ч/м³ K · (23 − 5) K = 5985 Вт = **6 кВт.**

Работа системы с теплообменником-нагревателем со смешанным воздухом

Производительность теплообменника для работы со смешанным воздухом

$$Q_{HR} = m_{MI} \cdot (h_{zu} - h_{MI}) \text{ или}$$

$$Q_{HR} = V_{MI} \cdot c_P \cdot (\vartheta_{zu} - \vartheta_{MI}).$$

▸ *Пример расчета 8.2*

Расход необходимого количества теплоты для отопления без подачи свежего воздуха составляет 15 кВт. Температура воздуха помещения 18°C. Избыточная температура нагрева воздуха относительно температуры воздуха помещения принимается 20 K. Необходимый расход наружного воздуха помещения при t = 5°C составляет 400 м³/чел. Требуется найти объемный расход приточного воздуха и теплопроизводительность при подаче свежего воздуха.

▸ *Решение*

Требуемый объемный расход приточного воздуха:

$$V_{ZU} = \frac{Q_H}{c_P \cdot \Delta\vartheta_ü} = \frac{15\,000}{0{,}35 \cdot 20}\ Вт = 2143\ м^3/час.$$

Объемный расход рециркулирующего воздуха:

$V_{UM} = V_{ZU} - V_{AU}$ = (2143 − 400) м³/час = 1734 **м³/час.**

Температура смешанного воздуха:

$$\vartheta_{MI} = \frac{V_{AU} \cdot \vartheta_{AU} + V_{UM} \cdot \vartheta_{UM}}{V_{ZU}} = \frac{400 \cdot 5 + 1734 \cdot 18}{2143}\,°C = \mathbf{15{,}6\,°C}^{1}.$$

Теплопроизводительность теплообменника-нагревателя:

$\boldsymbol{Q_{HR}} = V_{ZU} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{ZU} - \vartheta_{MI}) = 2143$ м³/час · 0,35 Вт·ч/м³ K · (38 − 15,6) K = **= 16,8 кВт**.

8.1.1.2. Нагрев воздуха для отопления помещения

Воздушное отопление помещения, при котором воздух играет роль теплоносителя, достаточно распространено там, где обычный способ отопления представляется в высшей степени неэкономичным по причине неудовлетворительного распределения температуры в помещениях или где должно обеспечиваться быстрое прогревание (конвективное отопление). Это касается, в частности, помещений большой площади, с высокими потолками (заводские цеха, спортзалы, выставочные павильоны и проч.).

При проектировании систем воздушного отопления необходимо, в первую очередь, выяснить два момента.

Значение воздуха в качестве теплоносителя при отоплении помещения

- может ли эта система функционировать только с циркулирующим воздухом или
- она должна работать со смешанным воздухом, т.е. частично использовать также и наружный воздух.

Рециркуляционная установка (рис. 8.2)

Если система воздушного отопления может работать чисто в рециркуляционном режиме, то объемный расход приточного воздуха формально сначала будет идентичен объемному расходу циркулирующего воздуха.

Объемный расход циркулирующего воздуха:

$$V_{UM} = \frac{Q_H}{c_P \cdot (\vartheta_{ZU} - \vartheta_i)} = V_{ZU},$$

причем $\vartheta_{ZU} - \vartheta_i = \Delta\vartheta_ü$ (см. табл. 6.5).

Значение коэффициентов циркуляции воздуха (КЦВ)

Вопрос о том, какой расход воздуха циркулирует в системе, касается не только необходимого расхода тепла/тепловой нагрузки, но и коэффициента циркуляции воздуха КВЦ, от которого он часто зависит.

[1] Автор не учитывает влияние изменения плотности воздуха. – *Прим. ред.*

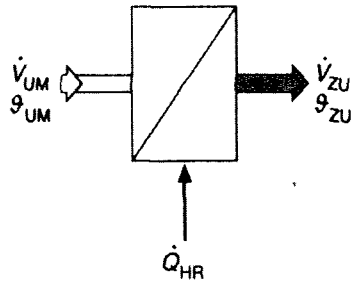


Рис. 8.2. Рециркуляционная система воздушного отопления.

Эта величина показывает, сколько раз содержащееся в помещении количество воздуха (V_R) должно рециркулировать за 1 час для достижения в помещении достаточного распределения температуры (табл. 8.1). Поэтому расход циркулирующего воздуха, вычисленный на основе теплопроизводительности, может быть меньше фактически поступившего объема воздуха. Увеличение объемного расхода циркулирующего воздуха соответственно сказывается и на температуре приточного воздуха – она становится меньше первоначально вычисленной величины.

$$\text{КЦВ} = V_{UM}/V_R \text{ за 1 час} \Rightarrow V_{UM} = \text{КЦВ} \quad V_R.$$

▸ *Пример расчета 8.3*

Для монтажного цеха (кубатура 2000 м³) определена воспринимаемая циркулирующим воздухом тепловая нагрузка в 35 кВт. Для достижения хорошего распределения температуры в зоне пребывания людей указывается коэффициент циркуляции воздуха (КЦВ), равный 3 за 1 час. Требуется вычислить объем рециркулирующего воздуха в м³/час и теплопроизводительность теплообменника-нагревателя в кВт.

▸ *Решение*

Объемный расход приточного и, соответственно, циркулирующего воздуха с коэффициентом циркуляции:

V_{UM} = КЦВ V_R = 3 1/час 2000 м³ = **6000 м³/час.**

Избыточная температура:

$\Delta\vartheta_u$ = 35 000 Вт / (0,35 Вт ч/м³ K · 6000 м³/час) = **16,7 K.**

Теплопроизводительность теплообменника-нагревателя:

Q_{HR} **= 35 кВт.**

Таблица 8.1. Коэффициент рециркуляции воздуха согласно заводской документации предприятия GEA-Happel [16] для больших залов, цехов, павильонов и проч.

Ориентировочные значения коэффициента рециркуляции воздуха	
Высота помещения, м	Коэффициент рециркуляции, 1/час
до 6	2 5
>6	2 4

Установка смешанного воздуха

С одной стороны, эти комбинированные установки (системы) должны покрывать потребность в тепле, с другой – обязаны одновременно готовить дополнительный объем наружного воздуха для целей вентиляции. Это означает, что при расчете объемного расхода приточного воздуха должны учитываться оба вида воздуха (рис. 8.3).

Объемные расходы воздуха

$$V_{MI} = V_{zu} = V_{AU} + V_{UM}.$$

Частичные расходы при этом определяются разными вычислительными способами.

Далее приведены рекомендуемые этапы проведения расчетов.

а) Сначала согласно п. 6.1 вычисляют расход приточного воздуха V_{ZU}, требуемый для отопления.

б) Затем определяют по тому же п. 6.1 расход наружного воздуха для целей вентиляции, что позволяет сравнить оба объема, причем результат может выглядеть так:

$V_{ZU} > V_{AU}$ либо $V_{ZU} < V_{AU}$ (т.е. объем приточного воздуха будет больше или меньше объема наружного воздуха).

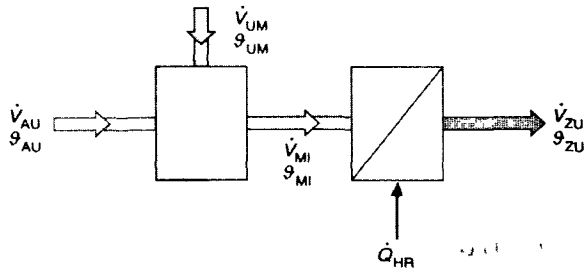


Рис. 8.3. Нагревание смешанного воздуха:
V_{AU} – объемный расход наружного воздуха; ϑ_{AU} – температура наружного воздуха; V_{UM} – объемный расход рециркулирующего воздуха; ϑ_{UM} – температура рециркулирующего воздуха, V_{MI} – объемный расход смешанного воздуха; ϑ_{MI} – температура смешанного воздуха; V_{ZU} – объемный расход приточного воздуха, ϑ_{ZU} – температура приточного воздуха; Q_{HR} – теплопроизводительность теплообменника-нагревателя.

в) Если объемный расход воздуха для воздушного отопления превышает объемный поток наружного воздуха, то приточный воздух складывается из $V_{AU} + V_{UM}$, причем $V_{UM} = V_{ZU} - V_{AU}$. Отсюда вытекает теплопроизводительность теплообменника:

$$Q_{HR} = V_{ZU} \quad c_P \quad (\vartheta_{ZU} - \vartheta_{MI}).$$

Способ расчета при комбинированных системах

г) Если сравнение дает больший объемный расход наружного воздуха, то следует подумать о возможности разделения установки (системы) на отдельные подсистемы для наружного воздуха и воздушного отопления либо о сокращении расхода тепла за счет дополнительной теплоизоляции.

Может рассматриваться и вопрос о принятии на себя части тепловой нагрузки другими установками (прием базовой нагрузки) или даже о снижении часовой нормы свежего воздуха.

▸ *Пример расчета 8.4*

В мастерской с десятью работниками (активность категории III) хотят установить систему воздушного отопления в режиме работы с наружным воздухом. Вычисленное необходимое количества тепла, воспринимаемое системой кондиционирования воздуха, составляет 2,5 кВт, температура приточного воздуха должна быть на 20 K выше температуры помещения, равной 19°C. При минимальной температуре окружающего воздуха −12°C норму свежего воздуха на человека в час можно снизить до 50%, а начиная с 0°C работа будет идти с полной нормой.

Спрашивается: на какие частичные объемные расходы и какую теплопроизводительность теплообменника-нагревателя должна быть рассчитана данная установка?

▸ *Решение*

По алгоритму:

а)

$$V_{ZU} = \frac{Q_H}{c_P \cdot \Delta\vartheta_u}$$

$$V_{ZU} = \frac{25\,000 \text{ Вт}}{0{,}35 \text{ Вт ч/м}^3\text{K} \quad 20 \text{ K}} = \mathbf{3571\ м^3/час}.$$

б)

$$V_{AU} = n_P \quad AR \quad (AR \text{ см. табл } 6.2)$$

AR (часовая норма свежего воздуха) выбрана на уровне 50 м³/час чел.
V_{AU} = 10 человек 50 м³/час на человека = **500 м³/час** при температуре от 0°C
V_{AU} = 0,5 500 м³/час = **250 м³/час** при температуре −12°C

в)

$$V_{AU} < V_{ZU} \Rightarrow V_{ZU} = V_{AU} + V_{UM}$$

V_{UM} = (3571 − 500) м³/час = **3071 м³/час**

Расчет теплообменника-нагревателя

Температура смешанного воздуха при температуре наружного воздуха 0°C:

$$\vartheta_{MI} = \frac{500 \;\; 0°C + 3071 \;\; 19°C}{3571} = \mathbf{16{,}3°C}$$

при температуре −12°C:

$$\vartheta_{MI} = \frac{250 \;\; (-12°C) + 3321 \;\; 19°C}{3571} = \mathbf{16{,}8°C}$$

Нетрудно заменить, что обе величины температуры смешанного воздуха примерно равны. Теплопроизводительность теплообменника вычисляется с температурой на входе 16,3°C:

Q_{HR} = 3571 м³/час 0,35 Вт ч/м³ K (39 − 16,3) K = 28,40 кВт

$\boldsymbol{Q_{HR}}$ **= 28,4 кВт**.

8.1.2. Поперечные сечения воздушных каналов

В отличие от других систем снабжения, воздуховоды в зданиях имеют очень большие поперечные сечения, причем не всегда круглые. Чаще всего, наряду с круглым сечением, встречается прямоугольное (рис. 8.4).

Внутренний диаметр, как и в случае всех других трубопроводов, зависит от объемного расхода или соответственно массового потока и средней скорости течения в канале.

Уравнение неразрывности

Движение потока по трубам и каналам подчиняется закону неразрывности, описывающему очень короткую зависимость m = const − постоянная величина (рис. 8.5), т.е. поток массы одинаков в любом поперечном сечении.

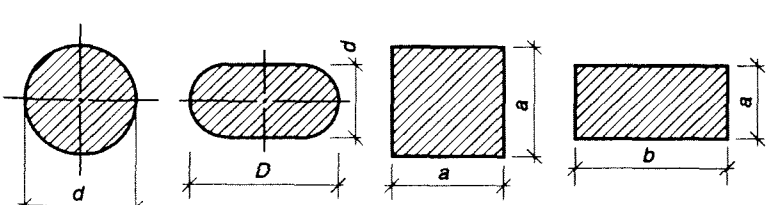


Рис. 8.4. Формы поперечного сечения воздушных каналов.

При использовании этого уравнения в связи с системами оборудования зданий достаточной точности удается добиться при работе с примерно одинаковой плотностью воздуха (ρ = 1,2 кг/м^3) Тогда отсюда получаем V = const (постоянная величина).

Между свободным поперечным сечением потока A, объемным расходом V и скоростью течения v можно установить следующую зависимость:

$$A = V/v,$$

где A – поперечное сечение потока в м^2

V – объемный расход воздуха в м^3/с

v – скорость течения в м/с.

Зная поперечное сечение потока A, очень просто определить размеры канала. Для круглого поперечного сечения имеем:

$$\varnothing d = \sqrt{\frac{4\ V}{\pi\ v}}.$$

Для прямоугольного поперечного сечения со сторонами длиной a и b и соотношением сторон $s = a : b$ получаем.

$$A = a\ \ b \Rightarrow b = \sqrt{\frac{V}{v\ \ s}};\quad a = \sqrt{\frac{V\ \ s}{v}}.$$

При сужении или расширении внутренних диаметров (рис. 8.6) иногда происходит так, что плотность воздуха не претерпевает существенных изменений, $m_1/\rho_1 = m_2/\rho_2 \Rightarrow V_1 \approx V_2$, причем плотность воздуха 1,2 кг/м^3 может рассматриваться как постоянная величина. Поэтому:

$$A_1\ \ v_1 = A_2\ \ v_2.$$

Скорости течения изменяются обратно пропорционально соответствующим поперечным сечениям. Чем меньше поперечное сечения потока, тем больше скорость его течения:

$$v_2/v_1 = A_1/A_2.$$

▸ *Пример расчета 8.5*

Для вентиляции помещения вычислен требуемый расход приточного наружного воздуха V_{AU} = 600 м^3/час. Допустимая скорость течения в круглом металлическом канале должна составлять 5 м/с. Какой теоретический диаметр должен иметь этот канал?

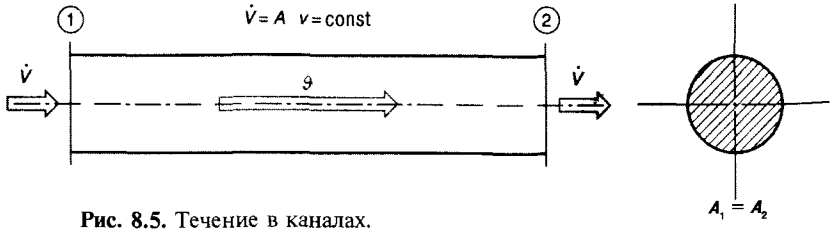


Рис. 8.5. Течение в каналах.

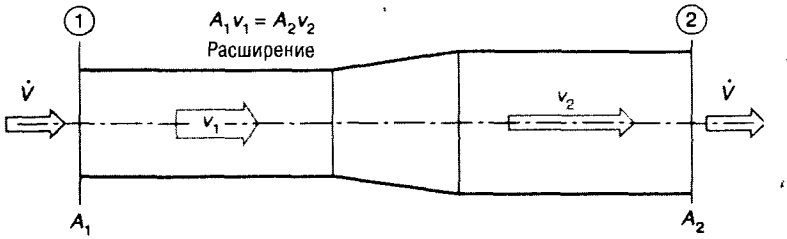


Рис. 8.6. Течение в канале при его расширении.

▸ *Решение*

$$A = \frac{V_{AU}}{v} = \frac{600\,м^3/час}{5\,м/с} = \frac{600}{5\ \ 3600} = 0{,}033\,м^2;$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4};\ d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4\ \ 0{,}033}{3{,}14}} = \mathbf{0{,}206\,мм}.$$

Скорость течения в канале оказывает значительное влияние на его поперечное сечение: высокие скорости дают меньшие размеры канала, и наоборот. Скорости течения, следовательно, не могут выбираться произвольно.

Итак, при допуске высоких скоростей течения (>10 м/с) размеры каналов уменьшаются, но в этом случае не следует забывать об уровне шума, возрастающем с увеличением скорости течения. А неизбежные в этой ситуации различные способы звукоизоляции повышают стоимость установки! В табл. 8.2 приведены некоторые рекомендуемые скорости течения.

При расчете размеров каналов можно одновременно рассмотреть и способы вычисления разности давлений для выбора вентилятора.

Таблица 8.2. Рекомендуемая скорость движения воздуха [1]

1,5 2,0 м/с	В распределительном канале с приточными или вытяжными вентиляционными решетками с учетом малого изменения сопротивления канала по длине
4 5 м/с	Для боковых ответвлений труб в системах комфортного кондиционирования воздуха (приточный и вытяжной воздух)
6 (8) м/с	Для магистральных каналов приточного и вытяжного воздуха в системах комфортного кондиционирования
до 8 м/с	Для вспомогательных линий и промышленных установок
8 12 м/с	Для магистральных каналов промышленных предприятий
выше 12 м/с	Исключительно для систем транспортировки и подачи
20 25 м/с	Для высоконапорных труб систем кондиционирования (только со звукоизоляцией[1]) и транспортировки твердых материалов

Эквивалентный (гидравлический) диаметр

Для определения перепадов (потерь) давления в каналах и системах каналов рекомендуется использовать характеристический параметр R (удельное сопротивление трения в трубах, Па/м) для разных материалов. Значения R можно отыскать в соответствующих таблицах или диаграммах, но они даются там только для круглых поперечных сечений. В отношении всех прочих форм приходится прибегать к сравнительному анализу гидродинамических характеристик с использованием равнозначного диаметра ($d_{экв}$). Этот диаметр часто называют также гидравлическим ($d_{гидр}$) или, соответственно, эквивалентным.

$$d_{экв} = \frac{4 \cdot \text{проходимое потоком поперечное сечение}}{\text{смоченный периметр}}.$$

Эквивалентный диаметр для прямоугольного канала

Естественно, круглые поперечные сечения более благоприятны в гидродинамическом отношении, но они, к сожалению, занимают слишком много места, которого порой катастрофически не хватает.

Отсюда возникает вполне понятное желание заменить круглое поперечное сечение прямоугольным.

Особое значение имеет в этой связи прямоугольное поперечное сечение, эквивалентный диаметр которого составляет:

$$d_{экв} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}.$$

▸ *Пример расчета 8.6*

Для канала с прямоугольным поперечным сечением 200 мм × 550 мм требуется определить эквивалентный диаметр.

▸ *Решение*

$$d_{экв} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 550}{200 + 550} = \mathbf{293\ мм}.$$

$d_{экв}$ используется только для сравнительного гидродинамического анализа, но не для вычисления размеров!

8.1.3. Типы давления

Такая физическая величина, как давление, играет чрезвычайно важную роль с точки зрения работоспособности вентиляционной установки. В воздушном канале могут быть измерены разные виды давления: полное давление ($p_п$), статическое давление ($p_{ст}$) и динамическое давление ($p_{дин}$). Причем полное давление вычисляется как сумма значений статического и динамического давления:

$$p_п = p_{ст} + p_{дин}.$$

Компоновка измерительной аппаратуры для $p_{ст}$ показана на рис. 8.7.

Статическое давление $p_{ст}$, т.е. давление, действующее перпендикулярно стенке трубы, может измеряться манометром как избыточное давление либо как разрежение, в пересчете на атмосферное давление. В системе каналов оно всегда является и так называемым рабочим давлением, которое с помощью подходящих фитингов может повышаться (диффузор) либо понижаться (редукция). Все потери, возникающие в канале в силу законов гидродинамики, приходятся как раз на эту составляющую давления.

Динамическое давление $p_{дин}$, сообщающее воздуху в канале свою скорость, вычисляется по формуле:

$$p_{дин} = p_п - p_{ст} \quad и$$

$$p_{дин} = \frac{\rho}{2} v^2.$$

Изменения этой составляющей давления могут вызываться изменением скорости в канале.

При измерении с помощью трубки Пито полного давления $p_п$ как суммы значений статического и динамического давлений скорость принимается равной нулю (рис. 8.8).

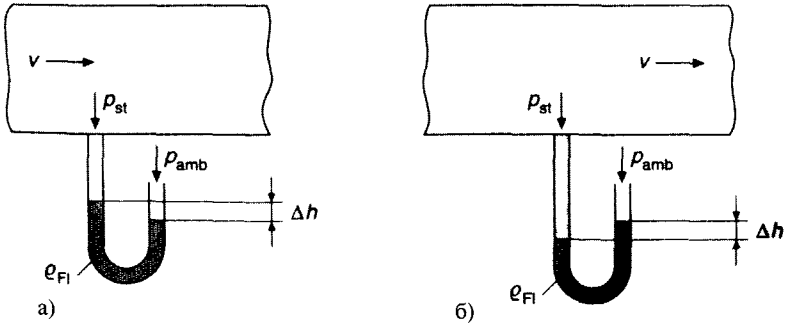


Рис. 8.7. а – $p_{ст}$ в качестве разрежения, б – $p_{ст}$ в качестве избыточного давления.

Подобно энергетическому балансу, в системе трубопроводов можно устанавливать баланс давлений, результатом которого является закон Бернулли.

сумма всех имеющихся в трубопроводе давлений всегда постоянна

Когда воздух проходит по каналу с двумя разными поперечными сечениями, его полное давление ни в коей мере не изменяется:

$$\Sigma p = \text{const} \Rightarrow p_{п1} = p_{п2}.$$

Если гипотетически представить себе идеальное давление без трения (рис. 8.9), мы получим·

$$p_{ст1} + p_{дин1} = p_{ст1} + p_{дин2}$$

В практических условиях, однако, не существует идеальных течений без трения. В результате трения воздуха о стенки труб, завихрений на поворотах, сужений в каналах либо в самих аппаратах неизбежны потери напора, которые прежде всего приходятся на рабочее давление ($p_{ст}$). Насколько велика будет потеря напора, можно определить методом вычисления, причем полученный результат обязательно учитывается при назначении размеров воздушных каналов и выборе вентилятора.

Итак, с точки зрения реального течения имеем.

$$p_{п1} = p_{п2} + \Delta p_v$$

и, соответственно,

$$p_{ст1} + p_{дин1} = p_{ст2} + p_{дин2} + \Delta p_v,$$

где Δp_v – потери давления в канале.

Кроме того, следует отметить, что при сужениях каналов динамическая составляющая давления возрастает, статическое же давление при этом падает, и наоборот. при расширении канала динамическая составляющая становится меньше, а статическое давление растет (рис. 8.10).

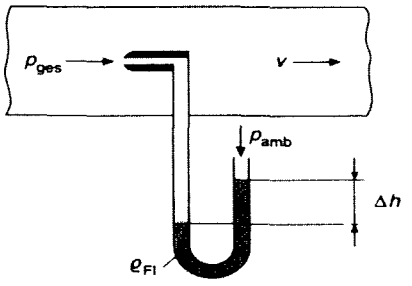


Рис. 8.8. Измерение полного давления $p_п$
(p_{amb} – давление окружающей среды, Δh – разность уровней жидкости в микроманометре)

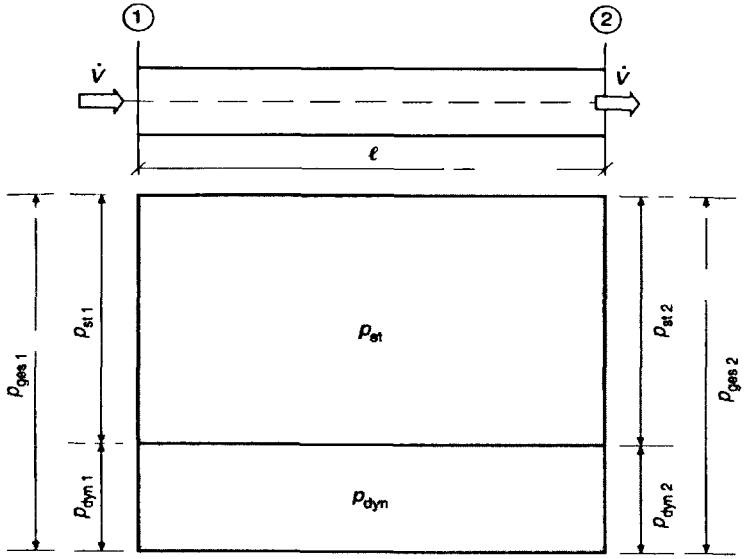


Рис. 8.9. Эпюра давления по длине канала при течении без трения и постоянном значении A (const)

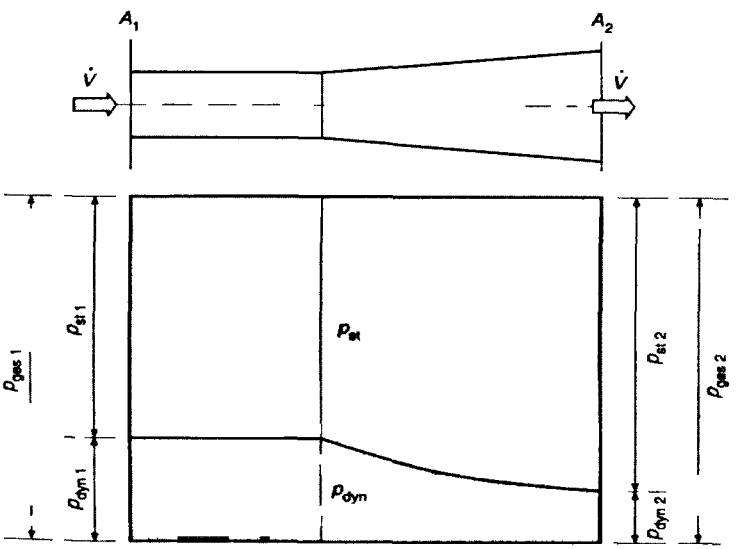


Рис. 8.10. Эпюра давления при реальном течении и изменении поперечного сечения.

8.1.4. Потери давления в сети каналов

Воздух, протекающий в канале, вынужден преодолевать множество сопротивлений, возникающих вследствие его трения о стенки канала (трение в трубах), в дополнение к этому еще от трения в области фитингов (местные сопротивления) либо встроенных в трубопровод аппаратов – воздушных фильтров, воздухонагревателей (сопротивления в аппаратах). Недооценка этого факта приводит к тому, что движение потока воздуха в сети может просто застопориться.

Одной из задач вентилятора является преодоление этого сопротивления в целях достижения непрерывного перемещения через входы и выходы требуемого объема воздуха.

Степень потерь определяет, наряду с установленным расходом, размер используемого вентилятора.

Виды потерь давления в сети каналов

Возникающая в целом разность давлений Δp_v складывается из суммарных потерь напора при трении в трубах Δp_R и суммы всех потерь давления у встроенных элементов Δp_E:

$$\Delta p_v = \Delta p_R + \Delta p_E.$$

8.1.4.1. Потеря давления из-за трения в трубах

Любая среда при прохождении по трубам и каналам с более или менее гладкими стенками неизбежно (в той или иной степени) теряет свой напор.

Насколько будут велики эти потери, зависит, кроме прочего, от следующих факторов:

- свойств самой среды (плотности, вязкости и т.д.),
- средней скорости течения v и
- материала трубы (канала) (шероховатости k в мм).

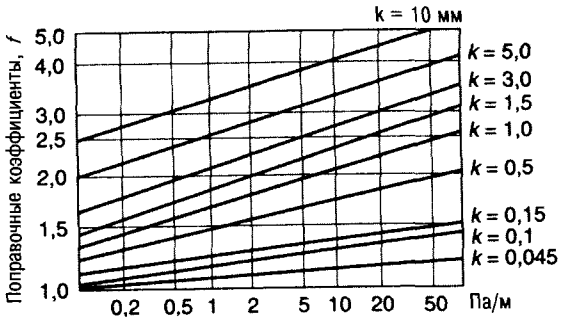
Δp_R и удельное сопротивление трения в трубах (параметр R)

Расчет потерь на трение для воздуха в каналах, изготовленных из обычных материалов, может быть произведен с помощью соответствующих таблиц или диаграмм с учетом шероховатости в трубах, каналах.

Здесь учтены разнообразные влияния, как то: специальные физические характеристики воздуха, вид течения, средняя шероховатость k материала трубы, а также зависимость между поперечным сечением потока, его объемным расходом и скоростью движения.

Таблица 8.3. Абсолютная шероховатость k (относительная шероховатость k/d, d в мм) и поправочные коэффициенты f для разных материалов [8]

Материал канала	k в мм
Каналы из листовой (фальцованной) стали	0,15 0,2
Гибкие трубопроводы	0,6 0,8 (до 2,0)
Фиброцементные каналы	0,05 0,15
Пластиковые каналы	0,005
Деревянные каналы	0,2 1,000
Каналы системы Рабица (гладкие)	1,5
Бетонные каналы (шероховатые)	1,0 3,0
Каналы с обмуровкой	3,0 5,0
Стальные трубы (оцинкованные)	0,15



Из табл. 8.4 берем значения $\boldsymbol{R}$ для канала из листового металла с круглым поперечным сечением.

При использовании других материалов считанные из таблицы величины $\boldsymbol{R}$ придется скорректировать на приведенный поправочный коэффициент f (табл. 8.3).

Потерю давления в результате трения в трубах вычисляют по формуле:

$$\Delta p_R = \Sigma\ (R\ \ l) \text{ в Па},$$

где l – длина участка канала, м

$\boldsymbol{R}$ – удельное сопротивление трения в трубе, Па/м, на основе табл. 8.4 либо диаграммы в Приложении А.3.

▸ *Пример расчета 8.7*

Для металлического канала круглого сечения длиной 21 м, с диаметром 400 мм и объемным расходом воздуха 0,51 м³/с (1836 м³/час) требуется рассчитать потерю напора в результате трения в трубах.

▸ *Решение*

Из табл 8 4 имеем: $\boldsymbol{R}$ = 0,45 Па/м

$\Delta \boldsymbol{p}_R$ = 0,45 Па/м 21 м = **9,45 Па**.

Таблица 8.4. Удельные сопротивления трения ***R*** (Па/м) в каналах из листового металла с круглым поперечным сечением

d[1]	140	160	180	200	240	280	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800
R, Па/м	**Верхняя строка:** объемный расход V в м³/с. **Нижняя строка:** скорость воздуха v в м/с, причем для ступенчатого поля действительна та же скорость.																
0,08	0,011 0,7	0,016 0,8	0,022 0,9	0,030 1,0	0,049 1,0	0,075 1,2	0,091 1,2	0,137 1,4	0,20 1,6	0,27 1,8	0,36 1 8	0,46 2,0	0,58 2,0	0,72 2,25	0,88 2,25	1,07 2,5	1,25 2,5
0,10	0,013 0,8	0,018 0,9	0,025 1,0	0,034 1,0	0,055 1,2	0,084 1,4	0,102 1,4	0,153 1,6	0,22 1,8	0,30 1,8	0,40 2,0	0,52 2,25	0,66 2,25	0,82 2,5	0,99 2,5	1,20 2,75	1,42 2,75
0,12	0,014 0,9	0,020 1,0	0,028 1,0	0,037 1,2	0,061 1,4	0,093 1,6	0,113 1,6	0,17 1,8	0,24 2,0	0,33 2,0	0,44 2,25	0,57 2,5	0,73 2,5	0,90 2,75	1,09 2,75	1,32 3,0	1,57 3,0
0,14	0,015 1,0	0,022 1,0	0,031 1,2	0,041 1,2	0,064 1,4	0,102 1,6	0,123 1,8	0,186 2,0	0,27 2,0	0,36 2,25	0,48 2,5	0,62 2,75	0 79 2,75	0,99 3,0	1,18 3,0	1,43 3,5	1,72 3,5
0,17	0,017 1,2	0,25 1,2	0,034 1,4	0,046 1,4	0,075 1,6	0,113 1,8	0,137 2,0	0,207 2,25	0,30 2,25	0,40 2,5	0,54 2,75	0,69 3,0	0 88 3,0	1,09 3,5	1,33 3,5	1,60 3,5	1,90 3,5
0,21	0,019 1,2	0,028 1,4	0,038 1,6	0,051 1,6	0,085 1,8	0,127 2,0	0,154 2,25	0,233 2,5	0,33 2,75	0,45 3,0	0,61 3,0	0,78 3,5	0,99 3,5	1,23 3,5	1,50 4,0	1,80 4,0	2,15 4,0
0,25	0,021 1,4	0,031 1,6	0,042 1,6	0,057 1,8	0,094 2,0	0,17 2,25	0,14 2,5	0,257 2,75	0,37 3,0	0,50 3,0	0,67 3,5	0,86 3,5	1,08 4,0	1,37 4,0	1,65 4,5	1,97 4,5	2,36 4,5
0,31	0,024 1,6	0,035 1,8	0,048 1,8	0,064 2,0	0,105 2,25	0,158 2,5	0,192 2,75	0,289 3,0	0,41 3,5	0,56 3,5	0,76 4,0	0,97 4,0	1,23 4,5	1,53 4,5	1,86 5	2,22 5	2,66 5
0,37	0,027 1,8	0,039 2,0	0,053 2,0	0,071 2,25	0,116 2,5	0,175 2,75	0,212 3,0	0,32 3,5	0,46 3,5	0,62 4,0	0,83 4,0	1,07 4,5	1,36 5	1,68 5	2,04 5	2,45 6	2,91 6
0,45	0,030 2,0	0,43 2,25	0,059 2,25	0,079 2,5	0,13 3,0	0,196 3,0	0,236 3,5	0,356 3,5	0,51 4,0	0,69 4,0	0,93 4,5	1,18 5	1,50 5	1,87 6	2,28 6	2,72 6	3,25 6
0,55	0,034 2,25	0,048 2,5	0,066 2,75	0,089 2,75	0,145 3,0	0,219 3,5	0,265 4,0	0,396 4,0	0,57 4,5	0,78 5	1,03 5	1,33 6	1,68 6	2,09 6	2,54 7	3,04 7	3,62 7
0,67	0,038 2,5	0,054 2,75	0,074 3,0	0,099 3,0	0,162 3,5	0,254 4,0	0,295 4,0	0,443 4,5	0,64 5	0,87 6	1,15 6	1,48 6	1,88 7	2 33 7	2,83 7	3,38 8	4,03 8
0,81	0,042 2,75	0,060 3,0	0,083 3,5	0,111 3,5	0,18 4,0	0,272 4,5	0,327 4,5	0,491 5	0,71 6	0,96 6	1,27 7	1,65 7	2,08 7	2,58 8	3,15 8	3,76 9	4,48 9
1,0	0,047 3,0	0,068 3,5	0,094 3,5	0,125 4,0	0,202 4,5	0,31 5	0,37 5	0 56 6	0,80 6	1,08 7	1,45 7	1,86 8	2,36 8	2,90 9	3,51 9	4,22 10	5,0 10
1,2	0,056 3,5	0,076 4,0	0,104 4,0	0,138 4,5	0,225 5	0,34 6	0,41 6	0,62 7	0,89 7	1,20 8	1,60 8	2 06 9	2,60 9	3,21 10	3,9 10	4,68 10	5,6 12
1 4	0,058 4,0	0,083 4,0	0,114 4,4	0,152 5	0,246 5	0,37 6	0,445 6	0,67 7	0,96 8	1,31 8	1,75 9	2,25 9	2,82 10	3 5 10	4,24 12	5,1 12	6,0 12
1,7	0,064 4,0	0,093 4,5	0,126 5	0,168 5	0,273 6	0,411 7	0,495 7	0,74 8	1,07 9	1,45 9	1,95 10	2,50 10	3,13 12	3,88 12	4,71 12	5,6 12	6,7 14
2,1	0,072 4,5	0,104 5	0,142 6	0,19 6	0,307 7	0,464 8	0,56 8	0,84 9	1,20 10	1,64 10	2,18 12	2,80 12	3,51 12	4,35 14	5,3 14	6,3 14	7,5 14
2,5	0,08 5	0,115 6	1,156 6	0,209 7	0,339 8	0,51 8	0,61 9	0,93 10	1,32 10	1,8 12	2,39 12	3,08 12	3,86 14	4,79 14	5,8 16	6,9 16	8,3 16
3,1	0,09 6	0,129 6	0,177 7	0,235 7	0 381 8	0,57 9	0,69 10	1,03 10	1,48 12	2,03 12	2,69 14	3,45 14	4,33 16	5,4 16	6,5 16	7,8 18	9,3 18

Пример: Круглая вентиляционная труба, объемный расход 5000 м³/час; v допускается равной 6 м/с; длина составляет 25 м. Найти: потерю давления в результате трения в канале.
⇒ V = 5000 м³/час = 1,39 м³/с; при 6 м/с ⇒ диам. 550 мм ⇒ ***R*** = 0,67 Па/м ⇒
$R \cdot l$ = 0,67 Па/м · 25 м = **16,75 Па**.

[1] В каналах прямоугольного сечения гидравлический диаметр обозначается через d_g. Сначала вычислить $d_{экв} = 2 \cdot a \cdot b/(a + b)$, где a – высота, b – ширина. Затем при v считать значение ***R*** (V можно оставить без внимания). $A = V_s/v$; $a = A/b$ (для b принимается допустимое значение или учитывается строительный аспект).

▸ *Пример расчета 8.8*

Вычислить для канала прямоугольного сечения (200 × 600 мм) потери давления на трение в трубах, если $V = 2160$ м³/час, $v = 5$ м/с, а канал имеет длину 21 м.

▸ *Решение*

$$\Delta p_R = R \cdot l.$$

В табл. 8.4 требуется найти значение R для гидравлического диаметра $d_{экв}$ и скорости движения воздуха v.

$$d_{экв} = \frac{4 \cdot 200 \cdot 600}{200 + 600} \text{ мм} = \mathbf{300\ мм}.$$

Из табл. 8.4: $R = 1{,}0$ Па/м

$\Delta p_R = 1{,}0$ Па/м · 21 м = **21 Па**.

8.1.4.2. Потеря давления из-за встроенных элементов (местное сопротивление)

Потеря давления при прохождении через фитинги и встроенные аппараты

Сопротивления в воздушных каналах, связанные с встроенными в систему конструкционными и монтажными элементами, разделяются обычно на сопротивления в фасонных частях трубопровода (отводы, колена, сужения, расширения и проч.), так называемые «местные сопротивления», и сопротивления, связанные со встроенным оборудованием (фильтры, нагреватели, охладители, клапаны и т.д.). Это представляется в высшей степени целесообразным, поскольку изготовители аппаратов, в отличие от производителей фасонных элементов, указывают уже вычисленные потери давления (Δp_{App}), в то время как разность давлений для деталей типа фитингов и т.п. можно определить только с использованием коэффициентов местного сопротивления (табл. 8.5).

Здесь имеет силу следующее общее правило:

$$\Delta p_E = \Sigma Z + \Delta p_{App}.$$

Потеря давления в связи с местными сопротивлениями, вызванными наличием фасонных частей в трубопроводе (Z), составляет:

$$Z = \Sigma\zeta \cdot \rho/2v^2 \text{ в Па},$$

где $\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений участка канала (см. табл. 8.5)

ρ – плотность воздуха 1,2 кг/м³

v – средняя скорость течения, м/с

Z – потеря напора из-за местных сопротивлений, Па.

Ориентировочные значения для местных сопротивлений встроенного оборудования в пространстве вентиляционных агрегатов приведены в табл. 8.6.

▸ *Пример расчета 8.9*

Допустим, в воздушном канале имеется несколько местных сопротивлений:

- 1 колено с изгибом 90° и $r/d = 2 \Rightarrow \zeta = 0{,}45$,
- 2 постепенных сужения $\Rightarrow \zeta = 0{,}04$ из табл. 8.4,
- 1 отвод/разделение $\Rightarrow \zeta = 1{,}6$.

Требуется вычислить потерю давления в связи с этими **местными** сопротивлениями (Z) при скорости течения в канале 5 м/с.

▸ *Решение*

$$Z = \sum\zeta \frac{\rho}{2} v^2 = 0{,}514 \frac{1{,}2\ \text{кг}}{\text{м}^3} \frac{}{2} 5^2 \frac{\text{м}^2}{s^2} = \mathbf{7{,}7\ Па}.$$

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1]

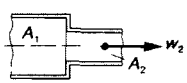
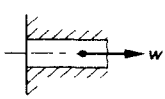
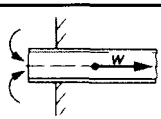
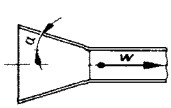
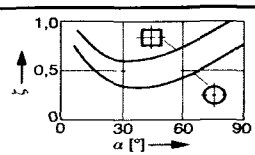
№	Фасонная часть (поле течения)	Значения ζ						
1	 Внезапное сжатие поперечного сечения	A_2 / A_1	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
		Кромка							
		острая	0 4	0,35	0 3	0 2	0,15	0,1	0,02
		скошенная	0 15	0,1	0,08	0 06	0,05	0,04	
		закругленная	0 05	0,025	0,025	0,01			
		ζ в пересчете на w_2!							
2	 Труба с тупой входной кромкой	Кромка	острая		скошенная		закругленная		
		ζ	0,4		0,2		от 0 до 0,05		
3	 Труба с острой входной кромкой	круглое поперечное сечение $\zeta = 1{,}0$ квадратное поперечное сечение $\zeta = 1{,}2$							
4	 Конический вход								

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (продолжение)

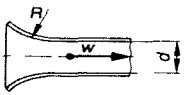
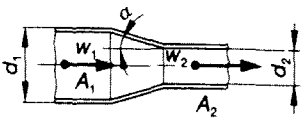
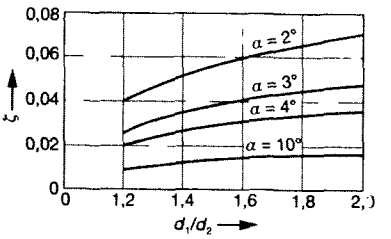
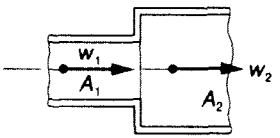
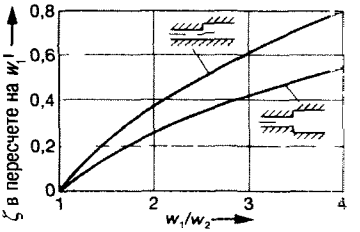
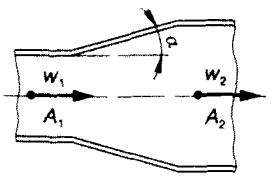
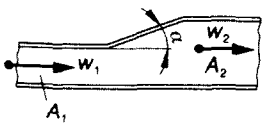
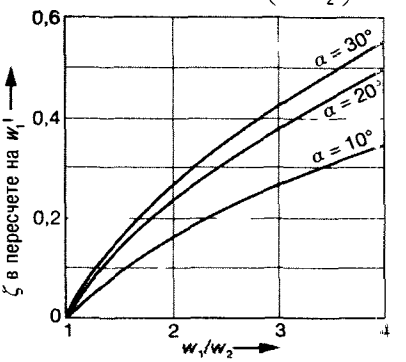
№	Фасонная часть (поле течения)	Значения ζ
5	 Входное сопло	R / d: 0,25 — 0,5 — 0,75 — 1,0 ζ: 0,2 — 0,1 — 0,05 — 0,05
6	 Постепенное сужение (конфузор)	 ζ в пересчете на w_2
7	 Внезапное расширение трубы	
8	 симметрично Постепенное расширение трубы (диффузор)  несимметрично	При $a > 30°$. $\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$ 

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (продолжение)

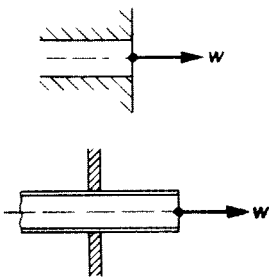
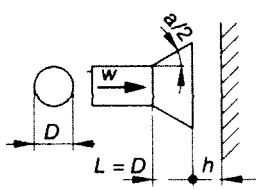
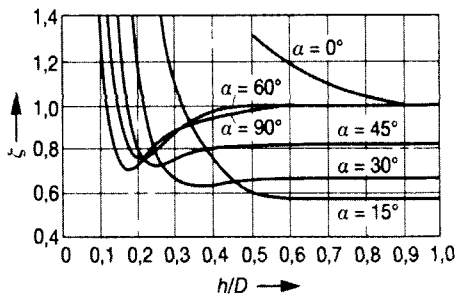
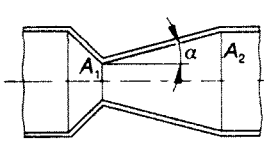
№	Фасонная часть (поле течения)	Значения ζ
9	 Труба с острой выходной кромкой	$\zeta = 1$
10	 Конический выход	
11	 Труба Вентури	Для $a \leq 10°$ $\zeta \approx 0{,}15\left[\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 - 1\right]$

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (продолжение)

№	Фасонная часть (поле течения)	Значения ζ

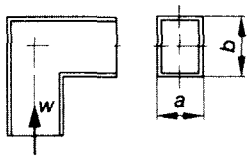
1



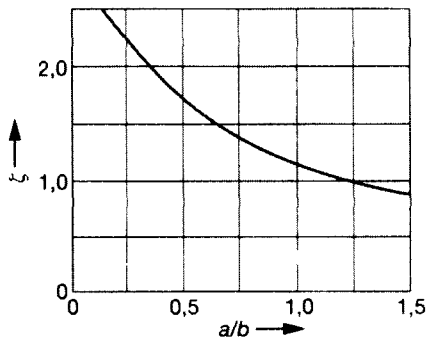
Колено с острой кромкой под углом

α	10°	15°	30°	45°	60°	90°
$\zeta_{\bigcirc}$	0,05	0,07	0,22	0,4	0,7	1,3
$\zeta_{\square}$	0,1	0,2	0,4	0,7	0,95	1,5

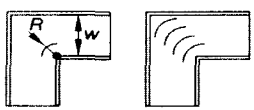
2



Колено под углом 90° с острой кромкой и прямоугольным поперечным сечением



3

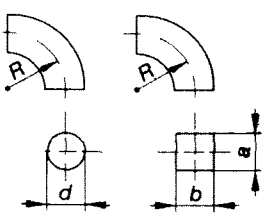


Колено с направляющими лопатками

R/W	0,2	0,4	0,6	0 8
ζ	0,7	0,6	0,7	1 1

а) металлические лопатки 0,15 0,3
б) профилированные лопатки $\zeta \approx 0{,}1$

4



Ответвления под углом 90°

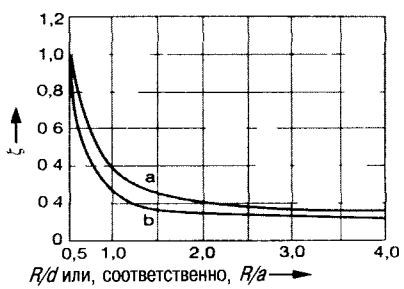


Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (продолжение)

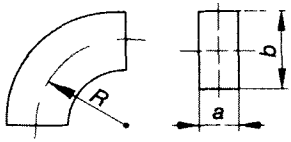
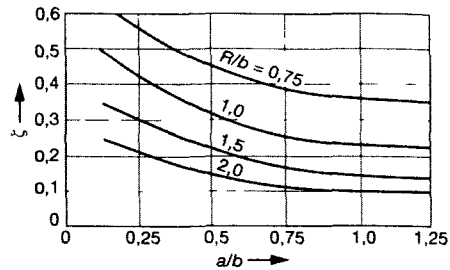
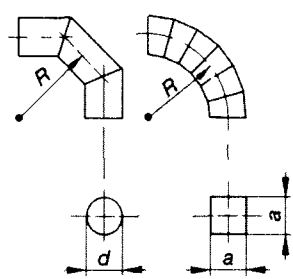
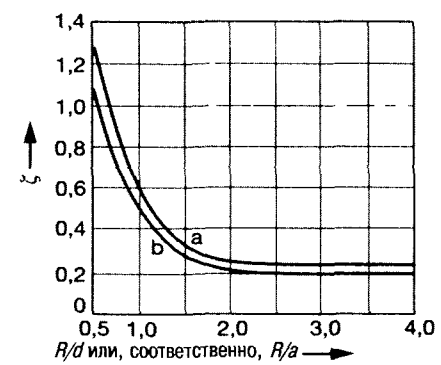
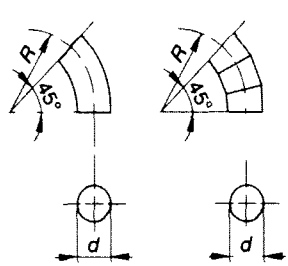
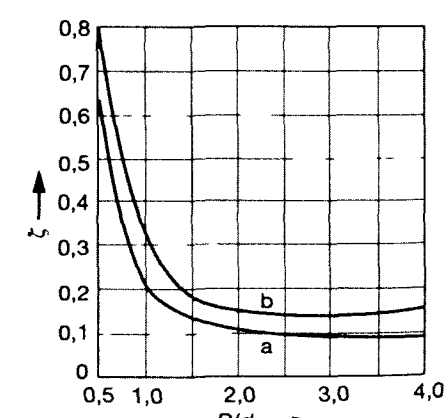
№	Фасонная часть (поле течения)	Значения ζ
5	 Ответвления под углом 90°	
6	 а) 3 сегмента б) 6 сегментов Сегментные ответвления под углом 90°	
7	 Ответвления под углом 45°	

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (продолжение)

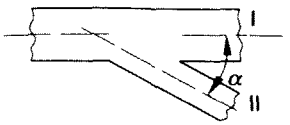
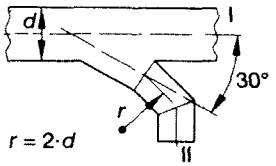
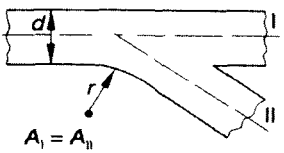
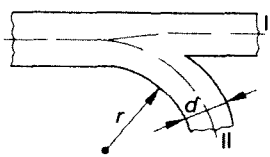
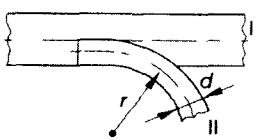
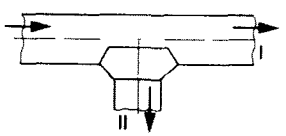
№	фасонная часть (поле течения)	Значения ζ
1		α 15° 30° 45° 60° ζ_I 0 0 0 0 ζ_{II} 0,1 0,25 0,4 0,7
2		$\zeta_I = 0$ $\zeta_{II} = 0,6$
3		$\zeta_I = 0$ r/d ≈1,0 ≥2 ≥6 ζ_{II} 0,35 0,2 0,1
4		r/d 0 0,5 1 2 3 4 ζ_{II} 1,3 1,0 0,35 0,2 0,15 0,12
5	 с направляющей лопаткой	r/d 0 0,5 1 2 3 4 ζ_{II} 1 0,8 0,25 0,12 0,1 0,1
6		$\zeta_I \approx 0$ $\zeta = 1,2$
7		$\zeta_{II} \approx 1,5$ без направляющих лопаток $\zeta_{II} \approx 0,5$ с направляющими лопатками

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (продолжение)

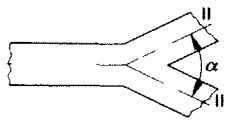
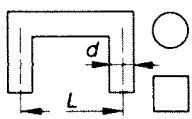
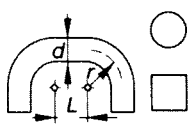
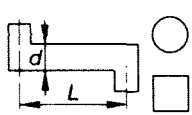
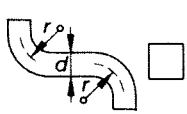
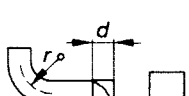
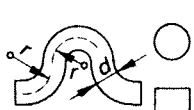
№	Фасонная часть (поле течения)	Значения ζ
8		α 60° 120° ζ_{II} 0,2 0,6
		Двойной угол 90° (2x) L/d 1 2 2 3 ζ 3,5 1,7 1,6 1,7
		Двойной отвод под углом 90° (2x) $r/d = 1,5$ L/d L = 0 d ζ 0,3 0,2
		Двойное колено под углом 90° (2x) L/d 0 0,5 1 2 ζ 0 1,6 1,9 2 1
		Двойной изгиб под углом 90° (2x) Оба изменения направления на 180° относительно друг друга r/d 1,5 2,0 ζ 0,4 0,2
		Двойной угловой изгиб 90° (2x) Оба изменения направления на 90° относительно друг друга r/d 1,5 2,0 ζ 0,3 0,2
		Изогнутый элемент 90° (4x) r/d 2 4 6 8 ζ 0,6 0,4 0,2 0,1

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (продолжение)

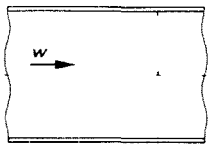
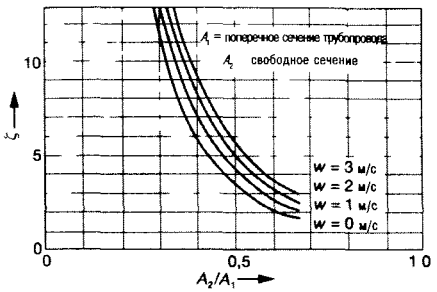
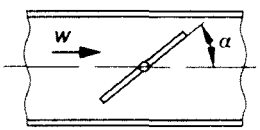
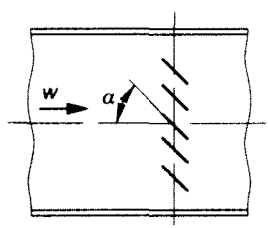
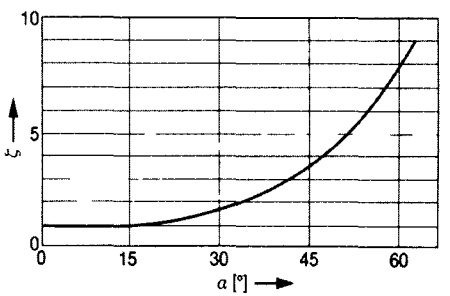
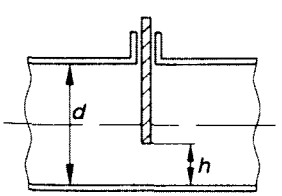
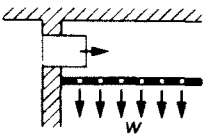
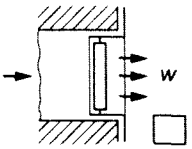
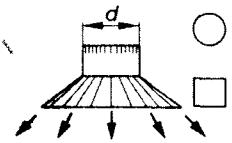
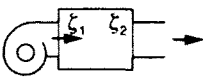
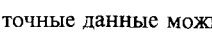
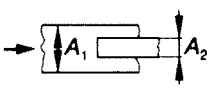
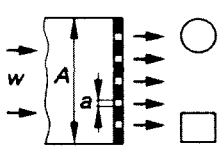
№	Фасонная часть (поле течения)	Значения ζ
1	 Решетка из перфорированной жести, для проволочной решетки значения ζ из графика уменьшить двое	
2	 Индивидуальная заслонка	α 10° 20° 30° 40° 50° 60° 70° ζ 0,5 1,5 4,0 11 33 120 250
3	 синхронный ход лопаток Дроссельный клапан для нескольких объектов	
4		h/d 1,0 0,8 0,6 0,5 0,4 0,3 0,2 0,1 ζ 0 0,17 1,0 2,0 5,0 10,0 35 100

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (продолжение)

№	Форма сопротивления с поперечным сечением потока	Название	Значения ζ и примечания
1		Перфорированный потолок	При высоте помещения H скорость на выходе $w = H - 1$, м/с Среднее значение ζ^1 = 1 1,8
2		Направляющие жалюзи для выпуска воздуха	Рассеяние воздуха В зависимости от вида, в среднем[1]: Без рассеяния; На одном уровне; На двух уровнях ζ: 2,0; 3,0; 4,0
3		Воздухораспределитель потолочного типа (анемостат)	В зависимости от конструктивного исполнения, в среднем[1] d: 100; 200; 300; 400 ζ: 0,6; 1,5; 1,8; 2,0
4		Камера повышенного давления, с прямыми кромками	$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$ 0,7 + 0,6 = 1,3
5		Камера повышенного давления, со скошенными кромками	$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$ 0,4 + 0,2 = 0,6

[1] Более точные данные можно запросить у изготовителя

Таблица 8.5. Значения ζ, выборка из [1] (окончание)

№	Форма сопротивления с поперечным сечением потока	Название	Значения ζ и примечания
6		Встроенные в поток элементы продольного направления	A_2/A_1 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 ζ_1 0,7 1,0 1,8 2,9 4,0
7		Встроенные в поток элементы поперечного направления	A_2/A_1 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 ζ_1 0,2 0,4 0,75 1,3 2,0
8		Встроенные в поток элементы поперечного направления, каплевидные	A_2/A_1 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 ζ_1 0,07 0,15 0,35 0,6 0,9
9	 a = с острыми кромками	Вентиляционные решетки, штампованные (при проволочных решетках значение ζ будет вполовину меньше)	Скорость w (м/с) в пересчете на общее поперечное сечение A

w	Свободное сечение a/A в %							
м/с	10	20	30	40	50	60	70	80
0,5	110	30	12	6	3,6	2,3	1,8	1,4
1,0	120	33	13	6,8	4,1	2,7	2,1	1,6
1,5	128	36	14,5	7,4	4,6	3,0	2,3	1,8
2,0	134	39	15,5	7,8	4,9	3,2	2,5	1,9
2,5	140	40	16,5	8,3	5,2	3,4	2,6	2,0
3,0	146	41	17,5	8,6	5,5	3,7	2,8	2,1

Таблица 8.6. Сопротивления встроенного оборудования в пространстве вентагрегатов, ориентировочные значения [6], [8]

Потери давления в Па из-за элементов, встроенных в аппараты и сеть каналов (по данным изготовителя)[1]			
Фильтр грубой очистки[2]	30 50	Глушитель	20 50
Фильтр тонкой очистки[2]	50 150	Проход для воздуха[4]	15 40
Фильтр для улавливания мелко дисперсных аэрозольных частиц[2]	100 250	Жалюзийные заслонки[5]	10 30
Воздухонагреватель[3]	30 100	Решетки для защиты от атмосферных влияний	30 60
Воздухоохладитель[2]	50 150	Пожарный кран	5 30
Испаритель	80 150	Постоянное сопротивление[6]	5 300
Сопловая коробка[3]	100 200	Рекуператор тепла[7]	50 300

8.1.4.3. Общая потеря давления

Общая потеря давления Δp_v

Общая потеря давления в воздушном канале составит

$$\Delta p_v = \Delta p_R + \Delta p_E = \Sigma\ (R \quad l + Z) + \Sigma \Delta p_{App}$$

Для сети каналов расчет потери давления и размеров каналов целесообразно осуществляется с помощью специально разработанных формуляров (Приложение А.7), позволяющих наглядную работу с параметрами [8]

Нумерация отдельных участков

При этом в целях облегчения расчетов распределительные устройства лучше разделить на отдельные участки (TS), снабдив их соответствующими номерами (рис 8 11). Через эти участки проходят массовые потоки равного объема При расчете трубопроводной сети, как и других распределительных систем, начинать следует с нумерации предположительно наиболее неблагоприятного участка канала.

---

[1] Основные расчеты установки – по данным изготовителя

[2] Начальная разность давлений, конечное давление примерно 200 300 Па (грубая очистка), 300 500 Па (тонкая очистка), 1000 1500 Па (улавливание мелкодисперсных частиц)

[3] В зависимости от числа рядов труб и скорости течения

[4] Большое число новых проходов дает более значительные расхождения

[5] В том числе дроссельные клапаны (в открытом состоянии 5 20 Па) до 100 Па в зависимости от дросселирования

[6] Для компенсации разности давлений в сети каналов

[7] Например, для ротационных теплообменников 1000 150 000 м³/час

[8] Литература, добавленная редактором перевода

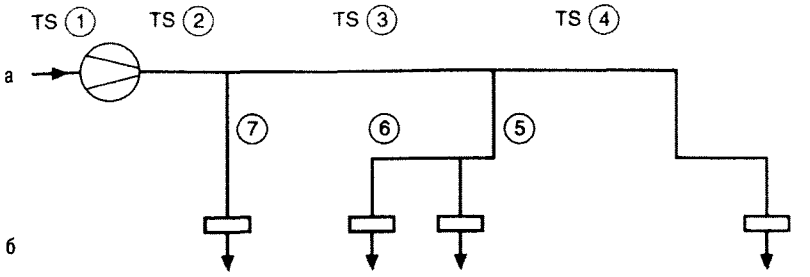


Рис. 8.11. Разделение разветвленных сетей на участки
а – самый неблагоприятный канал,
б – для боковых ответвлений допускается любая нумерация.

Пример расчета 8.10

Требуется разделить схему сети каналов (рис. 8 12) на отдельные участки.

Решение

Прежде всего, надо установить, какое входное либо выходное отверстие располагается в самом неблагоприятном месте Это, как правило, участок канала, наиболее удаленный от вытяжного вентилятора или приточного вентилятора Такой участок и получает обычно первый номер TS (отдельный участок). Теперь для вычисления общей потери давления на этом участке надо рассчитать относящийся сюда вентилятор (рис 8 13)

Если в процессе расчета выяснится, что какой-то другой участок показывает более значительную потерю давления, чем предполагаемый первоначально, то это и будет основным мерилом разности давлений вентиляторов

Круглые поперечные сечения канала, несомненно, более благоприятны в гидродинамическом отношении, но с точки зрения экономии места (с учетом их большего диаметра) они не всегда применимы. В таких случаях можно обратиться к более компактному прямоугольному поперечному сечению.

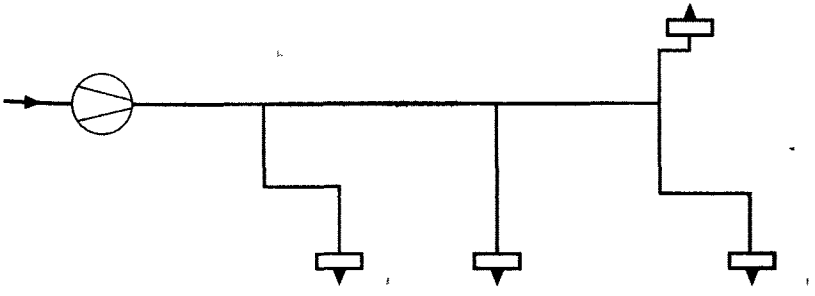


Рис. 8.12. Схема сети каналов

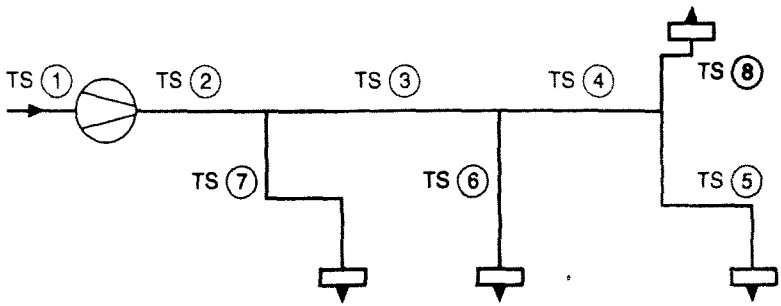


Рис. 8.13. Расчет вентилятора для общей потери давления на участке канала.

Определение значений R для некруглых поперечных сечений

При определении потерь давления из-за трения в трубах для канала прямоугольного поперечного сечения значения R можно взять из таблиц для круглых каналов ($d_{экв}$ и v), а объемный поток V при выборе сопротивления R, вызванного трением в трубах, можно оставить без внимания.

Соотношение сторон a : b

Длины сторон a и b по соображениям гидродинамики следует по возможности выбирать с таким расчетом, чтобы их соотношение $s = a : b$ оставалось меньше, чем 1:5, причем лучше предпочесть размеры, позволяющие стандартное изготовление, тогда они обойдутся дешевле, чем в случае специальных исполнений (табл. 8.7).

Таблица 8.7. Номинальные размеры для каналов из листового металла [6] *(длина кромок в мм)*[1]

100	132	**180**	236	**315**	425	**560**	750	**1000**	1320	**1800**	2360	**3150**	4250	**5600**
106	**140**	190	**250**	335	**450**	600	**800**	1060	**1400**	1900	**2500**	3350	**4500**	6000
112	150	**200**	265	**355**	475	**630**	850	**1120**	1500	**2000**	2650	**3550**	4750	**6300**
118	**160**	212	**280**	375	**500**	670	**900**	1180	**1600**	2120	**2800**	3750	**5000**	6700
125	170	**224**	300	**400**	530	**710**	950	**1250**	1700	**2240**	3000	**4000**	5300	**7100**

[1] Согласно нормам ДИН 24 190,
предпочтительные размеры выделены **жирным шрифтом**,
условный проход ≙ наружный размер

▸ *Пример расчета 8.11*

Для канала прямоугольного сечения методом вычисления были определены длины сторон 120 мм × 389 мм. Найдите предпочтительные размеры для этого канала.

▸ *Решение*

Из табл. 8.7 имеем:

для 125 мм ⇒ 125 мм;

для 389 мм ⇒ 400 мм.

Таким образом, следует выбрать канал с размерами: **125 × 400 мм**.

Найденные длины сторон отличаются от вычисленных значений. В связи с этим здесь придется еще раз проверить фактически существующую скорость течения.

8.2. Акустические аспекты

Шум – всякого рода звуки, мешающие восприятию полезных звуков и нарушающие тишину, а также звуки, оказывающие вредное или раздражающее действие на организм человека, – является одним из вредных воздействующих факторов, влияющих на комфортность. В зданиях, оборудованных системами механической вентиляции и кондиционирования воздуха, последние являются часто основными источниками шума в помещениях.

Источниками шума в этих системах являются вентиляторы, насосы, компрессоры холодильных машин и электродвигатели. Шум, возникающий при работе указанного оборудования, распространяется через конструкции установок, через воздух помещений, строительные конструкции здания, по стенам труб и другим твердым конструктивным элементам и, самое главное, через колебания и пульсации воздушных потоков по всей вентиляционной системе (вентилятор – привод – воздуховоды – вентиляционные решетки).

Термином «звук» обозначают в данном случае волновые изменения давления в воздухе либо распространение волн в результате колебаний в твердых телах, что служит причиной возникновения шумов разного рода.

Звук определенной силы или частоты способен так или иначе воздействовать на организм человека, причем далеко не всегда благоприятно: порой это воздействие наносит непоправимый вред здоровью.

С акустической точки зрения вентиляционная техника – с учетом легкости передачи звука из помещения центральной вентиляционной установки или шумов, вызываемых прохождением воздуха по каналам и через решетки на выходе, – считается наиболее уязвимой частью инженерного оборудования зданий.

В высотных домах различают в принципе два вида шумов:

- звук, передаваемый через твердые тела и конструкции (ударный, или механический шум) и
- аэродинамический шум.

Передача звука

Передача звуковых волн осуществляется в твердых телах посредством колебаний, в газообразных веществах – путем изменений давления (волн). Благодаря особому строению своих органов слуха человек воспринимает создаваемый воздухом звук как ударную волну, т.е. попросту слышит шум. Виды шумов, отмечаемых в высотных домах, представлены на рис. 8 14.

Преобразование звука

Так же, как и другие виды энергии, звук имеет свойство превращаться в разные формы энергии. Примером может служить преобразование звука в тепло (абсорбция). Далее, механический шум (передаваемый через твердые тела) может превратиться в аэродинамический шум, и наоборот Распространение звука в твердых телах и в воздухе подчиняется разным физическим законам, поэтому для их поглощения потребуются и разные способы звукоизоляции Распространение звука в элементах конструкций зданий показано на рис. 8 15 и 8.16

Меры по снижению уровня передачи звука в помещениях отличаются большим многообразием Мощнейшим источником шума является, безусловно, сам вентилятор За счет отделения этого конструкционного элемента от его основания (пола) и использования звукоизоляционной облицовки корпуса удается предотвратить распространение колебаний через твердые тела. Передача звука в сеть воздушных каналов может быть значительно снижена за счет гибких присоединений. В самом канале шумы часто возникают в силу неблагоприятных в гидродинамическом отношении исполнений фасонных элементов (например, при наличии резких поворотов без отклоняющего щитка) либо в результате слишком высоких скоростей течения.

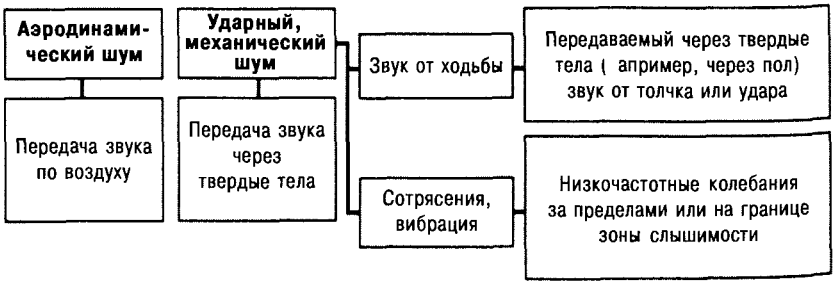


Рис. 8.14. Виды шумов в высотных домах [8]

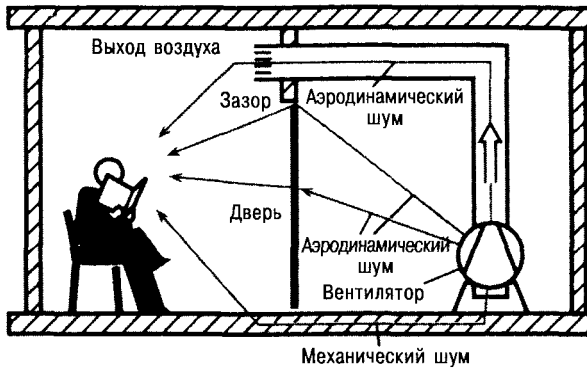


Рис. 8.15. Распространение звука в зданиях [3]

Восприятие шумов человеческим ухом отображается в технике через уровень звука, измеряемый в децибелах (дБ) Последний можно определять и адаптировать к органам слуха с помощью нормирующей шкалы (оценочные кривые A, B, C). По какой из этих трех кривых измерялся уровень звука, отражают в виде значения в скобках, стоящего после физической единицы, например 35 дБ (A)

Нижний порог слышимости и болевое восприятие

Диапазон восприятия звуков человеком простирается от так называемого нижнего порога слышимости в 0 дБ (A) до порога болевого восприятия, находящегося на уровне примерно 120 дБ (A) (см. табл. 8.8).

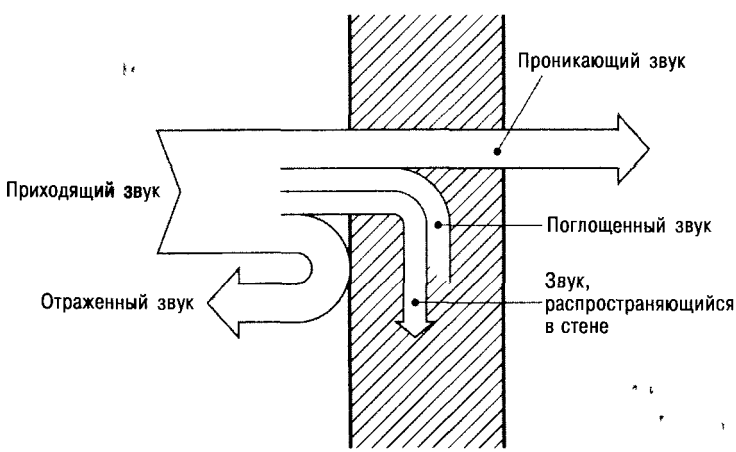


Рис. 8.16. Распространение звука в конструкционных элементах зданий [9].

Таблица 8.8. Восприятие шумов разного уровня [8]

дБ (А)	Вид шума
0	Начало слухового восприятия (измеряемется только в лабораторных условиях)
10	Едва слышимый звук
15.. 20	Тихий шелест листьев, пребывание ночью в открытом поле, в церкви
25...30	Шепот, занятия в читальном зале
30.. 40	Спокойная жилая зона
40.. 50	Тихий разговор, рутинная работа в офисе и т п.
50...60	Разговор нормальным тоном; малошумная оргтехника
55...65	Пылесос, кухонные комбайны (при спокойной работе)
60...65	Шумная контора; универмаг
65.. 70	Телефон (на расстоянии 1 м), пишущая машинка
55.. 75	Купе железнодорожного вагона, собачий лай
70 ..80	Интенсивное дорожное движение
75. 85	Метро (в вагоне)
80...85	Сильный крик, зов
80 .90	Проезжающий мимо грузовик; мастерская с шумными станками; типография
90. 100	Проходящий мимо скорый поезд; ткацкий цех; турбогенератор
100. 110	Сильный доннер-эффект (низкочастотный шум при воспроизведении звукозаписи), котельный цех
110. 120	Самолет (пропеллер на расстоянии примерно 3 м)
120.. 130	Мучительный шум
130 ..150	Реактивные самолеты

8.2.1. Определение понятий

Уровень звукового давления L_p

Этот параметр зависит от местонахождения измерительного прибора (либо человека) и может быть объективным критерием оценки лишь при указании данного конкретного места. Таблица 8.9 приводит допустимые уровни звукового давления[1] (УЗД) согласно VDI (Союз немецких инженеров) 2881 и ДИН (Промышленный стандарт ФРГ) 1946, а также ориентировочные значения уровня звука в системах кондиционирования воздуха.

Уровень звуковой (акустической) мощности L_w

Производители вентиляционных систем часто определяют шумность своего оборудования на основе такой единицы измерения, как «уровень звуковой мощности»[2] L_w. Этот параметр не зависит от местонахождения человека или прибора либо от характеристик самого помещения, поэтому представляется наиболее реалистичной единицей измерения.

[1] Звуковая энергия, воспринимаемая человеком в любом месте помещения.
[2] Энергия, необходимая для генерации звука.

8.2.2. Суммирование звуковых волн

Общий уровень звука L_{ges}

При использовании в одном помещении нескольких приборов (источников звука) в результате наложения определенных частот друг на друга может возникнуть некий общий уровень шума, который невозможно вычислить простым сложением всех уровней, но удается определить на основе нарастания уровня L. При этом различают два варианта:

- установка состоит из приборов идентичного исполнения, и в этом случае мы имеем:

$$L_{ges} = L + \Delta L,$$

где L – уровень шума, идущего от прибора

ΔL – нарастание уровня в зависимости от числа приборов n (рис. 8.17);

- установка состоит, например, из двух приборов разного типа, и тогда получаем:

$$L_{ges} = (L_1 - L_2) + \Delta L.$$

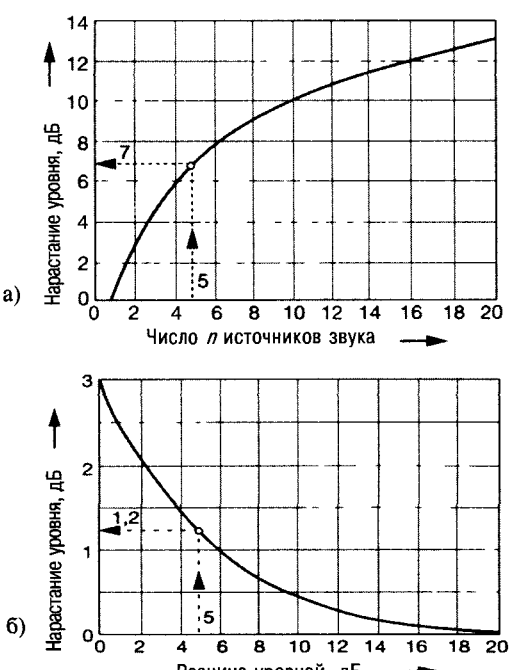


Рис. 8.17. Нарастание уровня звука [1]:
а – суммирование источников звука одинаковой интенсивности;
б – нарастание уровня двух разных источников звука с разностью уровней (ΔL).

Таблица 8.9. Допустимые уровни звукового давления по нормам VDI 2881 и ДИН 1946 и ориентировочные значения для табл 8 13 (уровень звукового давления в системах кондиционирования воздуха) [7]

Вид помещения	Уровень звука[1] дБ (А)	Среднее время реверберации, с
Жилое помещение и т п		
– жилая комната, спальня, номер гостиницы	35 (30)	0,5
Больница (ДИН 1946, ч 4)		
– палата	35 (30)	1
– операционная	40	3
– смотровой кабинет, холл, коридор	40	2
Аудитории, здания общественного назначения		
– радио- или телестудия	15/25	1/1 5
– концертный зал, оперный театр	25	2/1 5
– театр, кинотеатр	30/35	1
– лекционный зал, читальный зал	35	1
– школьный класс, тематический кабинет	40	1
Конторы, офисы		
– небольшая канцелярия, большая контора	40/45	0,5
– конференц-зал, кабинет для ведения переговоров	35	1
Разное/прочее		
– церковь, собор	35	3
– музей	40	1,5
– кассовый зал, операционный зал	45	1,5
– лаборатории (физические, химические, биологические)	50	2
– гимнастические и спортивные залы	45	1,5
– плавательный бассейн сауна	50	2
– ресторан, кафе, столовая[2]	40 55	1
– кухня, торговый зал[2]	45 60	1,5/1

Таблица 8.9. (продолжение)

Вид помещения	Пример	Уровень звукового давления в дБ (А)	
		высокий	низкий
Рабочие помещения	– частная контора, офис	35	40
	– общественная приемная	40	50
	– мастерская	50	50[3]
Помещения, рассчитанные на скопление народа	– концертный зал, опера	25	30
	– театр, кинотеатр	30	35
	– конференц-зал	35	40

[1] Величины в скобках показывают уровень шума в ночное время

[2] В зависимости от назначения и степени эксплуатации

[3] Это значение для пониженных требований может оказаться значительно выше в зависимости от обрабатываемой продукции

Таблица 8.9. (окончание)

Вид помещения	Пример	Уровень звукового давления в дБ (А)	
		высокий	низкий
Жилые помещения	– номер гостиницы	30[1]	35[1]
Бытовые помещения	– комната отдыха	30	40
	– рекреационный зал	30	40
	– душевая, санузел	45	55
Больницы	– операционная	40	–
	– кабинет интенсивной терапии	35	–
	– палата	35	–
Учебные помещения	– читальный зал	30	35
	– класс	35	40
	– лекционный зал, аудитория	35	40
Помещения с постоянной сменой публики	– музей	35	40
	– ресторан	40	55
	– торговый зал	45	60
Спортивные сооружения	– спортивный зал	45	50
	– бассейн	45	50
Прочие помещения	– радиостудия	15	25
	– телестудия	25	30
	– убежище	45	55
	– операционный зал	45	60
	– герметизированное помещение	50	65
	– кухня	50	65

Таблица 8.10. Объемные расходы вытяжного воздуха для жилых помещений согласно предписанию органов строительного надзора ФРГ

Помещение без окон	Объемный расход вытяжного воздуха, м³/ час	
	Работа по 12 часов в день	Любая продолжительность работы
Кухня		
– постоянная вентиляция	40	60
– периодическая вентиляция	200	200
Ниша с кухонной плитой	40	60
Ванная (в том числе с WC)	40	60
Туалетная комната	20	30

[1] Показатели для ночного времени суток (с 22 до 6 часов) будут примерно на 5 дБ ниже

8.3. Системы вентиляции с индивидуальными вентиляторами без функции кондиционирования воздуха

8.3.1. Системы вытяжной вентиляции для расположенных внутри помещений ванных комнат и туалетов

Вытяжная вентиляция

Все санузлы, не имеющие наружных окон, в соответствии с нормами ДИН 18017, ч. 3, должны обеспечиваться системами вентиляции, препятствующими проникновению влажного и обремененного тяжелыми запахами воздуха в жилую зону:

$V_{AB} > V_{ZU}$ и, соответственно, $p_i < p_a$.

Порядок величин применительно к объемным расходам вытяжного воздуха зависит от принципа действия системы. Значение V_{AB} можно взять из табл. 8.10.

Подготовка наружного и приточного воздуха согласно нормам ДИН 18017, ч. 3

Приточный воздух попадает в помещение через приточные вентиляционные решетки (минимум 150 см²). Способ монтажа систем вытяжной вентиляции определяется в зависимости от имеющихся строительных условий.

Так, предусмотренные вентиляторы могут быть как настенного, так и потолочного типа (рис. 8.18). Присоединение к каналу удаляемого воздуха (фальцевая труба со спирально навитым оребрением) осуществляется в большинстве случаев с использованием гибкой (флекс-) трубы.

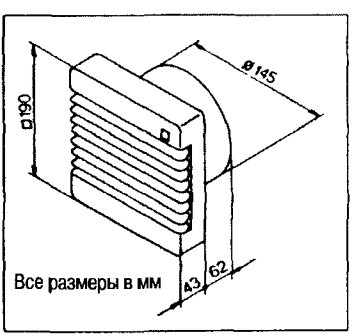


Рис. 8.18. Индивидуальный вентилятор для настенного и потолочного монтажа [3].

На нижнем конце вытяжного канала предусмотрено отверстие для проведения очистных работ.

Предлагается три возможных варианта вытяжной вентиляции.

Возможные варианты систем вытяжной вентиляции

Системы с индивидуальными вентиляторами и с собственным вытяжным каналом

При таком способе вентиляции к каждому оснащаемому вытяжной системой помещению отнесен один вентилятор и собственный вытяжной канал помещения (рис. 8.19).

Вполне можно сразу несколько вентиляторов подключить к общему вытяжному трубопроводу, если эти устройства оснащены автоматически действующим обратным клапаном.

Такой способ вытяжной вентиляции представляется особенно целесообразным в тех случаях, когда индивидуально вентилируемые помещения не могут быть соединены через общую шахту по причине того, например, что это выходит за рамки горизонтальной проекции здания.

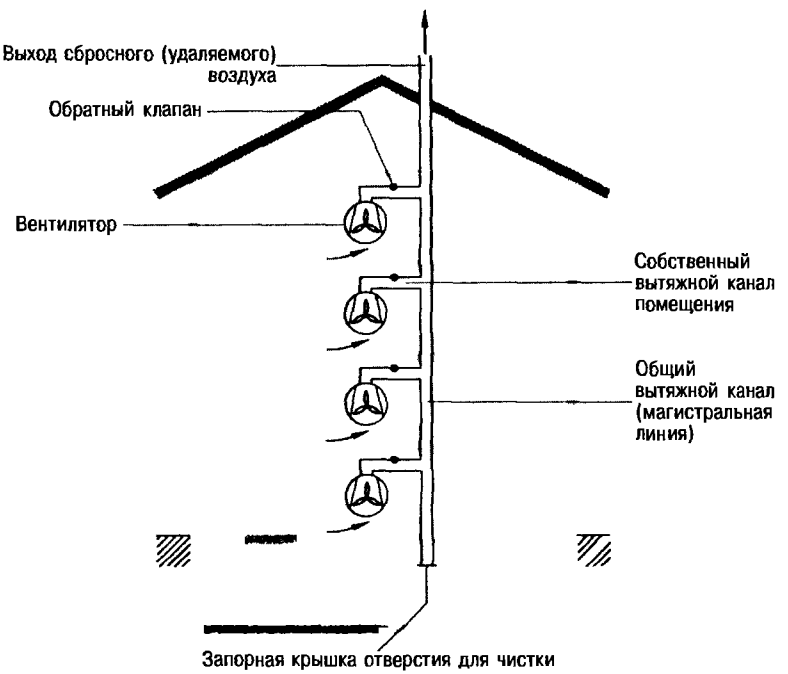


Рис. 8.19. Система с индивидуальной вентиляцией каждого помещения по нормам ДИН 18017, ч. 3 [19].

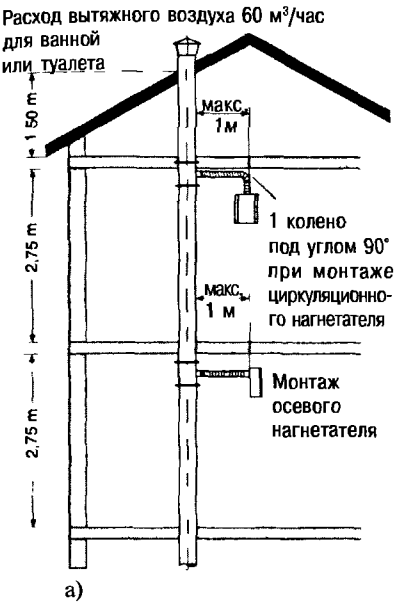
Системы с индивидуальными вентиляторами и с общим вытяжным каналом

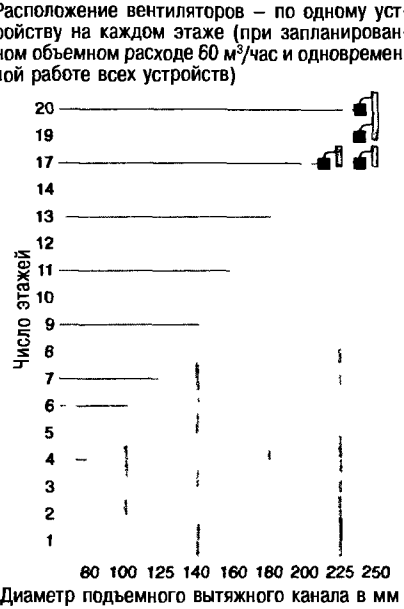
Условные проходы вытяжных шахт

При этом все подлежащие вентиляции помещения находятся, как правило, в положении друг над другом либо рядом друг с другом, имея, например, один на всех вытяжной вентилятор. Отходящий воздух выбрасывается в атмосферу по общему коллекторному каналу (рис. 8.20).



Рис. 8.20. Вытяжная вентиляция с отводом через общий коллекторный канал (шахту). В качестве вытяжного вентилятора могут быть применены вентиляторы Rover (см. приложение).





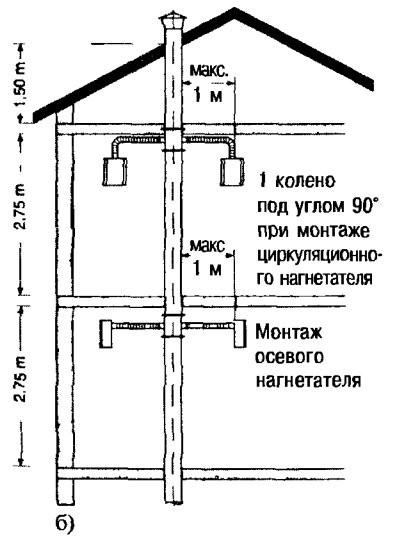
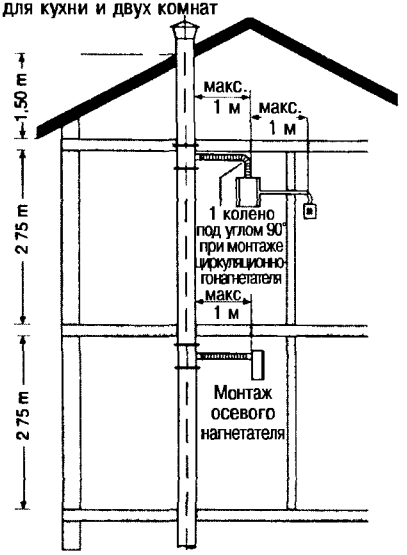




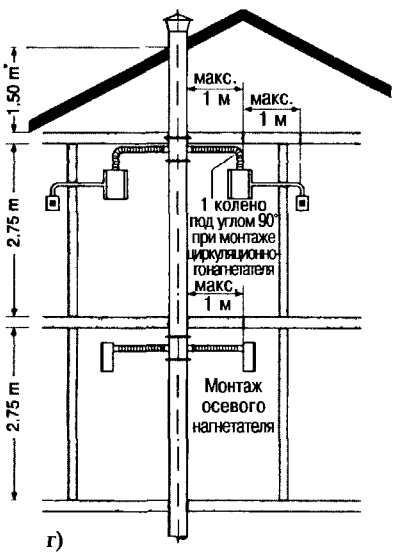
Рис. 8.21. Условные проходы вытяжных каналов.

При высоте этажа 2,75 м, при прямой прокладке труб без перекосов и длине участка трубопровода макс. 1,5 м, считая от последнего устройства до выхода воздуха через крышу, требуемые диаметры подъемного вытяжного канала считываются из представленных выше схем ниток трубопровода. Они действительны для запланированного объемного расходе 60 или, соответственно, 100 м³/час и одновременной работы всех устройств.

Система вентиляции с расходом 100 м³/час для кухни и двух комнат

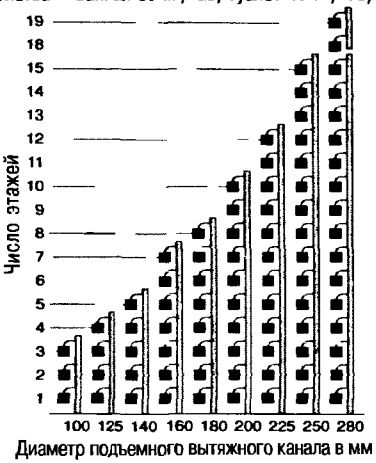


в)

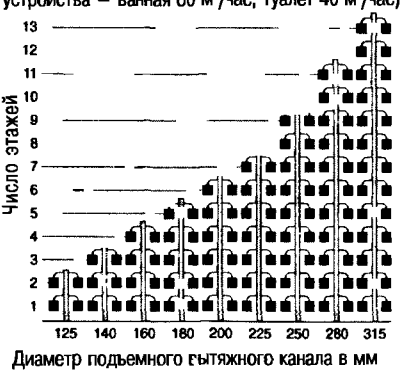


г)

Монтаж по одному устройству на каждый этаж при планируемом объемном расходе 100 м³/час и одновременной работе всех устройств (расход, например, для кухни 100 м³/час; при вентиляции двух помещений с помощью одного устройства – ванная 60 м³/час, туалет 40 м³/час)



По два устройства на каждый этаж при планируемом объемном расходе 100 м³/час и одновременной работе всех устройств. (Значение расхода принято, например, для кухни 100 м³/час; при вентиляции двух помещений с помощью одного устройства – ванная 60 м³/час, туалет 40 м³/час)



Пример 1: тип помещения – ванная/туалет (V = 60 м³/час); число устройств на этаж – 1, число этажей – 9.
Диаметр подъемного канала – ?
Согласно рис. а): диаметр подъемного канала – 160 мм

Пример 2: тип помещения – ванная и отдельный WC с одним устройством или кухонная вентиляция (V = 100 м³/час ванная 60 м³/час, WC 40 м³/час); число устройств на этаж – 2, число этажей – 7
Диаметр подъемного канала – ?
Согласно рис. г): диаметр подъемного канала – 225 мм

Рис. 8.21. (окончание).

Существует возможность вентиляции с помощью одного вентилятора сразу двух примыкающих друг к другу помещений. При этом определение номинального диаметра коллекторного канала трудности не составит, ибо соответствующий параметр всегда приводится в технической документации изготовителя (рис. 8.21).

В целях противопожарной защиты и во избежание распространения дыма все используемые вентиляторы либо коллекторная шахта должны иметь предусмотренное на каждом этаже соответствующее действующим нормативам (снабженное необходимым допуском) запорное приспособление.

Определение диаметра магистральных каналов

Для облегчения определения указанного параметра в представленных ниже диаграммах были учтены все предписания, содержащиеся в ч. 3 ДИН 18017.

Система центральной вентиляции через общий вытяжной канал (рис. 8.22)

Эти системы способны обеспечивать вентиляцию сразу нескольких квартир посредством работы одного общего вентилятора.

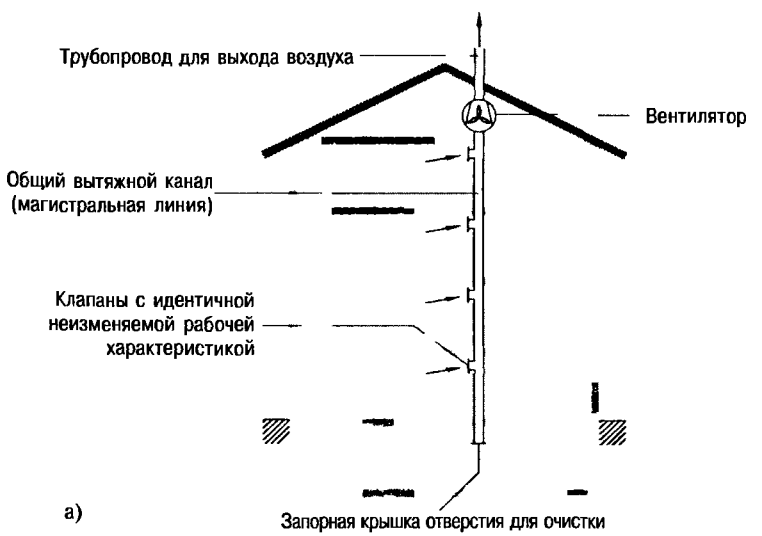
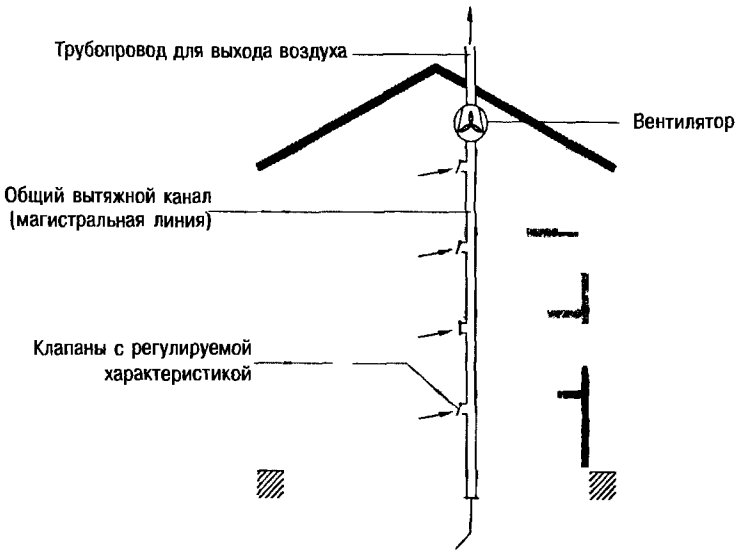


Рис. 8.22. Центральная вентиляционная система по ДИН 18017, ч. 3: а – система центральной вентиляции с общим регулированием объемного расхода.



б)

Рис. 8.22. Центральная вентиляционная система по ДИН 18017, ч. 3:
б – система центральной вентиляции с регулированием объемных расходов отдельно для каждой квартиры с помощью клапанов.

Тарельчатый клапан

В каждом рассматриваемом помещении предусмотрен свой тарельчатый клапан (рис. 8.23), присоединенный к общей вытяжной шахте. Вентилятор располагается по центру этой шахты, как правило, в районе крыши. Посредством тарельчатых клапанов на основе изменяемого кольцевого поперечного живого сечения достигается выравнивание давления внутри здания.

При проектировании и исполнении таких установок необходимо учитывать нормы противопожарной безопасности (см. табл. 8.13)!

Для разработки систем вентиляции и кондиционирования воздуха предлагается множество самых разных компьютерных программ. Рассмотрим здесь в качестве примера планирование и расчет установок приточной и вытяжной вентиляции по нормам ДИН 18017, ч. 3 для расположенных внутри здания помещений.

Пример

Требуется провести капитальный ремонт 5-этажного жилого здания. Предполагается оборудовать новые ванные комнаты и туалеты (раздельные смежные помещения) без окон. Кухни оснащены вытяжными зонтами с вентиляторами.

Предусмотрена индивидуальная вытяжная вентиляция по ДИН 18017 с общей шахтой для отводимого воздуха.

С помощью программных средств удается в кратчайшие сроки определить параметры систем. Одновременно производится подбор материалов и составляется перечень необходимых работ с соответствующим технологическим описанием. График может быть распечатан в виде схем отдельных участков трубопровода.

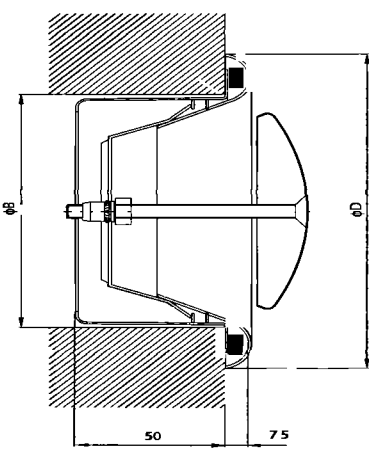
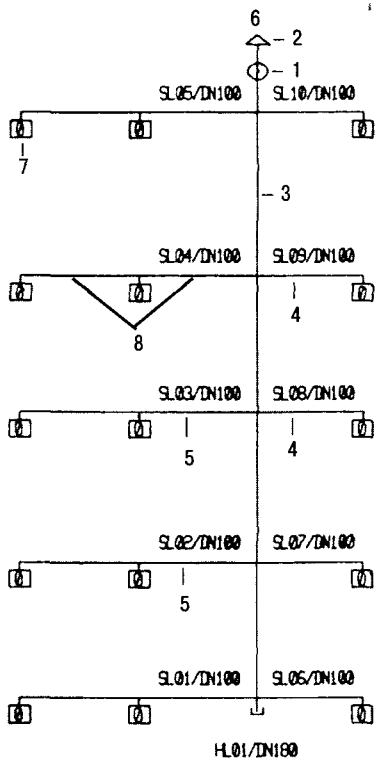


Рис. 8.23. Тарельчатый клапан фирмы IMP Klima [35].

Схема участков трубопровода.



Легенда:

1 – отверстие для чистки трубы
2 – концевая крышка
3 – магистральный трубопровод с условным проходом xxx
4 – поперечная нитка с условным проходом xxx
5 – коллекторная труба №m, условный проход xxx
6 – шайба Майдингера
7 – вентилятор
8 – поперечная нитка сети воздухораспределения (вытяжки)

Инженерное бюро Мустерманн

Пример проведения расчетов
для жилого дома
08 04 2000

Расчетная схема (1).

Инженерное бюро Мустерманн
ОТОПЛЕНИЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА ВЕНТИЛЯЦИЯ САНТЕХНИКА

Бургвалл 17 12345 Мустерштадт

Пример проведения расчетов для жилого дома

Магистральный трубопровод 1, труба круглого сечения с усл. проходом 180

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)
1	0,25	0	0,00	0,0
2	2,50	169	1,85	0,5
3	2,75	338	3,69	2,1
4	2,50	508	5,55	4,4
5	3,00	680	7,43	9,4
6	0,75	856	9,35	3,7
7	0,50	856	9,35	2,5

Поперечная нитка 1, усл. проход 100, слева **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,75	112	3,96	8,0	ELS-GBK, VE 60/30
2	1,50	56	1,98	1,9	ELS-GBK, VE 60/30

Поперечная нитка 2, усл. проход 100, слева **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,75	112	3,96	8,0	ELS-GBK, VE 60/30
2	1,50	56	1,98	1,9	ELS-GBK, VE 60/30

Поперечная нитка 3, усл. проход 100, слева **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,75	113	4,00	8,1	ELS-GBK, VE 60/30
2	1,50	56	1,98	1,9	ELS-GBK, VE 60/30

Поперечная нитка 4, усл. проход 100, слева **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,75	114	4,04	8,2	ELS-GBK, VE 60/30
2	1,50	57	2,02	1,9	ELS-GBK, VE 60/30

Расчетная схема (2).

Инженерное бюро Мустерманн
ОТОПЛЕНИЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА ВЕНТИЛЯЦИЯ САНТЕХНИКА

Бургвалл 17 12345 Мустерштадт

Пример проведения расчетов для жилого дома 08.04.2000

Поперечная нитка 5, усл. проход 100, слева **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,75	117	4,14	8,7	ELS-GBK, VE 60/30
2	1,00	58	2,05	1,8	
3	0,50	58	2,05	1,5	ELS-GBK, VE 60/30

Поперечная нитка 6, усл. проход 100, справа **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,25	57	2,02	0,6	ELS-GBK, VE 60/30

Поперечная нитка 7, усл. проход 100, справа **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,25	57	2,02	3,0	ELS-GBK, VE 60/30

Поперечная нитка 8, усл. проход 100, справа **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,25	57	2,02	3,0	ELS-GBK, VE 60/30

Поперечная нитка 9, усл. проход 100, справа **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,25	58	2,05	3,1	ELS-GBK, VE 60/30

Поперечная нитка 10, усл. проход 100, справа **Магистральный трубопровод 1**

Отдельный участок	Длина (м)	V (м³/час)	w (м/с)	DpV (Па)	Вентилятор
1	1,25	59	2,09	3,3	ELS-GBK, VE 60/30

Выписка из плана проектирования объектов

Инженерное бюро Мустерманн
ОТОПЛЕНИЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА ВЕНТИЛЯЦИЯ САНТЕХНИКА

Бургвалл 17 12345 Мустерштадт

Пример проведения расчетов для жилого дома

Расчет произведен на основе элементов, указанных в ДИН 18 017, ч 3

Штук	Наименование изделия
15	Корпус вентилятора
15	Вставной элемент вентилятора
23	Труба из листового металла с условным проходом 100 (погонных метров)
12	Труба из листового металла с условным проходом 180 (погонных метров)
15	Гибкая труба с условным проходом 80 (погонных метров)
1	Шайба Майдингера, условный проход 180
10	Концевая крышка, условный проход 100
1	Концевая крышка, условный проход 180
1	Крышка смотрового отверстия, условный проход 180
15	Тройник, условный проход 100/80
5	Крестовина, условный проход 180/100/100
19	Отвод под углом 90 градусов, условный проход 100
4	Рулоны уплотнительной ленты по 50 метров в каждом

8.3.2. Вытяжная вентиляция для кухонь

Кухни обязательно должны интенсивно проветриваться в целях удаления возникающих в процессе приготовления пищи паров, тепла, чада и запахов. В принципе степень ухудшения воздуха зависит от типа кухонь, которые могут быть условно классифицированы следующим образом:

- небольшие кухни (в квартирах),
- кухни среднего размера (в ресторанах, гостиницах),
- большие комбинаты питания (на крупных предприятиях, в лечебных комплексах).

Небольшие кухни

Такие кухни обычно оборудуются в жилой зоне. Они, как правило, размещаются внутри помещений и, следовательно, в полной мере подпадают под требования, касающиеся принудительной вентиляции (равно как и ванные комнаты и туалеты). Для помещений такого рода действуют условия, предписанные в ч. 3 норм ДИН 18017.

Вытяжные зонты над плитой (это относится и к кухням с окнами) оснащены, как правило, маслоулавливающими фильтрами (рис. 8.24), отверстия для поступления приточного воздуха часто выполняются в дверных косяках.

Индивидуальные вытяжные зонты над плитой в случае оснащения их вентиляторами способны одновременно выполнять и функцию циркуляции воздуха. Если это позволяет концепция строительного объекта, предпочтение следует отдавать именно системе циркуляции воздуха, работающей в режиме вытяжки.

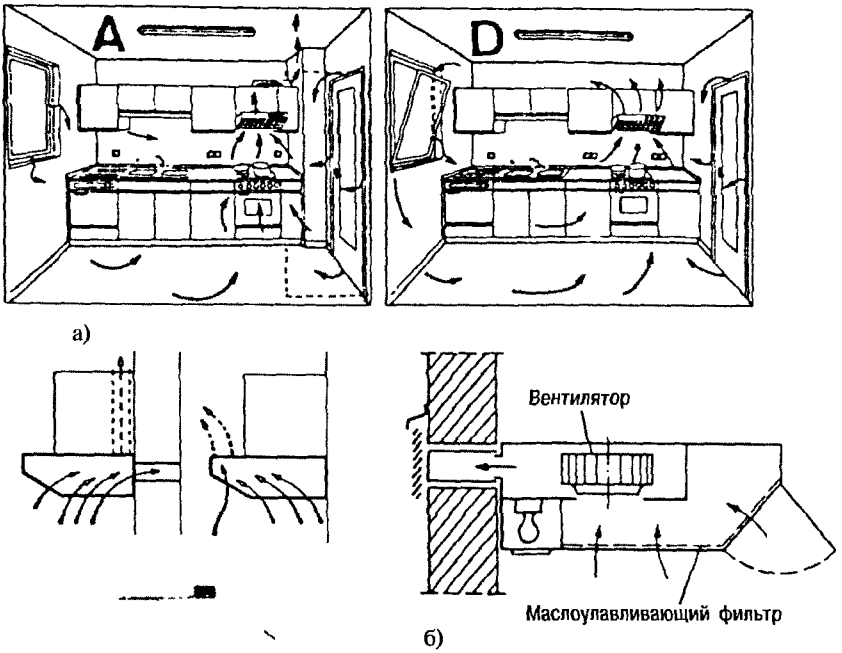


Рис. 8.24. Вытяжные зонты:
а – циркуляционно-вытяжные зонты («обестуманивающие фильтры») для кухонь в жилых помещениях; воздушные течения в помещении [8];
б – вытяжной зонт над плитой [5].

Кухни средней площади

Такие кухни бывают в небольших гостиницах и ресторанах, столовых и кафе.

В этом случае недостаточно только централизованного отвода загрязненного воздуха. Над плитами должны быть смонтированы зонты, непосредственно отводящие пары и образующееся в процессе приготовления пищи тепло (рис. 8.25). Вытяжные зонты над плитами обязательно оснащаются маслоулавливающим фильтром и маслоспускным желобом, причем вытяжной канал имеет обычно маслонепроницаемое исполнение с отверстиями для чистки. Удаляемый воздух проводится обычно через крышу, по возможности вертикально вверх и с достаточно высокой скоростью во избежание проникновения чада и неприятных запахов в соседние здания.

В качестве приточного воздуха находит применение предварительно подогретый наружный воздух либо воздух из смежных складских помещений; приточный воздух из соседних залов, где находятся посетители, лучше не использовать.

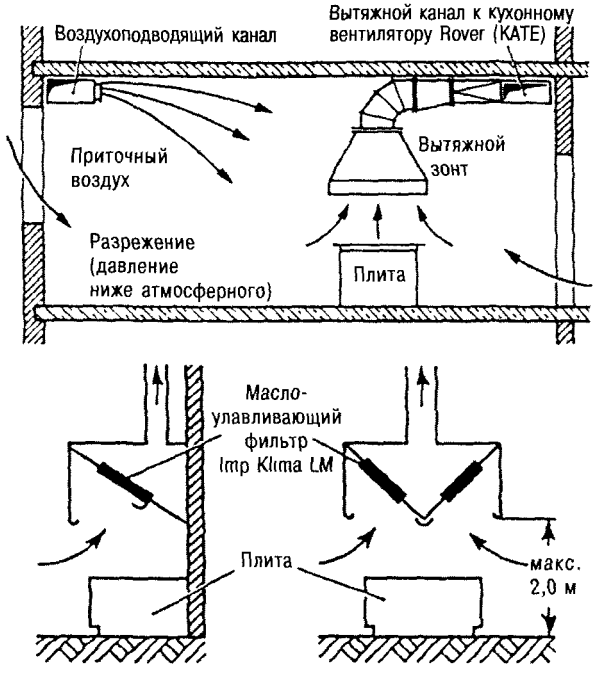


Рис. 8.25. Вытяжной зонт над плитой [35,36].

Большие кухни

В принципе здесь могут находить применение вентиляционные установки, изначально разработанные для кухонь среднего размера, только одновременно с кухней как таковой проветриваться должны еще и небольшие соседние помещения: мойка, склад и т.п.

Отработавший воздух отводится в атмосферу по каналу, расположенному на уровне не менее 5 м выше самой высокой точки здания.

В настоящее время имеются так называемые закрытые вентиляционные потолки (конструкция потолка, рассчитанная одновременно на приточный и вытяжной воздух), отличающиеся простотой исполнения и легкостью очистки.

Что касается противопожарной защиты, то здесь можно отказаться от использования дополнительных запорных приспособлений (например, пожарных кранов класса К) в вентиляционных каналах, если магистральный канал и боковые его участки обладают соответствующим исполнением. Речь идет, в частности, о зданиях, имеющих до пяти полных (нормальных) этажей типа L30, а также зданиях с более чем пятью полными этажами типа L90. Все индивидуальные вентиляционные установки в обязательном порядке подлежат оснащению запорными механизмами от К30 до К90 [23].

8.3.3. Приточная и вытяжная вентиляция с помощью настенных и оконных вентиляторов

Проветривание помещений (подача свежего воздуха и вытяжка) с использованием индивидуальных вентиляторов является, в сущности, одним из самых простых способов достаточно эффективной вентиляции. При этом вентиляторы легко встраиваются в оконные проемы либо просто в наружные стены зданий (рис. 8.26).

Во избежание помех при транспортировке воздуха под действием ветровой нагрузки и нежелательного проникновения воздуха при остановке вентилятора такие устройства оснащены жалюзийными клапанами.

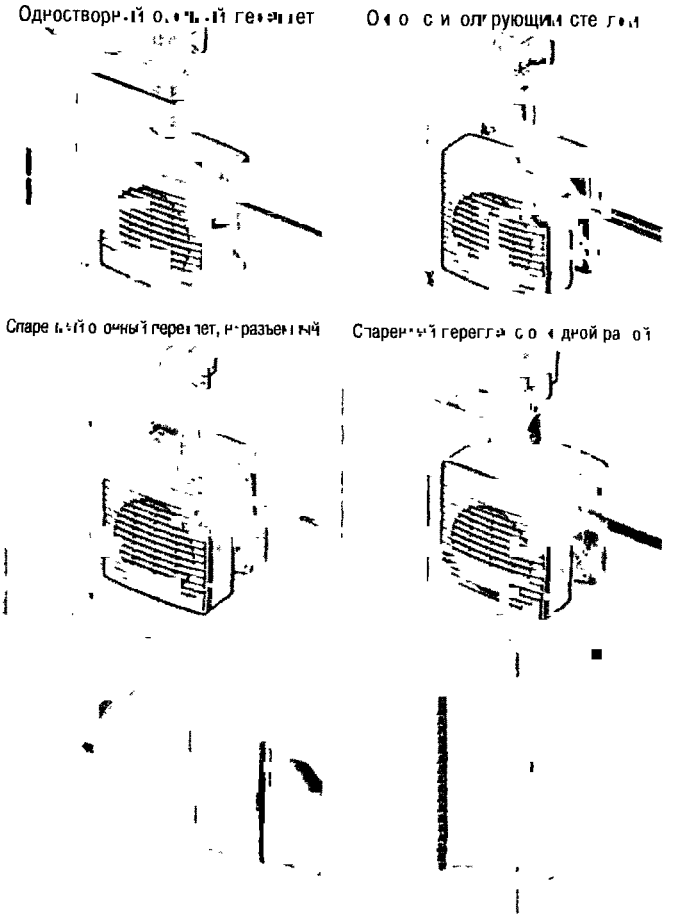


Рис. 8.26. Вентиляторы Rover (EA) для монтажа на стенах и в окнах [36].

При монтаже вытяжных вентиляторов в жилой зоне приточный воздух должен поступать из соседних отапливаемых помещений, в противном случае его придется подогревать в зимнее время года.

Подобные вентиляционные системы используются, в частности, в сельском хозяйстве – для вентиляции конюшен, коровников и проч., а также помещений типа ремонтных мастерских.

8.4. Конструкционные элементы систем вентиляционной техники

В связи с установками, обладающими только одной функцией теплового кондиционирования воздуха либо вообще не имеющими таковой, в следующих далее разделах будут подробно рассмотрены вентиляторы, теплообменники, фильтры, воздушные каналы, проходы для воздуха и разные запорные приспособления.

8.4.1. Вентиляторы

Вентиляторы по праву считаются сердцем любой системы вентиляции и кондиционирования воздуха Именно они заботятся о том, чтобы кондиционируемые помещения получали запроектированный для них расход свежего воздуха.

Вентиляторы при этом выполняют две важнейшие задачи.

Задачи вентиляторов

- компенсация потерь давлений (Δp), возникающих при распространении воздуха в системе, и
- подача необходимых объемных расходов воздуха (V)

Связь между разностью давлений и расходом определяется для каждого вентилятора на испытательном стенде и графически отображается в диаграмме (диаграмме вентилятора). Эта рабочая документация используется затем при выборе подходящего устройства.

В техническом отношении различают два основных типа исполнения вентиляторов:

- осевые вентиляторы и
- радиальные вентиляторы.

Оба исполнения рассчитаны на разные направления подачи воздуха, так что выбор той или иной конструкции определяется в основном конкретно поставленной задачей.

Для правильного выбора вентилятора необходимо найти на диаграмме вентилятора в координатах (Δp, V) так называемую «рабочую точку», выражающую точное место определения его параметров функционирования совместно со всей сетью распределения воздуха, обеспечивающих наиболее благоприятное взаимодействие вентилятора со всей системой.

8.4.1.1. Характеристика системы «вентилятор + сеть» и определение «рабочей точки» функционирования вентилятора

Характеристика сети

Характеристическая кривая сети, в сущности, представляет собой вычисленный для конкретной системы подачи и распределения воздуха параметр, который после определения хода кривой переносится на диаграмму вентилятора. Эта совмещенная характеристика показывает, каково может быть полное давление вентилятора в конкретной системе подачи при соответствующем изменении объемного расхода. В качестве исходных данных здесь берутся расчетные параметры, полученные, в свою очередь, на основе вычислений для объемного расхода и потерь давления.

«Рабочая точка»

Так называемые «рабочие точки», или места определения параметров функционирования вентилятора с системой подачи и распределения воздуха (рис. 8.27), должны располагаться в зоне наиболее благоприятных коэффициентов полезного действия.

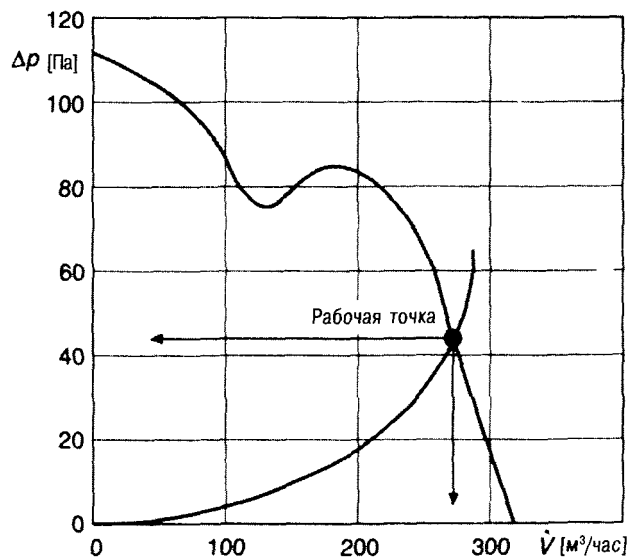


Рис. 8.27. Рабочая точка вентилятора [37].

Для определения упомянутой рабочей точки на диаграмму вентилятора придется нанести специальную характеристику сети. При этом объемный расход произвольно, заданным образом, изменяется, после чего вычисляется относящаяся сюда разность давлений.

Это можно выполнить на основе законов пропорциональности (подобия):

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1}{V_2};$$

$$\frac{n_1^2}{n_2^2} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2};$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{V_1^2}{V_2^2} \text{ или, соответственно, } \sqrt{\Delta p1 / \Delta p2} = V_1 / V_2,$$

где индекс 1 – расчетные характеристики

индекс 2 – рабочие параметры

n – скорость вращения вентилятора.

Эти соотношения позволяют делать достаточно точные прогнозы.

Если вычисленный объемный расход V_1, например, уменьшить вдвое, то разность давлений снизится в 4 раза, и наоборот!

▸ *Пример расчета 8.12*

Построение характеристической кривой сети для системы

Для воздушно-технической сети были заданы: объемный расход приточного воздуха 5000 м³/час и компенсируемая потеря давления в системе 600 Па.

Требуется построить характеристическую кривую этой системы для вновь заданных значений V и Δp.

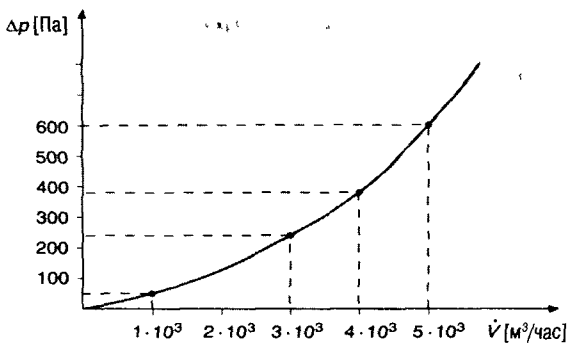


Рис. 8.28. Характеристика установки. Объемный расход V в м³/час; разность давлений Δp в Па.

▸ *Решение (рис. 8.28)*

Расчетные данные: $V_1 = 5000$ м³/час; $\Delta p_1 = 600$ Па.

Для минимум трех разных (произвольно выбранных) объемных расходов, например 4000, 3000, 2000 м³/час, вычисляется соответственно новая разность давлений Δp_2:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \frac{V_2}{V_1}$$

8.4.1.2. Осевые вентиляторы

Отличительным признаком осевых вентиляторов является забор и выпуск воздуха в осевом направлении (рис. 8.29). Они способны подавать большие объемы воздуха, но не в состоянии создавать столь высокие давления, как радиальные вентиляторы.

Осевые вентиляторы состоят преимущественно из корпуса, рабочего колеса, двигателя и могут классифицироваться по различным признакам.

Классификация по полному давлению

- вентиляторы низкого давления ($\Delta p \leq$ 300 Па),
- вентиляторы среднего давления ($\Delta p \leq$ 1000 Па),
- вентиляторы высокого давления ($\Delta p >$ 1000 Па)

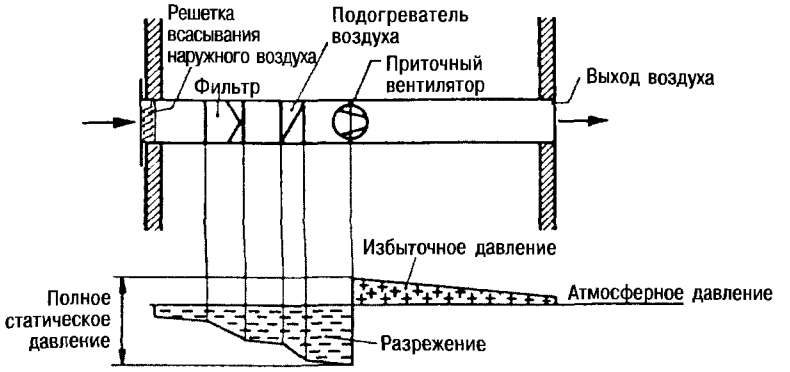
или

Классификация по способу применения

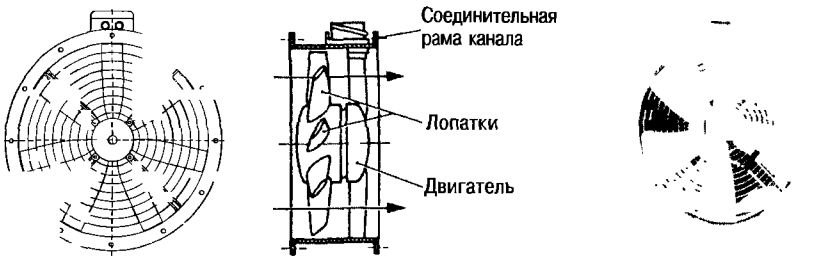
- настенные, потолочные вентиляторы,
- оконные вентиляторы,
- вентиляторы для монтажа в канале.

Характеристики осевых вентиляторов

Эти вентиляторы демонстрируют в своих диаграммах типичные характеристические кривые и соответствующие поля кривых (рис. 8.30). В отличие от радиальных вентиляторов, ход кривых здесь намного круче. В верхней области прохождения отмечаются разрывы, свидетельствующие о неустойчивости характеристики вентилятора. Нельзя производить расчет вентилятора в такой зоне разрыва, в противном случае неизбежны скачкообразные изменения объемного расхода, сильные шумы и высокие нагрузки в устройстве. Многие производители вентиляторов указывают поэтому для своей продукции только нижнюю, устойчивую область поля кривых.



а)



б)

Рис. 8.29. а – распределение давления;
б – осевой вентилятор для монтажа в канале.
Воздух проходит в осевом направлении. Двигатель отгорожен от ступицы пропеллерными лопатками. Изменения направления воздушного канала при использовании осевых вентиляторов не требуется.

Регулирование осевого вентилятора

Регулировка осевого вентилятора осуществляется разными способами. Это может быть:

- (не совсем экономичное) дроссельное регулирование (с перестановкой клапанов при постоянном числе оборотов),
- регулирование скорости вращения вентилятора,
- регулировка лопаток рабочего колеса (объемный расход изменяется, скорость вращения остается постоянной).

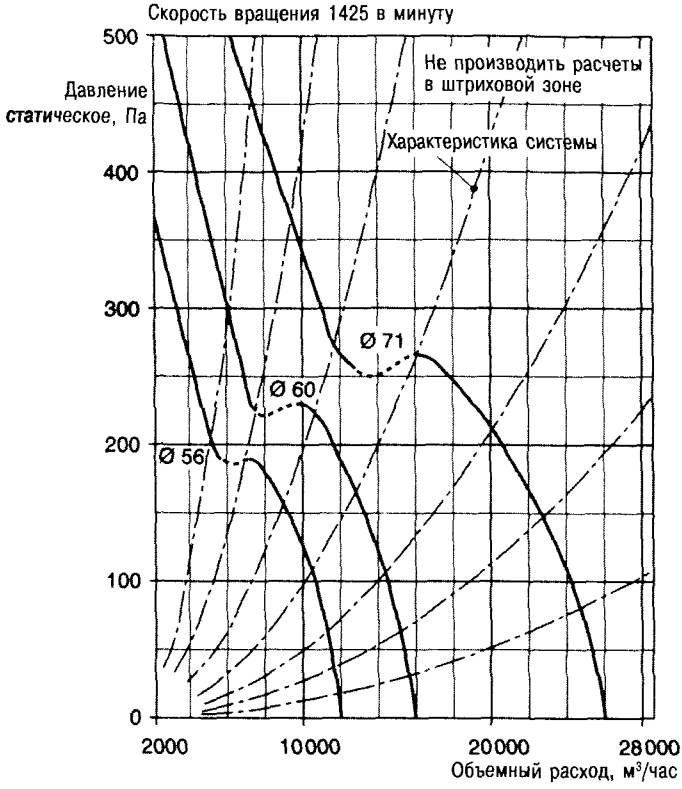


Рис. 8.30. Характеристика осевого вентилятора Rover большой производительности [36].

8.4.1.3. Радиальные вентиляторы

Прохождение потока воздуха через устройство в направлении всасывания может осуществляться по оси, а в направлении выхода – с поворотом на 90°.

Классификация по возможной разности давлений

Классификация вентиляторов такого типа (рис. 8.31), как и в случае осевых вентиляторов, может производиться на основе возможной разности давлений:

- вентилятор низкого давления ($\Delta p \leq 700$ Па),
- вентилятор среднего давления ($\Delta p \leq 3000$ Па),
- вентилятор высокого давления ($\Delta p \leq 7000$ Па)

или на основе расположения лопаток.

Классификация по расположению лопаток

- барабанный вентилятор,
- вентилятор с лопатками, загнутыми назад,
- вентилятор с лопатками, загнутыми вперед.

Кривые показывают при этом устойчивую характеристику без разрывов. Для выбора места работы вентилятора такого типа в принципе имеют силу те же рекомендации, что и в случае осевых вентиляторов; коэффициент полезного действия должен быть по возможности достаточно большим (рис. 8.32).

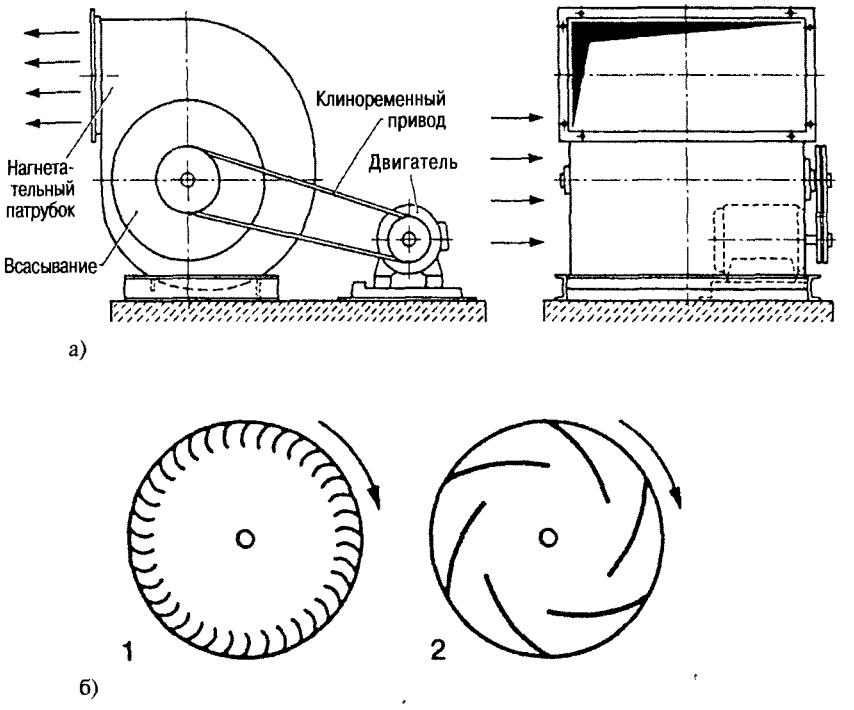


Рис. 8.31. Радиальный вентилятор для монтажа в канале и разные формы лопаток [36]:
а – радиальный вентилятор одностороннего всасывания. Воздух всасывается в направлении ведущего вала и с помощью нагнетательного патрубка выдавливается в радиальном направлении со сдвигом на 90° градусов;
б – формы лопаток в радиальных вентиляторах:
1 – загнутые вперед – например 40 лопаток;
2 – загнутые назад – например 6 лопаток.

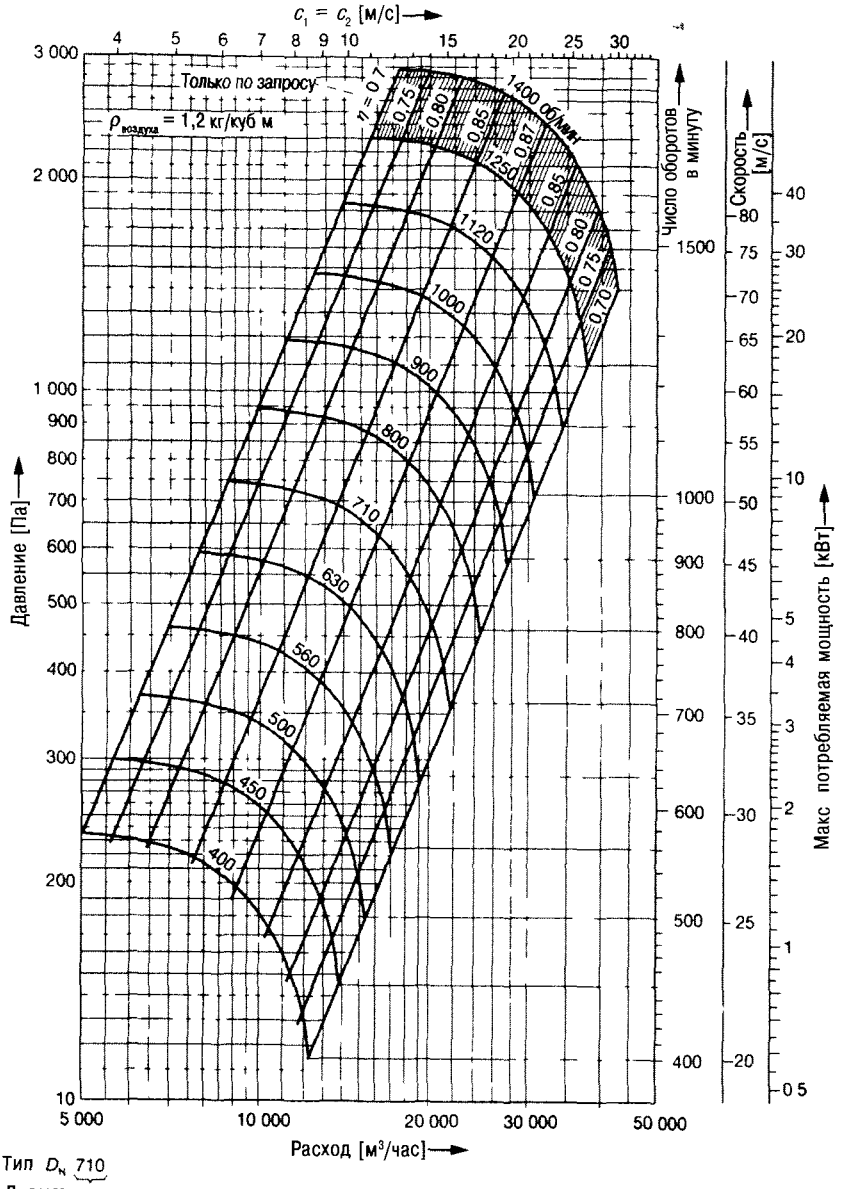


Рис. 8.32. Характеристика радиального вентилятора [36].

Вентиляторы в радиальном исполнении в состоянии генерировать более высокие дифференциальные давления, чем осевые вентиляторы. Их область применения значительно шире, и они чаще встречаются в технике вентиляции и кондиционирования воздуха Рисунок 8.33 демонстрирует несколько типов радиальных вентиляторов.

Возможности регулирования вентилятора

Здесь приемлемы следующие варианты:

- дроссельное регулирование,
- байпасное регулирование (с монтажом обводных участков),
- регулирование путем изменения завихрения воздушного потока и
- регулировка скорости вращения вентилятора

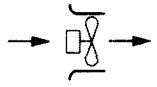
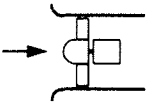
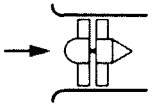
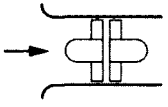
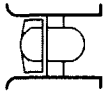
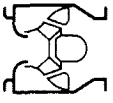
	Исполнение	Схема	Коэффициент расхода	Коэффициент давления	Примечание (см приложение)
Осевые вентиляторы	настенный вентилятор		0,1 0,25	0,05 0 1	для оконного и настенного монтажа
	без направляющего аппарата		0 15 0,30	0 1 0,3	при низких давлениях
	с направляющим аппаратом		0,3 0,6	0,3 0,6	при более высоких давлениях
	вентилятор встречного вращения		0,2 0,8	1,0 3,0	при максимальных давлениях, в особых случаях
Вентиляторы смешанного типа	полуосевой (с меридиональным ускорением)		0,2 0 5	0,4 0,8	высокие давления, в особых случаях
	полурадиальный (канальный вентилятор)		0,2 0 3	0,4 0,6	при монтаже в каналах

Рис. 8.33. Обзор конструктивных исполнений вентиляторов [1]

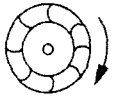
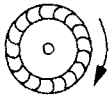
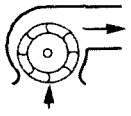
	Исполнение	Схема	Коэффициент расхода	Коэффициент давления	Примечание (см приложение)
Радиальные вентиляторы	лопатки, загнутые назад		0,2 0,4	0,6 ..1,0	при высоких расходах и к.п.д
	тангенсальные лопатки		0,3 ..0,6	1,0. .2,0	для специальных целей
	лопатки, загнутые вперед		0,4.. 1,0	2,0 .3,0	привысоких давлениях и к.п.д.
Диаметральный вентилятор			1,0...2,0	2,5 . 4,0	высокие расходы при малых давлениях

Рис. 8.33. Обзор конструктивных исполнений вентиляторов [1] (окончание).

8.4.1.4. Потребляемая мощность

Мощность P_{LU} на валу вентилятора можно вычислить по формуле:

$$P_{Lu} = \frac{V \cdot \Delta p_{ges}}{\eta_{ges}}.$$

где Δp_{ges} – общая разность давлений, Па

V – объемный расход воздуха, м³/час

η_{ges} – к.п.д. вентилятора согласно диаграмме либо по данным производителя.

▸ *Пример расчета 8.13*

Какова потребная мощность на валу вентилятора, если его объемная подача (производительность) составляет 5000 м³/час, вычисленная разность давлений Δp = 250 Па, а указанный производителем коэффициент полезного действия η_{ges} = 0,67?

▸ *Решение*

$$P = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta} = \frac{5000\ \text{м}^3 \cdot 250\ \text{Па}}{\text{час} \cdot 0{,}67} \left[\frac{\text{Н}}{\text{Па м}^3} \frac{\text{Вт с}}{\text{Нм}} \frac{\text{час}}{3600\ \text{с}} \right] = 519\ \text{Вт}.$$

8.4.1.5. Параллельное и последовательное включение

В вентиляционных установках в силу определенных производственных условий либо по соображениям техники безопасности можно использовать и более одного вентилятора. Тогда представляется особенно важным знание всего рабочего процесса в том или ином канале. Вентиляторы, как и насосы в качестве аналогичных конструкционных элементов в теплотехнике и технологии подготовки воды, работают – в зависимости от поставленной задачи – в параллельной либо последовательной схеме. В диаграмме вентилятора с построенной общей характеристической кривой можно отобразить и способ его функционирования.

Параллельная работа двух вентиляторов

При параллельном включении двух вентиляторов идентичного исполнения достигается вдвое более высокий объем подачи.

При этом общую характеристику (рис. 8.34) получают путем суммирования потоков, подаваемых при одинаковой разности давлений ($V_{общ} = V_1 + V_2$).

Последовательно включенные вентиляторы

Удвоение разности давлений достигается при посследовательном соединении двух вентиляторов одинаковой конструкции.

Общую характеристику вентиляторов получают путем сложения разностей давлений при одном определенном объемном расходе (рис. 8.35).

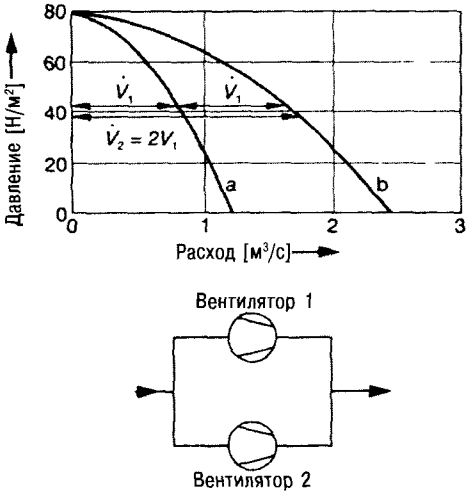


Рис. 8.34. Общая характеристика двух вентиляторов в параллельной схеме [1]:
а – кривая вентилятора;
б – результирующая характеристика.

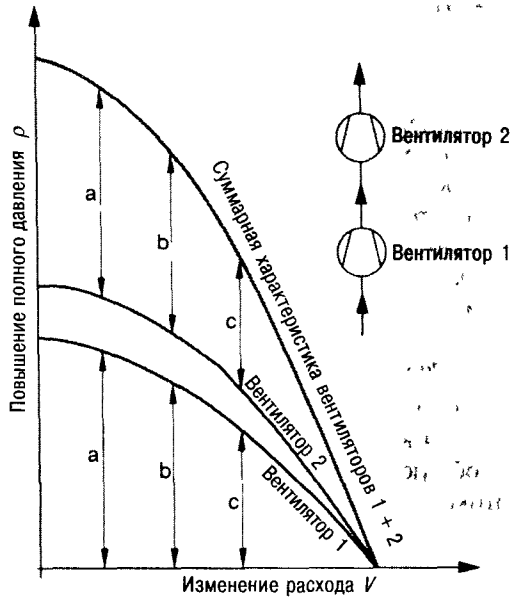


Рис. 8.35. Общая характеристика двух последовательно включенных одинаковых вентиляторов [1].

8.4.2. Теплообменники

Эти элементы всегда используются в тех случаях, когда для подготовки воздуха требуется его нагрев или охлаждение. Теплообмен осуществляется через теплопередающую поверхность, которая – в зависимости от качества воздуха – изготавливается из разных материалов.

В подогревателе воздуха необходимую энергию передает среда, отдающая тепло (теплоноситель), а в охладителе, соответственно, среда, поглощающая тепло (хладагент).

Теплообменник представляет собой компактный узел, предлагаемый как в качестве отдельного устройства, так и в виде блока, встраиваемого в центральную воздушную систему. Теплообменники состоят обычно из труб с пластинчатым оребрением, обеспечивающих увеличение теплопередающей поверхности. При повышенных требованиях к производительности можно включить последовательно друг за другом несколько рядов труб.

$$Q = k \cdot A \cdot \vartheta_m \Rightarrow A = \frac{Q}{k \ \vartheta_m},$$

где A – теплопередающая поверхность

k – коэффициент теплопередачи

$\Delta\vartheta_m$ – средняя логарифмическая разность температур.

Какие именно материалы для труб и пластин будут использованы, зависит преимущественно от свойств воздуха (не в последнюю очередь от его агрессивности).

8.4.2.1. Воздухонагреватели

Теплоносители

В качестве теплоносителей находят применение следующие среды: нагнетаемая насосом теплая вода (PWW), горячая вода (HW), пар или – для небольших систем – также и электрическая энергия.

Критерии выбора воздухонагревателей

Выбор нагревателя осуществляется на основе представленной производителем технической документации (рис. 8.36) с учетом требуемой мощности теплофикационного регистра (Q_{HR}), предполагаемого расхода воздуха (объемного потока) и имеющегося в распоряжении теплоносителя.

Воздухоподогреватели исполняются обычно в виде снабженных ребрами змеевиков из разных материалов (это могут быть, например, алюминиевые пластины на медной трубе). Решающими факторами при выборе материала являются качество воздуха, потребная производительность и габаритные размеры устройства.

Схема поперечного потока

Для высокой мощности теплопередачи можно последовательно друг за другом включить несколько рядов труб, причем для улучшения теплообмена воздух в устройстве протекает поперек потока теплоносителя (перекрестный или поперечный поток; рис. 8.37). В технике кондиционирования воздуха воздухонагреватели используются как для предварительного (первичного), так и для последующего (вторичного) подогрева.

Нагреватели воздуха могут поставляться в виде отдельных устройств либо блоков, встраиваемых в центральную систему кондиционирования воздуха.

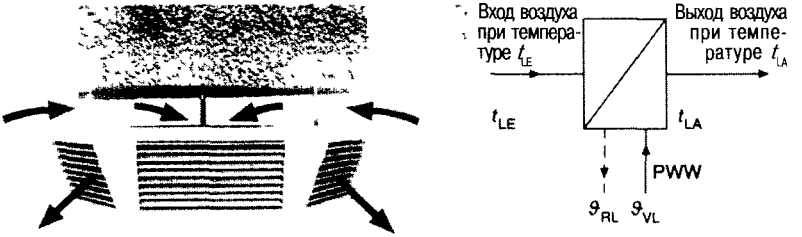


Рис. 8.36. Выдержка из технической документации производителя, используемой при выборе воздухонагревателя.

	Тип	Агрегат с осевым вентилятором									
	Скорость вращения (об/мин)	900		700		500		300		100	
	Объемный расход (м³/час)	2100		1600		1200		700		250	
		t_{LE} °C	Q кВт	t_{LA} °C	Q кВт	t_{LA} °C	Q кВт	t_{LA} °C	Q кВт	t_{LA} °C	Q кВт	t_{LA} °C
Нагрев	PWW 50/40	5	17,1	28	14,1	30	11,6	32	7,7	36	3,3	42
		10	14,7	30	12,2	32	9,9	34	6,7	38	2,9	43
		15	12,3	32	10,3	34	8,4	36	5,6	39	2,4	44
		20	9,9	34	8,3	36	6,8	37	4,6	40	2,0	44
	PWW 60/50	5	21,7	35	18,0	37	14,6	40	9,7	44	4,0	51
		10	19,3	37	16,0	39	13,0	41	8,6	46	3,6	52
		15	16,9	39	14,0	41	11,4	43	7,6	47	3,2	53
		20	14,6	41	12,1	43	9,9	45	6,6	48	2,8	54
	PWW 70/50	5	22,9	36	19,0	39	15,5	42	10,4	48	4,5	56
		10	20,5	38	17,0	41	13,9	44	9,4	49	4,1	57
		15	18,1	40	15,1	43	12,3	45	8,3	50	3,6	58
		20	15,7	42	13,1	45	10,8	47	7,3	51	3,2	59
	PWW 80/60	5	27,6	42	22,9	46	18,6	49	12,4	55	5,3	65
		10	25,2	45	20,9	48	17,0	51	11,3	57	4,8	66
		15	22,8	47	18,9	50	15,4	53	10,3	58	4,4	67
		20	20,4	49	16,9	52	13,8	55	9,3	60	4,0	68

Пятиступенчатый переключатель (ступени 1– 5)	Скорость вращения (об/мин)	Объемный расход (м³/час) при общей разности наружных давлений (Па)					
		0 Па	10 Па	20 Па	30 Па	50 Па	80 Па
1	900	2100	1900	1650	1500	1300	700
2	700	1600	1400	1300	1150	700	
3	600	1400	1150	1000	700		
4	500	1200	900	500			
5	300	700	350				

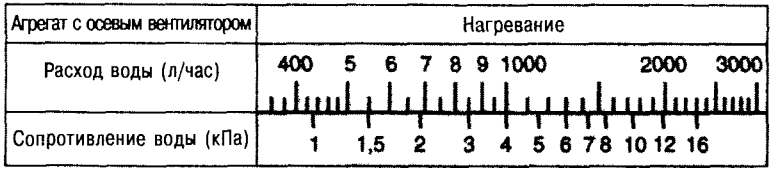


Рис. 8.36. Выдержка из технической документации производителя, используемой при выборе воздухонагревателя (окончание).

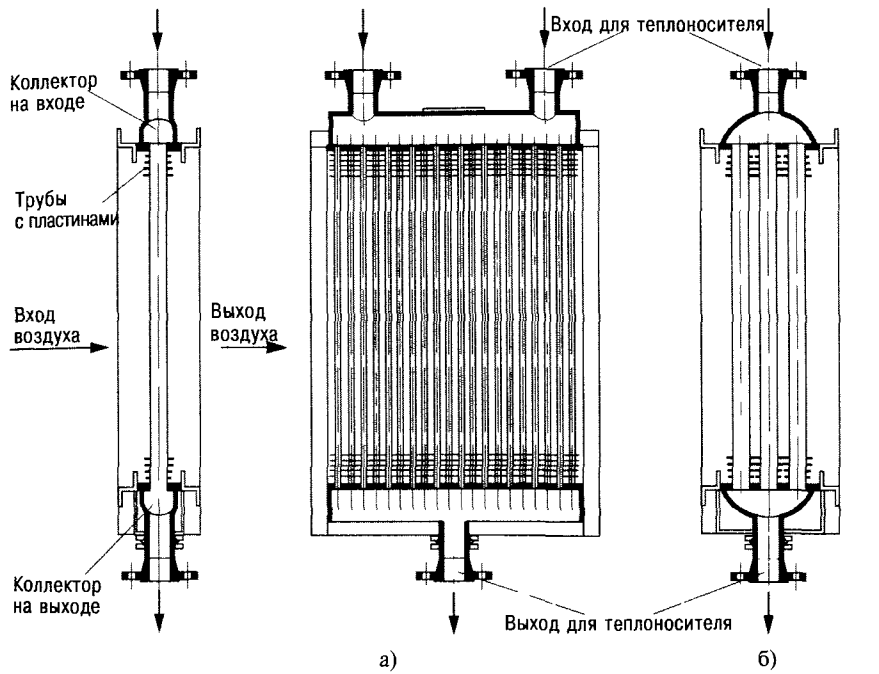


Рис. 8.37. Воздухонагреватель из пластинчатых труб, для пара [1]: а – с одним рядом труб; б – с тремя рядами труб.

Монтаж воздухонагревателей на стене или на потолке

Устройства для нагрева воздуха (рис. 8.38 и 8.39) предлагаются как в настенном, так и в потолочном исполнениях, что позволяет по-разному использовать их в зависимости от существующих условий. Такие нагреватели могут работать и с циркулирующим, и со смешанным воздухом (комбинированные установки)[1].

При проектировании необходимо – наряду с тепловой мощностью теплообменника-нагревателя Q_{HR} и объемным расходом циркулирующего или, соответственно, смешанного воздуха – принимать во внимание прежде всего распределение температур в подлежащем отоплению пространстве, а также движение воздуха в рабочей зоне пребывания людей.

При этом благоприятное распределение температур – наряду с достаточной циркуляцией воздуха (коэффициент воздухообмена) – достигается также за счет того, что благодаря особому исполнению выпускного отверстия максимально большой объем (вторичного) воздуха помещения интенсивно смешивается с поступающим (первичным) теплым воздухом (см. рис. 8.40).

[1] Подобное оборудование предлагает Rover. – *Прим. ред.*

Рис. 8.38. Цеховой воздухонагреватель для потолочного монтажа с жалюзийной заслонкой для вторичного воздуха, рассчитанный на любую настройку направления нагнетания — от горизонтальной до вертикальной [3].



а) б)

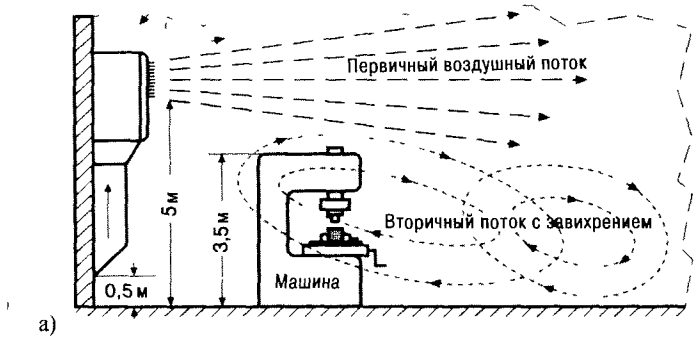
Рис. 8.39. Водяной теплообменник-нагреватель [3]:
а — конструкция из двух рядов медных труб с алюминиевыми пластинами Cu/Al. Прессовое соединение труб и пластин путем расширения медной трубы;
б — исполнение «сталь на стали» с эллиптической центральной трубой, подвергнутой горячему цинкованию для достижения прочного металлического соединения между трубой и ребрами.

Поддержание определенных скоростей движения воздуха в зоне работы человека не в последнюю очередь зависит от места расположения (точки подвеса) устройства, дальности забрасывания (дальнобойности) струи воздуха и скорости подачи у этого устройства. Здесь немаловажную роль играют рекомендации со стороны производителя соответствующего оборудования (рис. 8.41).

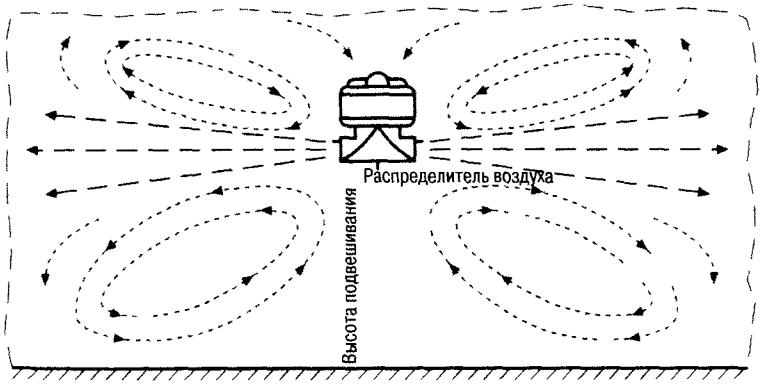
Указания по проектированию

Теплообменники в центральной воздушной системе по своим размерам подгоняются к другим конструкционным блокам (модулям). Они состоят из рамы и унифицированного теплообменного блока.

Если воздухонагреватели работают с наружным воздухом, придется позаботиться о защите устройств от замерзания при низких температурах окружающей среды. Во избежание обледенения воздухонагревателя могут быть приняты, в частности, следующие меры.

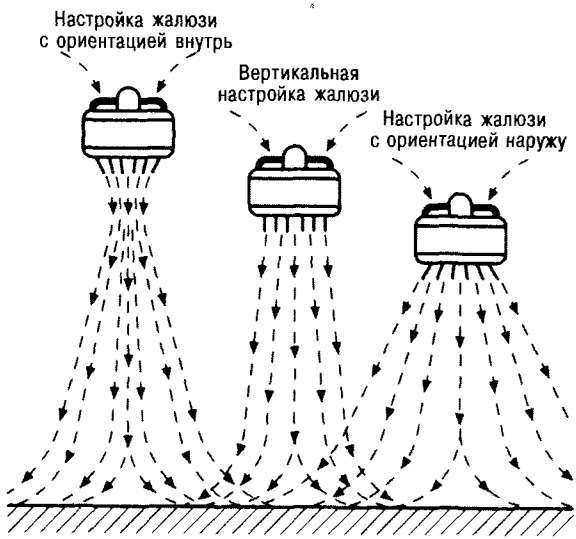


а)

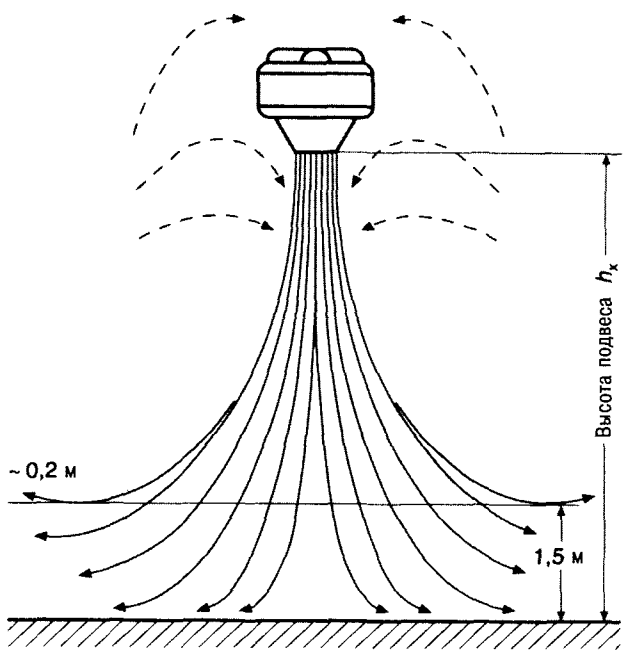


б)

Рис. 8.40. Расположение и свойства приточных отверстий для подачи воздуха [16].



а)



б)

Рис. 8.41. Высота подвеса и движение воздуха на примере потолочного устройства с реактивным соплом [16]
а – покрываемая площадь действия в зависимости от настройки жалюзи,
б – высота подвеса.

Защита воздухонагревателя от обледенения

- вода в качестве теплоносителя замещается подходящим средством против замерзания (например, раствором этиленгликоля);
- теплофикационные регистры оснащаются термодатчиком, который в случае понижения температуры окружающего воздуха ниже определенной величины блокирует подачу последнего в помещение;
- применяются также некоторые антифризные схемы (рис. 8 42).

См. здесь также специальное издание «Техника регулирования».

Приточное вентиляционное устройство в системе отопления с использованием нагнетаемой теплой воды (PWW)

▸ *Пример расчета 8.14*

Критерии выбора системы воздушного отопления, работающей в режиме смешанного воздуха

Выставочный зал размерами 12 м × 15 м × 4 м зимой нуждается в воздушном отоплении. Для этой цели предполагается использовать отдельные устройства с потолочным монтажом. Вычислен расход тепла 15 кВт, нагрев должен производиться в режиме смешанного воздуха, причем доля свежего воздуха должна составлять порядка 1000 м³/час. Мощность теплообменника-нагревателя принята из расчета на наружную температуру 5°C. Желательная температура воздуха в помещении 20°C.

Вычислить:

а) необходимый объемный расход приточного воздуха в м³/час,

б) объемный расход циркулирующего воздуха в м³/час,

в) число приборов воздушного отопления, если каждый из них способен охватить площадь около 40 м²,

г) мощность теплообменника-нагревателя для каждого из приборов в кВт;

д) для нагревания предлагается нагнетаемая теплая вода температурой 80/60°C.

Спрашивается, на какой расход горячей воды (л/час) можно рассчитывать?

▸ *Решение*

К п. а)

Выбор избыточной температуры из табл. 6.5: $\Delta\vartheta_u = 10$ K.

Объемный расход приточного воздуха получаем на основе **тепловой** нагрузки:

$$V_{ZU} = V_{ZU} = \frac{Q_H}{c_p \ \Delta\vartheta_u} = \frac{15\,000 \text{ Вт м}^3\text{K}}{0{,}35 \text{ Вт ч } 10 \text{ K}} = \mathbf{4286 м^3/час}, \text{ где } c_p = 0{,}35 \left[\text{Вт} \cdot \text{ч/м}^3 \cdot \text{K}\right]$$

$V_{ZU} > V_{AU}$ — работа со смешанным воздухом.

К п. б)

Объемный расход рециркуляционного воздуха составит

$V_{UM} = V_{ZU} - V_{AU} = (4286 - 1000)$ м³/час = **3286 м³/час**

К п. в)

Число приборов воздушного отопления

$$n = \frac{A_{полное}}{A_{прибора}} = \frac{12 \cdot 15\,м^2}{40\,м^2} = \mathbf{5\ приборов}$$

К п. г)

$Q_{HR} = V_{ZU} \cdot c_p \quad (\vartheta_{ZU} - \vartheta_{MI})$,

где температура смеси воздушных потоков:

$$\vartheta_{MI} = \left(\frac{3286 \cdot 20 + 1000 \quad 0}{4286}\right)°C = 15{,}3°C$$

$\vartheta_{MI} = 15{,}3°C$

$Q_{HR} = 4286$ м³/час 0,35 Вт ч/м³ K (30 − 15,3) K

$Q_{HR} = 22{,}1$ кВт − мощность одного прибора: **4,4 кВт**

К п. д)

Расход нагнетаемой теплой воды на все приборы при разности температур от входа до выхода воды $\vartheta = 20°C$

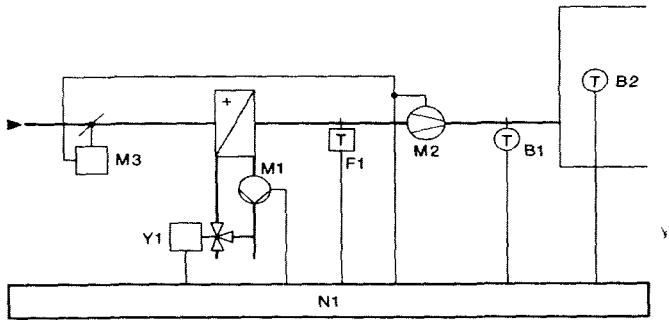


Рис. 8.42. Регулировка температуры с защитой от замерзания для работы с наружным воздухом:
B1 − датчик/минимальный ограничитель приточного воздуха;
B2 − датчик температуры в помещении,
F1 − противоморозный термостат,
M1 − центробежный насос системы отопления,
M2 − двигатель с клапанным газораспределением,
M3 − клапанный двигатель;
N1 − управляющее устройство;
Y1 − клапан системы отопления.

$$m_{PWW} = \frac{22\,100\ \text{Вт}}{1{,}163\dfrac{\text{Вт ч}}{\text{кг K}}\ 20\ \text{K}} = 950\ \text{кг/час} \approx \mathbf{950\ л/час}$$

8.4.2.2. Воздухоохладители

Воздушно-технические установки для охлаждения помещений относятся в большинстве случаев к системам более чем с одной функцией воздухоподготовки, ибо с этим процессом часто связано и удаление влаги из воздуха.

В принципе конструктивное исполнение охладителей воздуха такое же как у воздухонагревателей. Хладагент протекает по снабженным ребрами трубам, обдуваемым потоком воздуха. В качестве охлаждающей среды находят применение – в зависимости от поставленной задачи – и нагнетаемая холодная вода, и так называемый «раствор этиленгликоля» (вода со специальными добавками) или же различные фреоны.

Интенсивное охлаждение помещения, как правило, необходимо летом, но в силу тех или иных технологических причин может потребоваться и в другое время года. Охлаждающее оборудование предлагается как в виде отдельных устройств для децентрализованной обработки воздуха, так и в виде вставных блоков центральных систем кондиционирования.

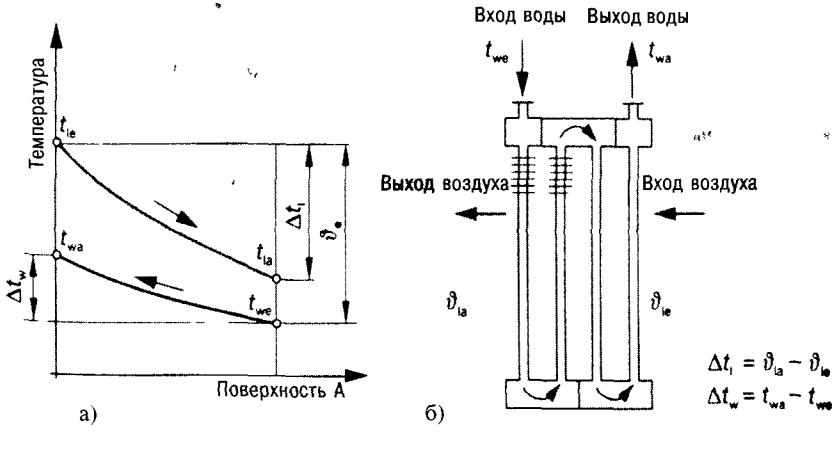


Рис. 8.43. Охлаждение воздуха в перекрестном потоке и изменение температуры на поверхности охлаждения [1]:
а – диаграмма температуры охладителей поверхностного типа;
б – схема охладителя поверхностного типа.

Хотя охлаждение воздуха в большинстве случаев протекает с образованием конденсата, т.е. как уже упоминалось выше, соответствующие системы должны обладать сразу несколькими функциями обработки воздуха, мы коротко остановимся здесь именно на достижении эффекта охлаждения с помощью хладагента.

На рис. 8.43 представлены охлаждение воздуха в перекрестном потоке и температурная характеристика поверхности охлаждения.

Хладагенты

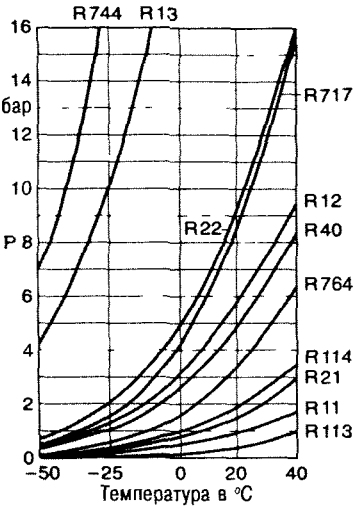
Хладагенты отличаются от всех прочих веществ тем, что они способны испаряться при малых давлениях и очень низких температурах.

С учетом разных требований к процессу охлаждения предлагается множество самых различных хладагентов (см. табл. 8.11). Холодильный агент R22 подробно описан в табл. 8.12.

«Подготовка» хладагента осуществляется в холодильной машине, которая всегда работает в замкнутой системе циркуляции (рис. 8.44).

Таблица 8.11. Хладагенты (выборочно) и кривые давления пара [13]

Хладагенты	Химическая формула	Условное обозначение	Группа опасности	Температура кипения, °C	Критическая температура, °C	Критическое давление, бар, избыточного давления
Неорганические вещества						
двуокись углерода	CO_2	R 744	1	–78,5	31,0	75,0
аммиак	NH_3	R717	2	–33,4	132,4	115,4
двуокись серы	SO_2	R 764	2	–10,0	157,5	80,4
вода	H_2O	R 718	1	+100	374,2	225,4
Углеводороды						
этилен	C_2H_4	R 1150	3	–103,5	9,5	51,6
этан	C_2H_6	R 170	3	–88,6	32,2	50,0
пропан	C_3H_8	R 290	3	–42,6	96,8	43,4
изобутан	C_4H_{10}	R 600a	3	–10,2	133,7	37,7
Галогенные хладагенты						
трифтормонохлорметан	CF_3Cl	R 13	1	–81,5	28,8	39,4
бромтрифторметан	$CBrF_3$	R 13 B 1	1	–57,8	67,0	40,5
дифтормонохлорметан	CHF_2Cl	R 22	1	–40,8	96,0	50,3
пентафтормонохлорэтан	C_2F_5Cl	R 115	1	–38	80	33
дифтордихлорметан	CF_2Cl_2	R 12	1	–30,0	112,0	42,0
метилхлорид	CH_3Cl	R 40	2	–24,0	143,0	68,1
тетрафтордихлорэтан	$C_2F_4Cl_2$	R 114	1	+3,5	145,7	33,4
монофтордихлорэтан	$CHFCl_2$	R 21	1	+8,9	178,5	52,7
трихлормонофторметан	$CFCl_3$	R 11	1	+23,7	198,0	44,6
трифтортрихлорэтан	$C_2F_3Cl_3$	R 113	1	+47,6	214,1	34,8
Азеотропные смеси						
49% R 22 + 51% R 115		R 502	1	–45,6		



Характеристические кривые давления пара у некоторых хладагентов.

Таблица 8.12. Таблица свойств водяного пара для R 22 [11]

ϑ, °C	p, бар	v', л/кг	v'', кДж/кг	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	r, кДж/кг
– 10	3,55	0,76	65,4	188,1	401,2	213,1
– 8	3,81	0,76	61,2	190,4	402,0	211,5
– 6	4,08	0,76	57,2	192,8	402,7	209,9
– 4	4,36	0,77	53,6	195,2	403,5	208,3
– 2	4,66	0,77	50,3	197,6	404,2	206,6
0	4,98	0,78	47,2	200,0	404,9	204,9
2	5,31	0,78	44,3	202,4	405,6	203,2
4	5,66	0,78	41,7	204,8	406,3	201,5
6	6,02	0,79	39,2	207,2	407,0	199,7
8	6,40	0,79	36,9	209,7	407,6	198,0
10	6,80	0,80	3,47	212,1	408,3	196,2
12	7,22	0,80	32,8	214,5	409,0	194,3
14	7,66	0,81	30,9	217,0	409,5	192,5
16	8,11	0,81	29,2	219,4	410,1	190,6
18	8,59	0,82	27,6	221,9	410,6	188,7
20	9,08	0,82	26,0	224,3	411,2	186,8
25	10,41	0,84	22,7	230,5	412,4	181,9
30	11,8	0,85	19,8	236,7	413,5	176,8
35	13,50	0,87	17,3	242,9	414,4	171,5
40	15,27	0,88	15,2	249,2	415,2	166,0
45	17,21	0,90	13,3	255,6	415,8	160,2
50	19,33	0,92	11,8	262,0	416,1	154,1
55	21,64	0,95	10,3	268,6	416,2	147,6
60	24,15	0,97	9,0	275,4	416,0	140,6

ϑ — температура; p — абсолютное давление; v' — удельный объем жидкостей; v'' — удельный объем пара, h' — энтальпия жидкости; h'' — энтальпия пара; r — теплота парообразования.

Охлаждение воздуха с помощью компрессионной холодильной машины

Требуемый охлаждающий эффект достигается здесь в специальном конструкционном элементе – испарителе. Теплота, необходимая для испарения, при так называемом прямом охлаждении берется из воздуха. В случае же холодильных установок непрямого действия для охлаждения воздуха используется промежуточная среда (например, холодная вода). При этом последняя также циркулирует в замкнутом цикле, а ее оборотное охлаждение опять-таки возможно с помощью испарителя холодильной машины.

Отвод тепловой мощности с помощью конденсатора

Отличительной особенностью такого способа охлаждения является то, что здесь посредством конденсатора отводится тепло, количество которого превышает теплоту парообразования: $Q_C = Q_O + P$. Отводимое в конденсаторе тепло согласно закону сохранения энергии представляет собой сумму теплоты парообразования и подаваемой на компрессор тепловой мощности! На рис. 8.44 и 8.45 отображены способы прямого и косвенного охлаждения воздуха с помощью холодильной машины.

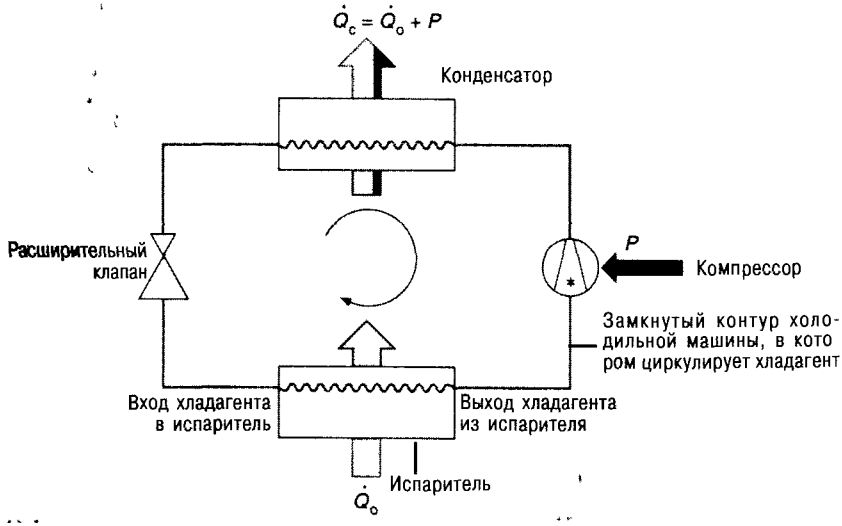
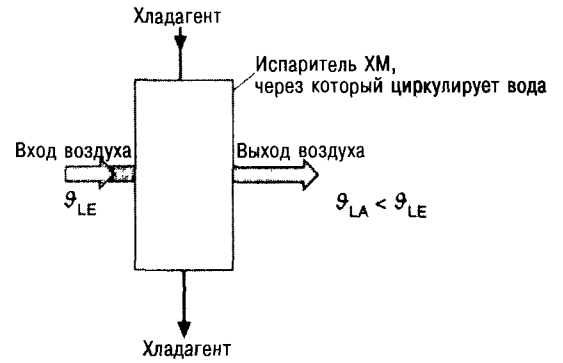


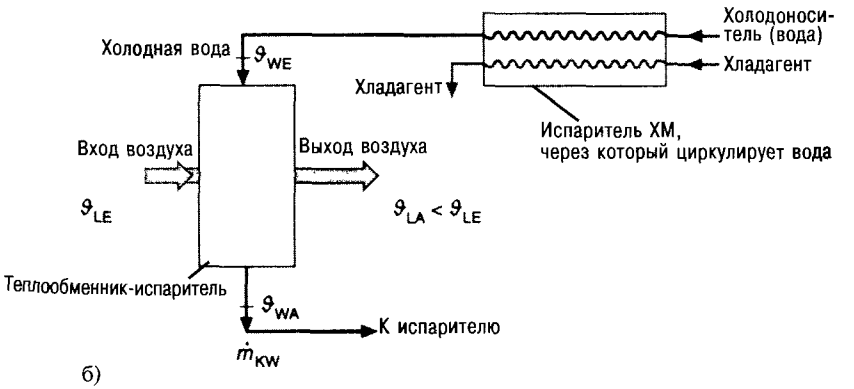
Рис. 8.44. Холодильный цикл на примере компрессионной холодильной машины, когда охлаждаемый воздух проходит непосредственно через испаритель холодильной машины (способ непосредственного, или прямого, охлаждения).

Во время процесса охлаждения воздух выделяет воду в виде конденсата. Поэтому в соответствующих системах кондиционирования воздуха предусмотрено специальное оборудование для улавливания (сборники конденсата) и отвода (специальные трубопроводы) конденсационной воды во внутреннюю канализацию здания.

К системам кондиционирования воздуха, оснащенным компрессионными холодильными машинами, относятся, например, охлаждающие установки агрегатного типа и устройства в напольном исполнении.



а)



б)

Рис. 8.45. Способы охлаждения воздуха:
а – прямой способ охлаждения воздуха холодильной машиной (охлаждаемый воздух проходит прямо через испаритель холодильной машины),
б – косвенный способ охлаждения воздуха (охлаждаемый воздух проходит через теплообменник-охладитель, в свою очередь охлаждаемый водой, которая циркулирует и доводится до нужного состояния в испарителе)

8.4.3. Воздушные фильтры

Задачи воздушных фильтров

В воздушно-технических установках фильтры используются в целях достижения определенной чистоты воздуха помещений и для защиты следующих за ними конструкционных блоков самой системы кондиционирования воздуха. Они призваны удалять из воздуха частицы пыли самых разных размеров (рис. 8.46), а также устранять возможно содержащиеся там грубо- и мелкодисперсные примеси, поглощать неприятные запахи и связывать присутствующие в качестве компонентов воздуха определенные вредные газообразные вещества.

Классификация таких фильтров осуществляется на основе целого ряда факторов (рис. 8.47).

Различают, в частности, следующие виды фильтров:

- по фильтрующему материалу – волоконные, металлические, из активированного угля;
- по степени осаждения (ДИН ЕН 779) – фильтры грубой очистки (G), фильтры тонкой очистки (F);
- по классу фильтрации (ДИН 24 185, ч. 2) – EU (Eurovent) 1 (фильтры грубой очистки, EU 2...4 (фильтры тонкой очистки), EU 5...9 (суперфильтры сверхтонкой очистки), EU 10...18 (фильтры для осаждения мелкодисперсных примесей);
- по конструктивному исполнению – мешочные, рулонные, электронные.

Волоконные фильтры

Фильтры этого вида изготовлены из материалов, способных удерживать частицы пыли любого размера. В качестве фильтрующего материала здесь могут использоваться волокнистые массы, стекловолокна или волокна из натуральных продуктов.

В централизованных системах кондиционирования воздуха чаще всего применяют мешочные фильтры, ибо они в наибольшей степени пригодны для удаления и удержания пыли из воздуха.

Обязательно надо обращать внимание на следующий факт: чем фильтр выше по классу фильтрации, тем с большим сопротивлением воздуха придется иметь дело. Соответствующие потери давления зависят, естественно, и от расхода воздуха: изготовитель обычно указывает их в форме диаграммы.

Сопротивление воздуха в волоконных фильтрах

При достижении определенной максимальной разности давлений, $\Delta p_{макс}$, указываемой производителем, фильтры подлежат замене. Для получения информации о состоянии фильтра используется дифференциальный манометр.

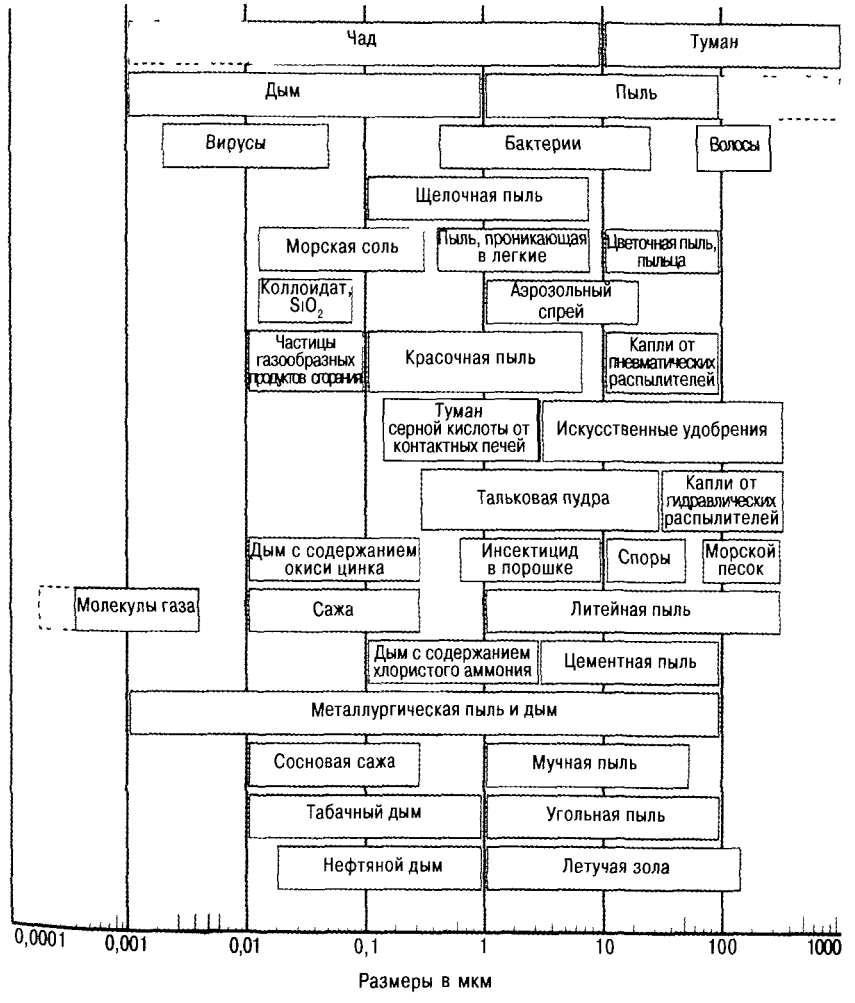


Рис. 8.46. Распределение содержащихся в наружном воздухе загрязняющих примесей по их размеру в мкм [12]

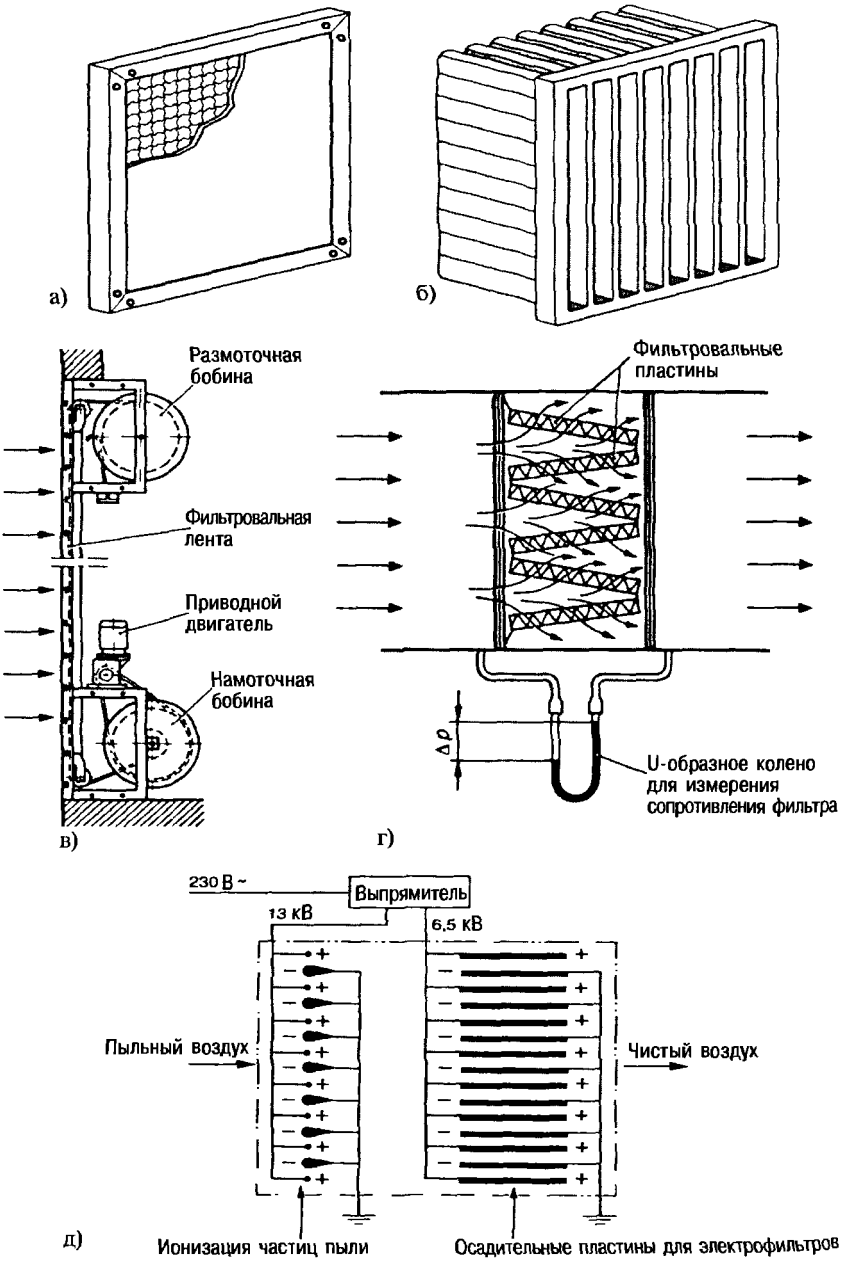


Рис. 8.47. Виды фильтров: а – волоконный фильтр [12]; б – мешочный фильтр [12]; в – автоматический рулонный фильтр [9]; г – фильтр для мелкодисперсных примесей в V-образном исполнении [9]; д – электронный фильтр [9].

Металлические фильтры

Металлические фильтры применяют чаще всего для удаления масел при очистке воздуха соответствующей загрязненности (например, кухонные пары в больших кухнях) Их преимущество состоит в том, что они не воспламеняемы и легко чистятся, т е при достаточном уходе могут использоваться неоднократно

8.4.4. Смесительные камеры

Потребность в применении смесительных блоков в системах кондиционирования воздуха возникает в тех случаях, когда работа планируется в режиме наружного воздуха и циркулирующего воздуха Такой способ с учетом экономии энергии, идущей на нагрев, предпочтителен зимой, а с учетом экономии энергии, идущей на охлаждение, – летом Достигаемая при этом экономия весьма внушительна, поскольку рециркуляционный воздух, по сути дела, уже вполне готов к использованию

Смесительные камеры

Регулирование отдельных объемных расходов осуществляется с помощью заслонок типа жалюзи, которые при необходимости снабжаются специальным приводом Изменение объемных расходов может потребоваться для регулировки температуры воздуха помещения, для подгонки отдельных компонентов общей массы воздуха при наружных температурах ниже 0°С либо в связи с использованием защиты от замораживания (См здесь также специальное издание «Техника регулирования»)

Воздушные заслонки в специальном исполнении в виде пожарных клапанов можно применять также в качестве устройств противопожарной защиты Их задача состоит в том, чтобы в случае пожара автоматически перекрыть подачу воздуха в каналы

8.4.5. Шумоглушители

Шумоглушители в значительной степени препятствуют передаче шумов, издаваемых (внутри и снаружи) вентиляционными установками

Уровень воздействующих на человека звуковых волн (воздушного шума) ограничен соответствующими техническими нормами и предписаниями (ДИН 1946, ч 2, VDI 2081, регламентации касательно оборудования рабочих мест с указанием допустимого уровня шума)

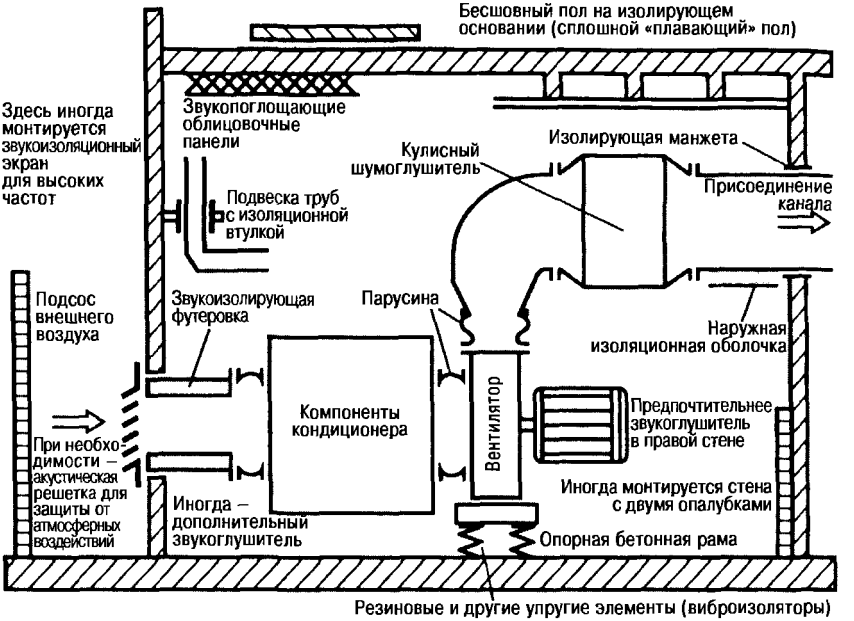


Рис. 8.48. Меры защиты от шума в помещениях технического назначения [3].

Причины шумов в системах кондиционирования воздуха

Самые сильные шумы издают, конечно, вентиляторы. Звуковые волны могут здесь проникать непосредственно в воздушный канал с передачей колебаний на сопряженные конструкционные элементы. Впрочем, причиной чрезмерно сильного шума становятся порой и сами воздушные течения, проходящие с максимальной скоростью по слишком узким каналам, в устройствах, неблагоприятных в гидродинамическом отношении, либо также в фасонных элементах.

На рис. 8.48 показаны рекомендуемые меры защиты от шума в помещениях технического назначения.

Снижение уровня шума

Снижения интенсивности передачи звука можно добиться в основном двумя способами:

- путем собственной амортизации через сеть каналов, т.е. когда материал канала поглощает шум за счет собственных колебаний; повороты и отводы подходящей формы также способны понизить уровень звука, например за счет его отражения;

- путем искусственных мер шумоглушения благодаря использованию соответствующих конструкционных элементов, например специальных шумоглушителей, а также облицовок для корпусов и каналов из звукопоглощающих материалов.

Шумоглушители можно классифицировать как по их исполнению, так и по принципу действия.

Классификация шумоглушителей по их конструкции

- пластинчатые глушители
- трубчатые глушители
- телефонные глушители (рис. 8.49а) и
- кулисные глушители (рис. 8.49б).

Классификация по принципу действия

- абсорбционные глушители
- отражающие глушители и
- мембранные абсорберы.

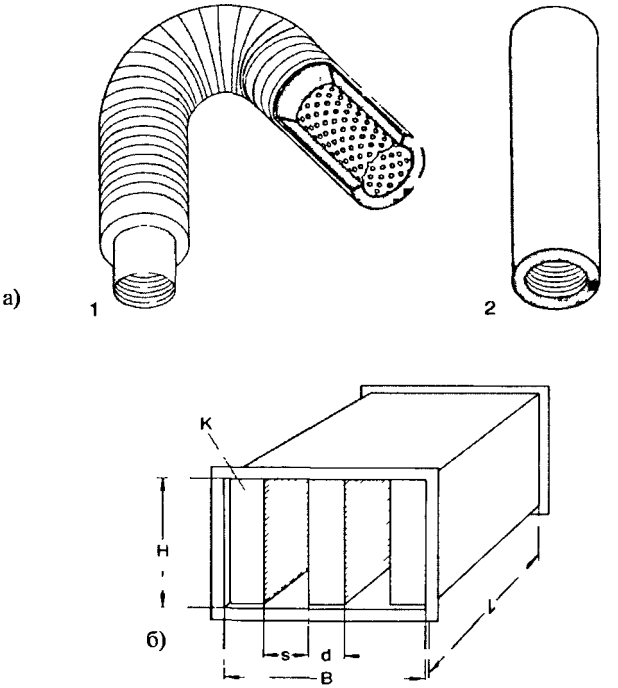


Рис. 8.49. а) Абсорбционные шумоглушители с гибкой металлической облицовкой (1) или в виде вставного элемента (2) [12]; б) Кулисный шумоглушитель [2]

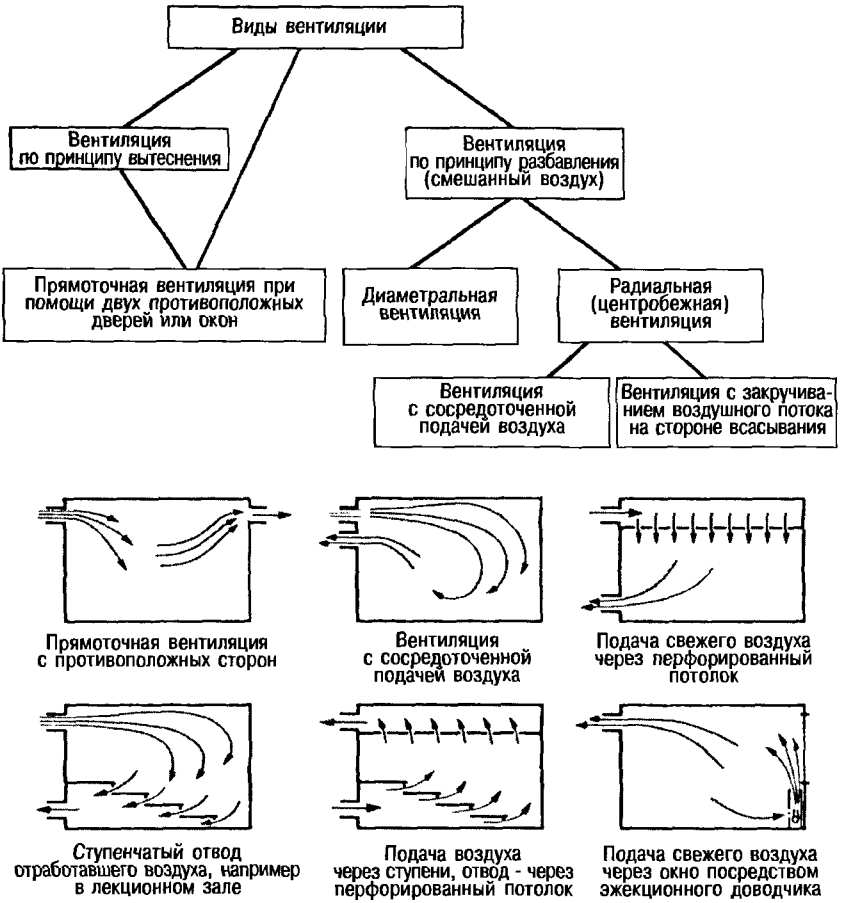


Рис. 8.50. Возможные способы подачи воздуха в помещения [5, 9].

Принцип действия абсорбционных шумоглушителей. Монтаж в промежуточном перекрытии

К абсорбционным шумоглушителям относятся наиболее часто используемые кулисные исполнения в централизованных воздушных системах и телефонные глушители для монтажа в присоединительных каналах на уровне промежуточного перекрытия.

Принцип действия таких устройств основан на том, что поступающие большие потоки воздуха разделяются в глушителях на меньшие потоки, и, таким образом, значительная часть звуковых волн «проглатывается» обладающими поглощающей способностью материалами.

8.4.6. Способы подачи и удаления воздуха

Выбор способа, как именно воздух будет направляться в помещение и выводиться из него, зависит от конкретных условий данного помещения. При планировании ни в коем случае нельзя упускать из виду некоторые весьма важные аспекты. Следует, в частности, позаботиться о том, чтобы в помещении достигалось хорошее смешивание свежего воздуха с воздухом помещения, воздух распределялся достаточно равномерно и обеспечивалось движение воздушных потоков по возможности без сквозняков (рис. 8.50).

В качестве примеров подачи воздуха в помещение рассмотрим вентиляцию, осуществляемую по принципу вытеснения и по принципу смешивания.

Вентиляция по принципу вытеснения

В этом случае приточный воздух равномерно проходит через специальные небольшие отверстия в поверхностях элементов здания (например, в потолке), далее столь же равномерно проходит через все помещение и покидает его с противоположной стороны.

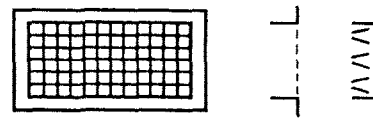
Такой способ находит применение преимущественно в так называемой технике чистого пространства

Вентиляция по принципу разбавления или смешивания

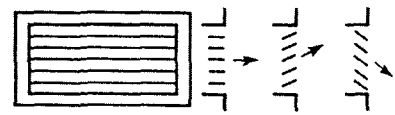
Вентиляция, осуществляемая по принципу разбавления или смешивания, достигает высокого индукционного эффекта, возникающего в результате того, что воздух подается вдоль потолка и вплотную к нему, а после «прилегания» к стене (Коанда-эффект) проходит через помещение в виде аэродинамического вала. Благодаря этому обеспечивается отличное смешивание приточного воздуха с воздухом помещения.

То, каким способом воздух подается в помещение, в значительной мере определяет особенности протекания его через помещение, создавая в конечном счете желаемое качество атмосферы в зоне пребывания людей. Чем выше требования к комфортности помещения, тем лучше должно быть смешивание приточного воздуха с воздухом помещения. Входные и выходные проемы при этом могут быть оснащены устройствами для регулирования объема воздуха (рис. 8.51).

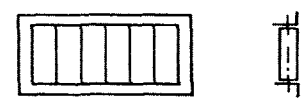
Перфорированная и проволочная решетка
– с регулированием расхода и без такового
– с использованием V-образных жалюзийных заслонок либо щелевых золотников



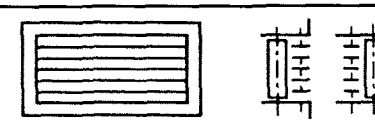
Решетка в стенке балки, с горизонтальными пластинами
– лопатки неподвижные или поворотные
– направление воздушного потока вверх и вниз



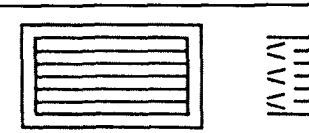
Решетка в стенке балки, с вертикальными пластинами
– лопатки неподвижные или поворотные
– направление потока справа и слева



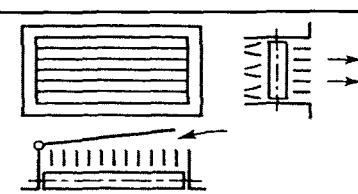
Решетка с двойным направлением воздуха, горизонтальным и вертикальным
– лопатки могут поворачиваться по отдельности или все вместе



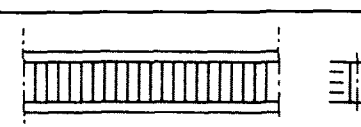
Решетка с одним направлением потока воздуха и регулировкой его расхода
– управление воздухом посредством горизонтальных лопаток
– регулировка расхода с помощью V-образных жалюзи



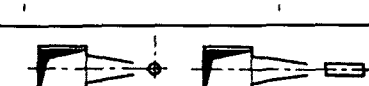
Решетка с двойным направлением потока и регулировкой расхода
– управление воздушным потоком посредством горизонтальных и вертикальных лопаток
– регулировка расхода с помощью V-образных жалюзи или регулировочной лопасти



Решетчатый прогон с вертикальными (или горизонтальными) лопатками, за которыми могут размещаться дополнительные пластины или регулятор расхода



Сопла
– круглые
– прямоугольные



Пластинчатые распределители воздуха
– однопластинчатые, стационарные или передвижные
– многопластинчатые



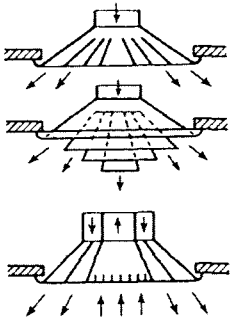
Рис. 8.51. Конструктивные исполнения устройств подачи и удаления воздуха [35

Распределительные конусы с круглым основанием

в потолке (плоское размещение)
- стационарные или передвижные
- с выпрямителем (выравнивающим устройством) и без него
- или с регулятором расхода

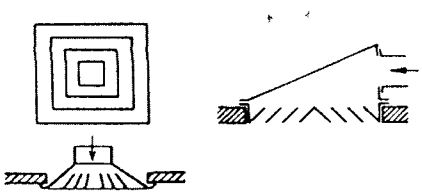
под потолком (выступающий монтаж)
- стационарные или передвижные

- с подсосом вытяжного воздуха

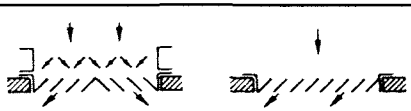


Квадратные распределители воздуха
- в потолке
- под потолком
- с присоединительной коробкой

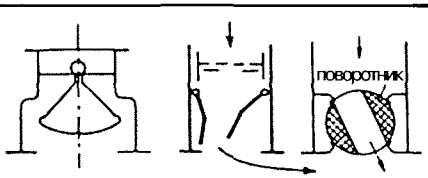
- регулируемые или стационарные



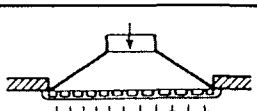
Прямоугольные распределители воздуха
- односторонние (в том числе для стен)
- двух- и четырехсторонние



Щелевые распределители
- с выпрямителем и без него
- или с регулятором расхода воздуха



Перфорированные пластины
- из листового металла, гипса и проч



Воздухораспределитель с завихрением воздушного потока
- в потолке
- под потолком
- (в том числе в полу)
- стационарные или передвижные

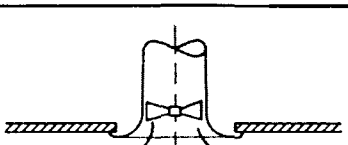


Рис. 8.51. Конструктивные исполнения устройств подачи и удаления воздуха [35] (окончание).

8.4.7. Решетки для защиты от атмосферных воздействий

Часто приходится наблюдать подсос окружающего воздуха со стороны наружной стены здания Предусмотренная защитная решетка (рис 8 52) должна препятствовать проникновению влаги или даже мелких животных в вентиляционную систему, поэтому она выполняется обычно по типу жалюзи (заслонок) либо в виде проволочной сетки Всасывающие отверстия – все равно, находятся ли они в наружной стене или в районе крыши ,должны быть ориентированы в направлении ветра, выходные же отверстия лучше обратить в сторону подсоса ветра. Если оба отверстия располагаются близко друг к другу, следует исключить вероятность их взаимного влияния

8.4.8. Запорные приспособления

Воздушные каналы, как правило, закрываются жалюзийными заслонками (рис. 8.53а), либо с помощью последних осуществляется регулирование объемных расходов воздуха (см здесь также п. 8.4.4). Относящиеся сюда клапаны имеют механизированное управление и в случае необходимости (при наличии особых требований в отношении пожарной безопасности) могут взять на себя и функцию противопожарных клапанов (рис 8.53б).

8.4.9. Воздушные каналы

Используемые каналы предназначены для подачи воздуха в помещения либо для забора его из помещений В рамках всей системы кондиционирования воздуха они образуют весьма существенный фактор стоимости, что вызывает самое пристальное внимание к выбору их размеров

Воздушные каналы могут изготавливать из разных материалов.

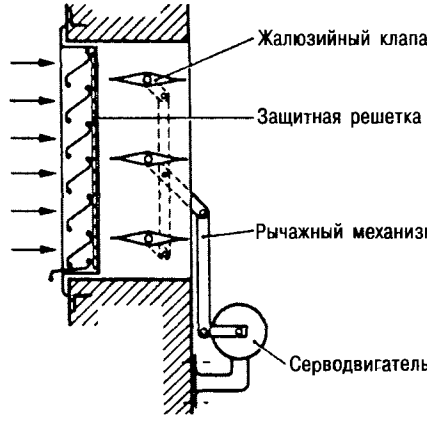
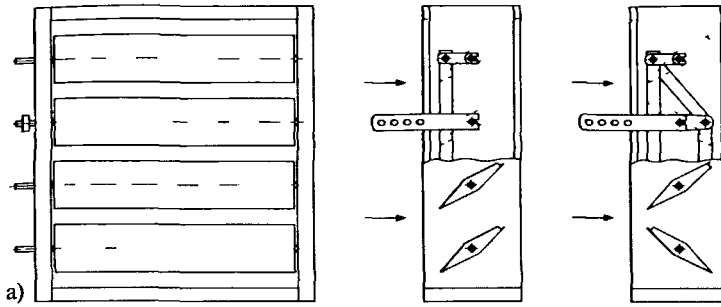


Рис. 8.52. Защитная решетка с жалюзийным клапаном, подсос наружного воздуха [9].



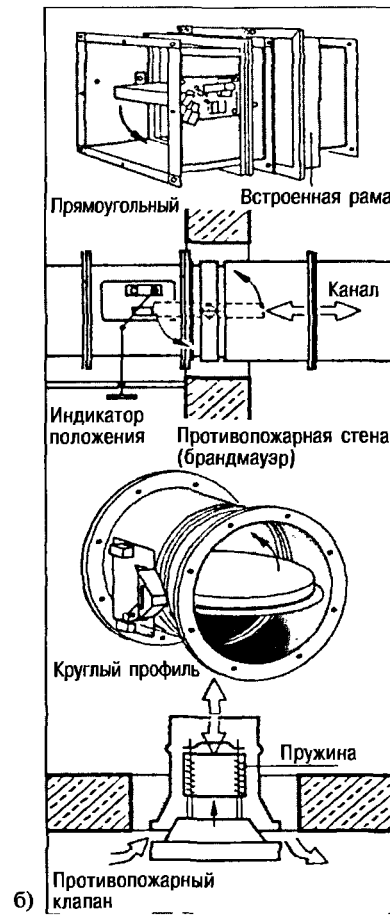


Рис. 8.53. а) Жалюзийный клапан в качестве механизма перекрытия воздушных потоков, б) противопожарные клапаны [35].

Таблица 8.13. Классы огнестойкости L для вентиляционных трубопроводов и **K** для запорных приспособлений по ДИН 4102, ч. 6 [7]

Класс L	Класс K	Длительность огнестойкости, минут[1]	Согласно LBO[3] требуется для зданий
–	–	–	до 2 полных этажей
L 30	K 30	≥30	3–5 полных этажей
L 60	K 60	≥ 60	>5 полных этажей
L 90	K 90	≥ 90	с повышенной
L 120	–	≥ 120	пожароопасностью[2]

Материалы для воздушных каналов

- оцинкованный стальной лист с разными формами поперечного сечения,
- алюминий или листовая медь для воздуха особого качества,
- фиброцемент, без содержания асбеста, во всем многообразии размеров и форм,
- сетка рабица (проволочное плетение на гипсе),
- пластмасса, например ПВХ, для агрессивного воздуха,
- гибкие шланги, находящие широкое применение, в частности, благодаря несложному монтажу, с диаметром до 400 мм.

Способ соединения воздушных каналов выбирается с учетом формы их поперечного сечения, материала, рабочих давлений и мер шумоглушения.

В отношении герметичности (допустимых утечек) могут выдвигаться разные требования. Воздушные каналы имеют определенные классы герметичности, которые, в свою очередь, определяются в зависимости от испытательных давлений (табл. 8.14).

Заклепки и винты в качестве соединительных элементов, естественно, не обеспечивают той степени плотности, какую способны создать сварка или фальцовка.

Как и другие распределительные трубопроводы внутри здания, воздушные каналы должны быть снабжены теплоизоляцией во избежание потерь тепла и образования конденсата. В качестве теплоизоляционных материалов часто используются маты из минеральной шерсти.

Таблица 8.14. Классы герметичности по нормам VDI 2080

Испытательное давление, Па	Допустимая утечка в л/с на 1 м² поверхности канала		
	1000	400	200
Класс 1	7,2	3,96	2,52
Класс II	2,4	1,32	0,84
Класс III	0,8	0,44	0,28
Класс IV	0,27	0,15	0,093

[1] Иные требования в отношении противопожарных стен, коридоров общего доступа и переборок разного рода.

[2] В высотных домах, иногда в зданиях особого исполнения и назначения.

[3] LBO – Строительные правила земель, Германия.

8.5. Регенерация тепла в системах кондиционирования воздуха

Контролируемая вентиляция квартиры

Действующий закон об обязательной экономии энергии вновь и вновь заставляет задумываться о том, где именно при эксплуатации инженерного оборудования здания возможны и технически реализуемы те или иные способы выполнения зафиксированных в этом законе требований. Известно при этом, что любая отопительная система является одним из самых крупных потребителей энергии в отапливаемом здании. Для снижения потерь тепла из-за теплопередачи через наружные ограждения, согласно постановлению о тепловой защите зданий, уже давно практикуется поэтапное размещение необходимых теплоизоляционных материалов на соответствующих элементах строительных объектов. Частичного снижения расхода тепла, необходимого для подогрева вентиляционного воздуха, удается добиться за счет установки воздухонепроницаемых окон либо окон с контролируемым воздухообменом и низкими коэффициентами теплопроводности k. На случай расхода тепла в помещениях низкой энергоемкости потребуется контролируемая (приточная и вытяжная) вентиляция таких зданий. Как вариант здесь предлагается контролируемая вентиляция квартиры с регенерацией тепла. При этом система кондиционирования воздуха обеспечивает необходимый приток наружного и отвод отходящего воздуха при одновременном использовании теплосодержания отводимого воздуха для предварительного подогрева приточного воздуха. Регенераторы тепла могут действовать и в летнее время – условно в целях охлаждения воздуха помещения.

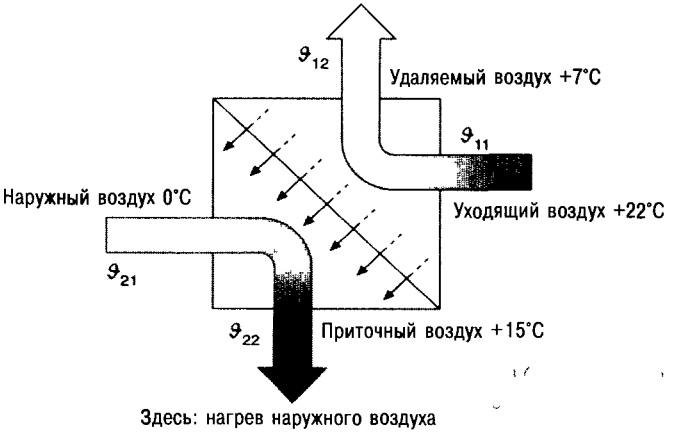


Рис. 8.54. Принцип регенерации тепла [7].

Следует, однако, заметить, что экономичная эксплуатация вентиляционных установок с регенерацией тепла возможна лишь при условии достаточно длительной их эксплуатации.

При этом – в зависимости от типа системы регенерации – достигаются следующие преимущества.

Преимущества регенерации тепла

- понижение расхода энергии, идущей на нагрев, и, следовательно, сокращение затрат на отопление;
- возможность выбора генератора тепла минимальной мощности, а поверхностей нагрева, трубопроводной сети – меньших размеров,
- возможность снижения летом количества энергии, идущей на охлаждение, что позволяет использовать охлаждающие установки меньшей мощности, что, в свою очередь, дает сокращение стоимости этих установок и затрат на их эксплуатацию,
- значительное улучшение качества воздуха помещения за счет увеличения нормы свежего воздуха на человека в час.

Полезная тепловая энергия

В зависимости от выбранной системы регенерации тепла, из отходящего воздуха может передаваться и использоваться как явное (ощутимое), так и скрытое (влажное) тепло. Какое процентное содержание энергии из отходящего воздуха может быть фактически передано, определяется с помощью коэффициента возвратного тепла и коэффициента возвратной влаги.

Критерии оценки систем регенерации тепла

Для оценки установок регенерации тепла можно использовать коэффициент возвратного тепла и коэффициент возвратной влаги:

$$\text{Коэффициент возврата тепла } \Phi = \frac{\text{разность температур наружного воздуха}}{\text{разность температур на входе}},$$

$$\Phi = \frac{\vartheta_{22} - \vartheta_{21}}{\vartheta_{11} - \vartheta_{21}},$$ если передается только явное тепло;

$$\Phi = \frac{h_{22} - h_{21}}{h_{11} - h_{21}},$$ если может передаваться и явное, и скрытое тепло;

$$\text{Коэффициент возвратной влаги } \psi = \frac{\text{изменение влагосодержания наружного воздуха}}{\text{разность величин влагосодержания на входе}},$$

$$\psi = \frac{x_{22} - x_{21}}{x_{11} - x_{21}}.$$

Соотношение массовых потоков

Значительное влияние на теплопередачу оказывает соотношение массовых потоков m_{AU}/m_{FO} (отношение массы наружного воздуха к массе удаляемого воздуха). Чем больше массовый поток удаляемого воздуха, тем благоприятнее оценка касательно регенерации тепла (рис. 8.55).

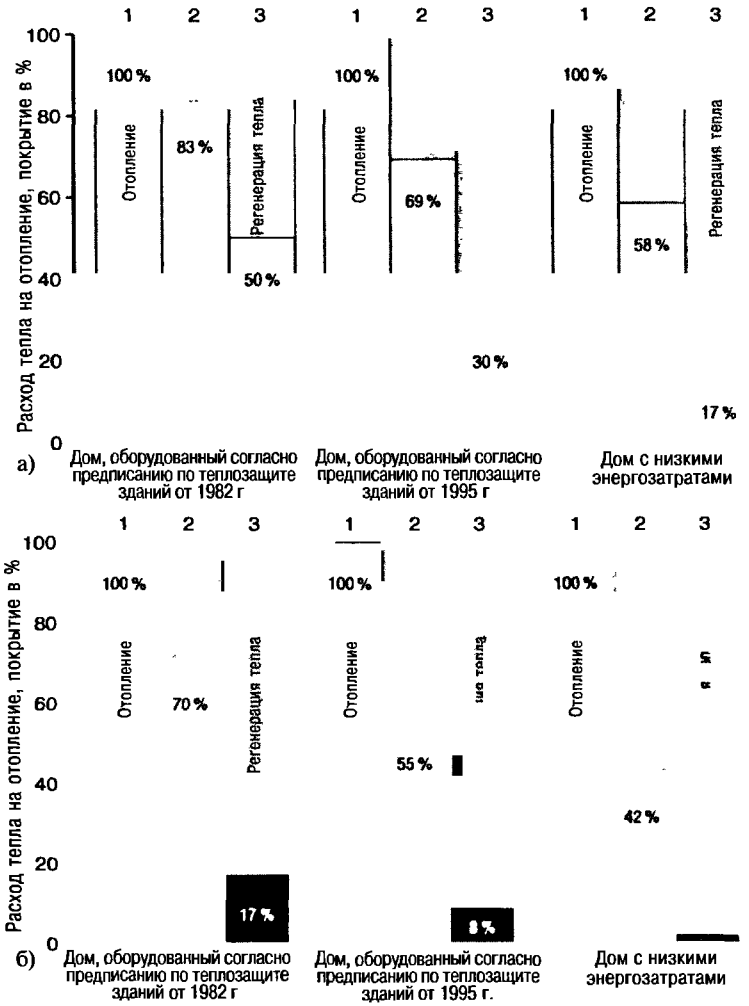


Рис. 8.55. Процентные показатели выработки тепла для отопления за счет его регенерации: 1 — без регенерации тепла; 2 — регенерация тепла с помощью теплообменника; 3 — регенерация тепла с помощью теплообменника и теплового насоса:

а) одноквартирный дом;

б) квартира в большом многоквартирном доме.

В качестве примера здесь можно привести контролируемую вентиляцию квартиры в домах с низкими энергозатратами. такая вентиляционная система способна сэкономить существенную часть тепловой энергии (тепла, необходимого для подогрева вентиляционного воздуха).

Требования к устройствам регенерации тепла

Каким требованиям должно отвечать устройство регенерации тепла, зависит от условий ее эксплуатации и особенностей монтажа.

Как уже упоминалось, существенная экономия энергии всегда ожидается там, где можно рассчитывать на длительную эксплуатацию установки.

Конструктивные исполнения устройств регенерации тепла

Согласно VDI 2071, л. 1, приведенные на рис. 8.56 способы регенерации тепла и исполнения соответствующих установок могут иметь заметные различия.

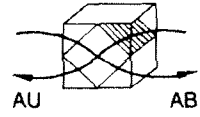
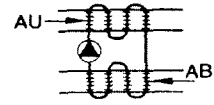
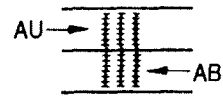
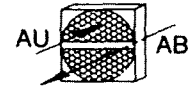
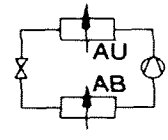
Категория	Название устройства	Конструктивная схема устройства (где AU – наружный воздух, AB – уходящий воздух)	Коэффициент возврата тепла, Φ
I	Рекуператор или теплообменник с поверхностью раздела		≈65% без влагообмена
II	Теплообменник перекрестного типа		40 70% без влагообмена
	Трубчатый теплообменник		50 70% без влагообмена
III	Ротационный теплообменник с аккумулированием гигроскопичной массы *либо без него*		65 90% небольшой влагообмен
IV	Тепловой насос		50 70% без влагообмена

Рис. 8.56. Устройства регенерации тепла и обзорная информация [7]

Регенерация тепла на примере контролируемой вентиляции квартиры

Экономия идущей на отопление энергии и, следовательно, самого топлива является в сфере сохранения природных ресурсов и сокращения выделения вредных веществ основным и наиважнейшим требованием, нашедшим свое отражение в соответствующем предписании по теплоизоляции зданий

Наряду с уменьшением потерь тепла при теплопередаче (теплопотерь через стеновые конструкции зданий) не последнюю роль играет также снижение расхода тепла в связи с вентиляцией (тепла, теряемого через швы оконных и дверных проемов или другие отверстия в наружной поверхности зданий).

Помимо достигаемой экономии энергии, следует упомянуть и ряд других преимуществ регенерации тепла.

Преимущества при использовании установок регенерации тепла

- повышение качества воздуха,
- уменьшение звукоизлучения и
- понижение затрат на отопление.

При проектировании систем регенерации тепла в жилом здании представляется целесообразным использовать принцип вытяжной вентиляции ($p_{\text{влажных помещении}} < p_{\text{жилых помещении}}$).

Подача воздуха в квартиры

Отходящий воздух отводится через так называемые влажные помещения – кухню, ванную, туалет (рис. 8.57). Из всех других помещений воздух по причине имеющегося разрежения отводится через соответствующие выпускные отверстия вблизи потолка. Свежий воздух отдельно подводится через жилые комнаты (рис. 8.58).

Расчет необходимых объемных расходов

Требуемые объемные расходы наружного воздуха V_{AU}

Для обеспечения эффективной вентиляции жилого помещения требуется вычислить необходимые объемные расходы наружного воздуха. Они являются основой для определения размеров вентиляционной установки (согласно ДИН 1956, ч. 6, размеры вентиляционных систем устанавливаются в зависимости от планируемых объемных расходов наружного воздуха (см. табл. 8.15а)). Что же касается притока свежего воздуха, то здесь необходимо позаботиться о достаточном воздухообмене – особенно в так называемых влажных помещениях.

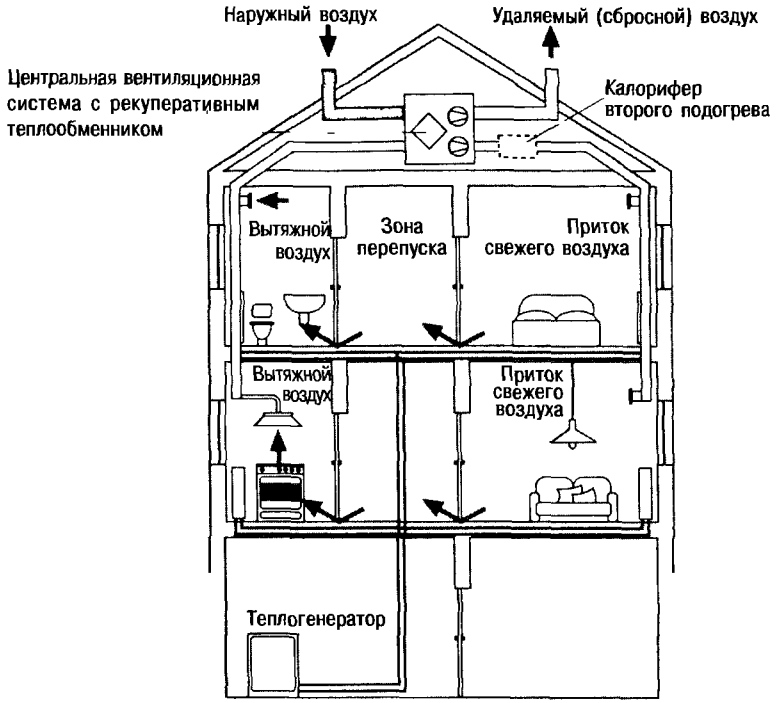
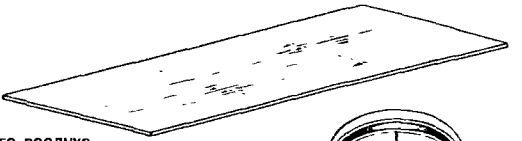
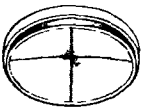




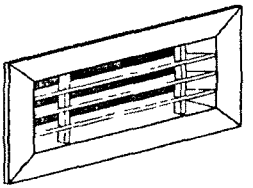
Рис. 8.57. Пример подачи воздуха в квартиры [12]:
а – центральная система приточной и вытяжной вентиляции с регенерацией тепла и возможным вторичным подогревом;
б – горизонтальный разрез многоэтажного дома с центральной системой приточной и вытяжной вентиляции и регенерацией тепла через теплообменник.



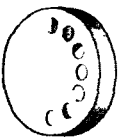
Вход для приточного воздуха в полу



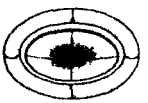
Вход для приточного воздуха в потолке



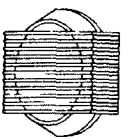
Вход для приточного воздуха в стене



Вход для приточного воздуха в стене



Выход для вытяжного (уходящего) воздуха в потолке/в стене



Выход для уходящего воздуха в стене

Рис. 8.58. Конструктивные исполнения устройств для приточного и вытяжного воздуха [12].

Таблица 8.15а. Планируемые объемные расходы наружного воздуха для общей жилой площади

Размер квартиры	Плотность заселения	Планируемые объемные расходы наружного воздуха	
		при естественной вентиляции	при принудительной вентиляции
≤50 м²	до 2 человек	60 м³/час	60 м³/час
50 до 80 м²	до 4 человек	90 м³/час	120 м³/час
>80 м²	до 6 человек	120 м³/час	180 м³/час

Таблица 8.15б. Планируемые объемные расходы наружного воздуха из расчета на каждое помещение в квартире

Назначение помещения	Площадь в м²	$V_{AU} = V_{ZU}$ в м³/час
жилая комната	15,8	**45**
столовая	9,5	**27**
спальня	15,2	**43**
детская	13,3	**38**
кабинет	9,3	**27**
Общая площадь	Σ 63,1	**Σ 180 м³/час** общая подача свежего воздуха

Объемные расходы приточного воздуха V_{ZU}

Свежий воздух поступает в жилую зону через помещения общего пользования, снабженные соответствующими устройствами для подачи наружного воздуха. Порядок величин определяется здесь на основе объемного расхода наружного воздуха:

$$V_{ZU\,общ} = \frac{V_{AB}}{1{,}1},$$

где $V_{ZU\ общ}$ – общий объемный расход свежего воздуха

V_{AB} – объемный поток уходящего воздуха.

То есть придется работать примерно с 10 %-ным избыточным объемом отходящего воздуха.

Распределение объемных расходов приточного воздуха по отдельным комнатам квартиры можно производить тогда в зависимости от жилой площади помещения.

Объемные расходы уходящего (вытяжного) воздуха V_{AB}

Обеспечение достаточного воздухообмена в помещениях квартиры, наиболее страдающих от загрязненного воздуха, в значительной мере определяется объемными расходами уходящего (вытяжного) воздуха, характеристики которых приведены в ДИН 18017 для помещений без окон (табл. 1.16).

▸ *Пример расчета 8.15*

Квартиру общей площадью 100 м² требуется оснастить системой контролируемой вентиляции с регенерацией тепла. Площади (м²) отдельных помещений квартиры в горизонтальном разрезе приведены на рис. 8.59 [21]

Объемный расход наружного воздуха берется из таблицы 8.15а.

Для общей жилой площади в 100 м² устанавливается расход наружного воздуха в размере 180 м³/час.

После распределения по отдельным помещениям в соответствии с их площадью получаем – из расчета на общую жилую площадь 63,1 м² – данные, приведенные в табл. 8.16.

Таблица 8.16. Планируемые объемные расходы наружного воздуха [4]

Назначение помещения	Планируемые объемные расходы наружного воздуха	
	При продолжительности эксплуатации ≥12 часов в день	При любой длительности эксплуатации
Кухня (обычная вентиляция)	40 м³/час	40 м³/час
Кухня (интенсивная вентиляция)	200 м³/час	200 м³/час
Ниша с кухонной плитой	40 м³/час	60 м³/час
Ванная (в том числе с WC)	40 м³/час	60 м³/час
Туалет	20 м³/час	30 м³/час

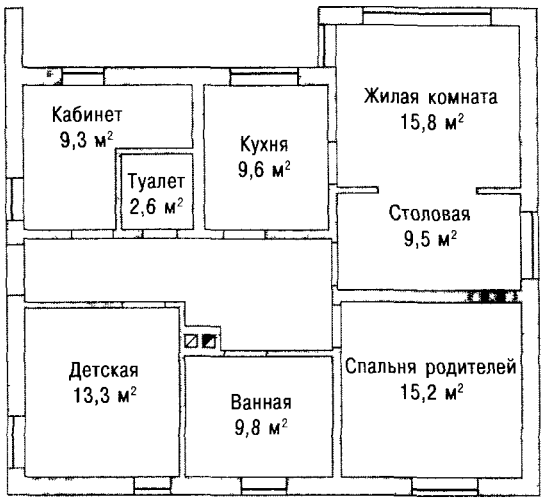


Рис. 8.59. Площади помещений квартиры в горизонтальном разрезе.

Объемные расходы вытяжного воздуха согласно таблице 8.16:

Кухня	40 м³/час
Ванная	60 м³/час
Туалет	30 м³/час
Σ	130 м³/час

Поскольку объемный расход вытяжного воздуха должен в 1,1 раза превышать объемный расход приточного воздуха (вытяжная вентиляция), т.е. 1,1 180 м³/час = 198 м3/час ≈ 200 м³/час отходящего воздуха должно отводиться через «влажные» помещения, остается еще распределить 70 м³/час отходящего воздуха.

Кухня (40 + 50) м³/час	= **90 м³/час**
Ванная (60 + 20) м³/час	= **80 м³/час**
Туалет	= **30 м³/час**
Всего	Σ **200 м³/час** должно отводиться из влажных помещений

В качестве регенератора тепла в системе контролируемой вентиляции квартиры обычно используются рекуперативные пластинчатые теплообменники Вместе с вентиляторами, а иногда и с нагревателями они образуют компактный узел, именуемый часто центральной установкой.

Дополнительные элементы при регенерации тепла

В зимнее время представляется целесообразным, наряду с собственно регенераторами тепла, подключать к каналу приточного воздуха дополнительный воздухонагреватель, ибо в противном случае при очень низких наружных температурах замещенного тепла может оказаться слишком мало. На роль такого подогревателя предлагаются либо теплообменники-нагреватели в канале приточного воздуха, либо тепловые насосы, конденсатор которых размещается в канале приточного воздуха, а испаритель – в канале отходящего воздуха (рис. 8.60).

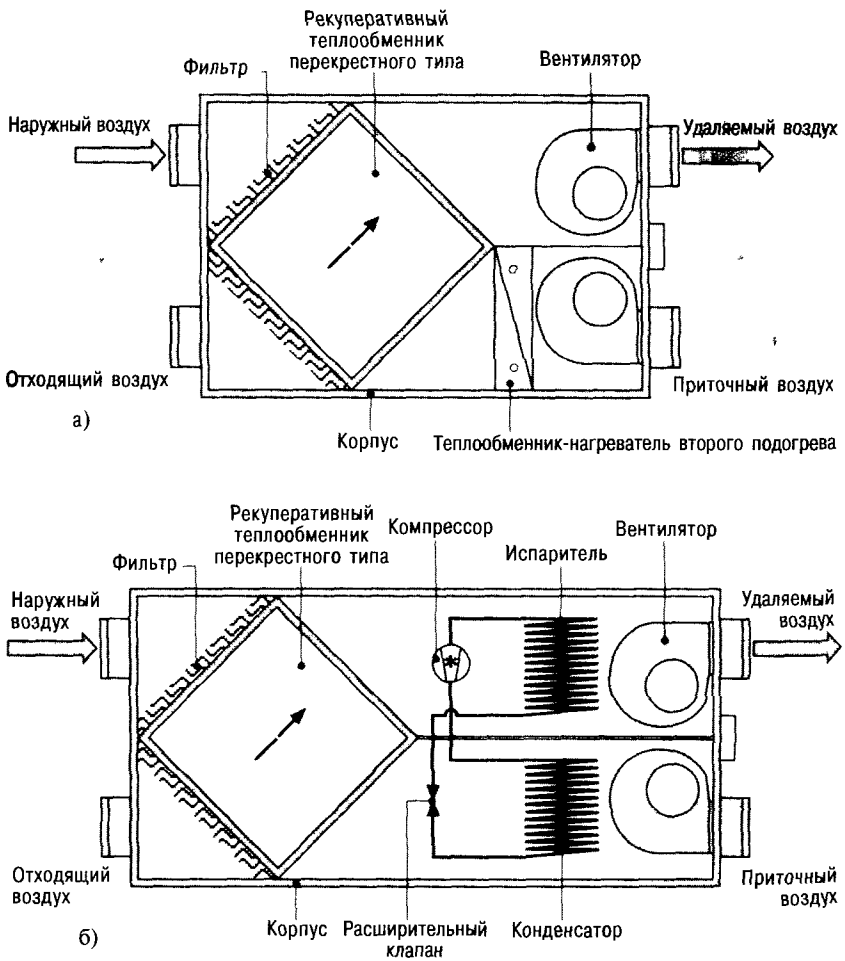


Рис. 8.60 [2] а) Регенерация тепла с помощью центральной установки и воздухонагревателя,
б) регенерация тепла с помощью центральной установки и теплового насоса

ГЛАВА 9

ПРОТИВОПОЖАРНАЯ ЗАЩИТА[1]

В этом разделе рассматриваются преимущественно системы и установки, используемые для вытяжной и приточной вентиляции помещений в жилых зданиях, в частности, в целях интенсивного проветривания ванных комнат, туалетов и кухонь в квартирах. Предписания касательно мер пожарной безопасности применительно к центральным вентиляционным системам см. более подробно в отдельном издании «Системы кондиционирования воздуха».

9.1. Общие сведения касательно норм и стандартов

Общие каналы для отвода отходящего воздуха проходят через множество этажей в здании, пересекая предусмотренные противопожарные отсеки. В случае пожара дым и огонь по незащищенным каналам могут стремительно перекинуться на все здание. Поэтому в целях противопожарной профилактики системы кондиционирования воздуха должны отвечать определенным требованиям, предусмотренным строительными правилами немецких земель. Последние отличаются от нормативов экспериментального строительства, разработанных Немецким институтом строительных правил [23]. Строительные правила земли Саксония от 17 июля 1992 г. содержат, кроме прочего, в разделе 6 (Инженерное оборудование зданий и топочные устройства) § 38 «Трубопроводы, воздуховоды, канализационные колодцы, технические шахты», где сказано:

(1) Через брандмауэры, противопожарные стены, ограждения лестничных клеток, а также перегородки и потолки, которые должны обладать соответствующей огнестойкостью, проводить трубопроводы можно лишь при условии полного отсутствия опасности переноса огня и

[1] Данный раздел служит лишь в качестве информативного сообщения для получения сведений об уровне требований, предъявляемых к системам вентиляции. В Российской Федерации существуют и действуют требования СНиП и НПБ, которыми руководствуются при разработке и эксплуатации систем вентиляции. – *Прим. ред.*

дыма либо принятия специальных мер по исключению опасности такого рода; данное требование не распространяется на потолки внутри самих квартир.

(2) Вентиляционные установки, огнестойкие и безопасные в эксплуатации, ни в коем случае не могут препятствовать безупречному функционированию отопительных приборов.

(3) Вентиляционные установки, равно как и используемые при их создании облицовочные и изоляционные материалы, должны состоять из негорючих материалов; исключения допускаются в случае, когда существующая противопожарная защита не вызывает ни малейших сомнений в ее эффективности. Вентиляционные установки (помимо тех, что монтируются в зданиях небольшой высоты) между брандмауэрами должны быть выполнены с таким расчетом, чтобы огонь и дым не могли перекинуться на лестничные клетки, на другие этажи или противопожарные отсеки.

(4) Конструкция вентиляционной установки не может допускать проникновения запахов, пыли и шума в другие помещения.

(5) Нельзя монтировать вентиляционные установки в дымовых трубах; возможно лишь общее использование воздуховодов для целей вентиляции и отвода газообразных отходов газовых топок. Отходящий воздух подлежит удалению в атмосферу. Категорически не рекомендуется устанавливать в воздуховодах приборы и устройства, не относящиеся к вентиляционной системе.

(6) Вентиляционные шахты, выложенные из строительного кирпича или фасонных блоков для дымоходов, должны отвечать требованиям в отношении дымовых труб и иметь соответствующую маркировку.

(7) Системы кондиционирования воздуха и воздушного отопления целесообразно подпадают под положения пунктов со 2 по 6.

(8) Для канализационных колодцев и технических этажей действуют пункты 3 и 4.

(9) Пункты 3, 4, 7 и 8 не распространяются на вентиляционные установки для жилых зданий с числом квартир не более двух, равно как и на индивидуальные вентиляторы в пределах одной квартиры [24].

Более подробная информация касательно противопожарной защиты вентиляционных установок и прочего оборудования жилых домов содержится в следующих нормативах:

- Административные предписания как дополнение к строительным правилам земель;
- Нормы ДИН 4102
  – часть 4: Огнестойкость строительных материалов, классификация,
  – часть 6: Огнестойкость строительных материалов, воздуховоды;
- ДИН 18 232: Меры противопожарной защиты при строительстве промышленных предприятий;
- ДИН 18 232: Установки для отвода тепла и дымовых газов;

- ARGEBAU – Нормативы экспериментального строительства: директивы органов строительного надзора касательно мер противопожарной безопасности электрических сетей;
- VDI (Союз немецких инженеров) 2088: Вентиляционные установки для жилых помещений;
- VDI 3803: Системы кондиционирования воздуха, строительные и технические требования.

9.2. Строительные материалы [23]

Воздуховоды, а также облицовочные и изоляционные материалы для них должны состоять из невоспламеняющихся строительных материалов (класса А). Трудновоспламеняющиеся материалы (класс В 1) допустимы исключительно в пределах противопожарного отсека. В отношении применения строительных материалов класса В 1 не должно существовать никаких сомнений.

Область использования строительных материалов класса В 1

- для трубопроводов, не проходящих сквозь потолки и стены, для которых предусмотрено, как минимум, огнезадерживающее (полуогнестойкое) исполнение,
- для трубопроводов с подтвержденной испытаниями длительной огнестойкостью не менее 30 минут,
- для трубопроводов с запорными приспособлениями в области проходов через потолки и стены, для которых предписана, как минимум, огнезадерживающая конструкция; данные запорные механизмы должны быть снабжены знаком испытания не ниже К 30.

Не допускается применение строительных материалов класса В 1:

- на лестничных клетках для проходящих здесь лестниц и воздуховодов, подающих воздух температурой выше 85°С,
- в коридорах и переходах, служащих в качестве спасательных (пожарных) путей, а также на подвесных потолках, смонтированных в том числе для защиты несущих элементов от пожара (за исключением трубопроводов, снабженных, как минимум, знаком F 30).

9.3. Воздуховоды [23]

Согласно Строительным правилам немецких земель вентиляционные установки в зданиях с более чем двумя полными этажами, проходящие между противопожарными стенами, должны быть сконструированы с таким расчетом, чтобы полностью исключалась вероятность переноса по ним огня и дыма. Характеристики огнестойкости воздуховодов представлены в табл. 8.13.

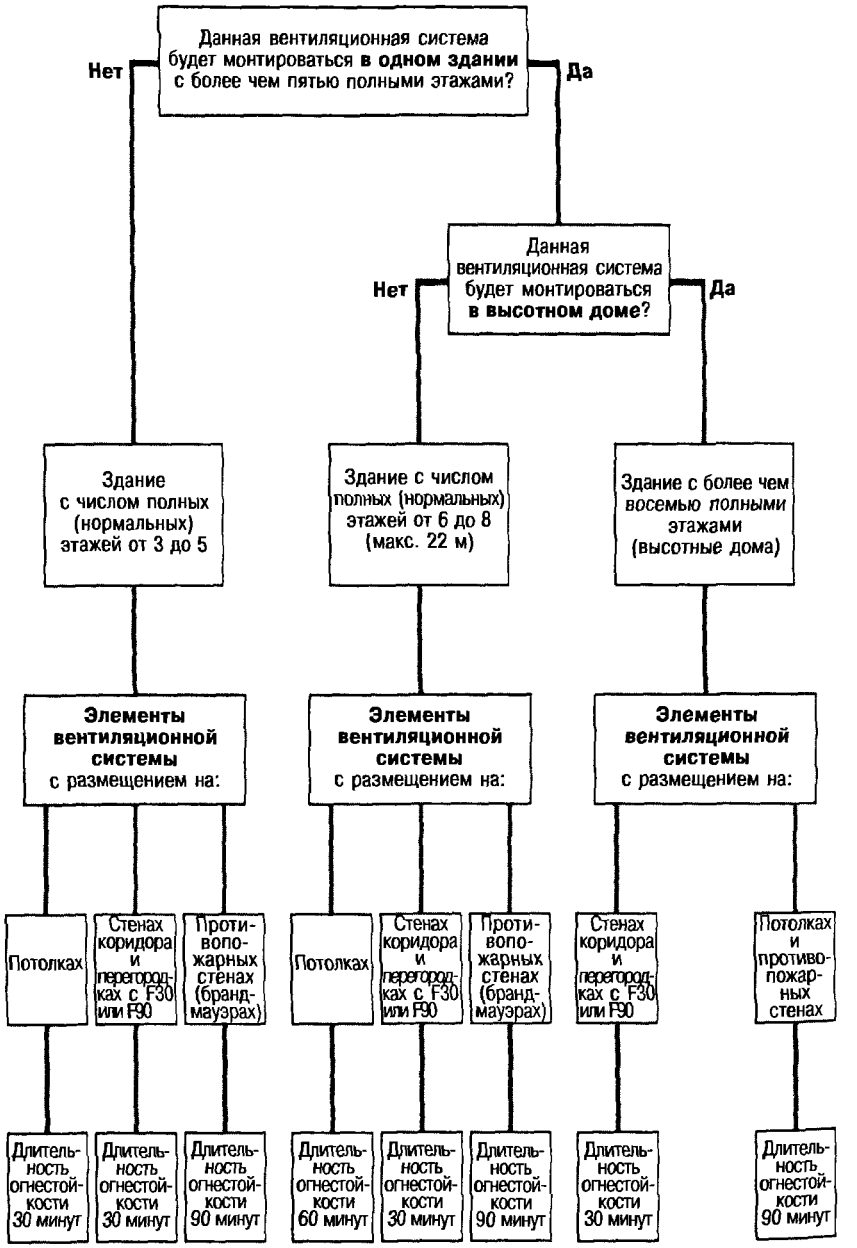
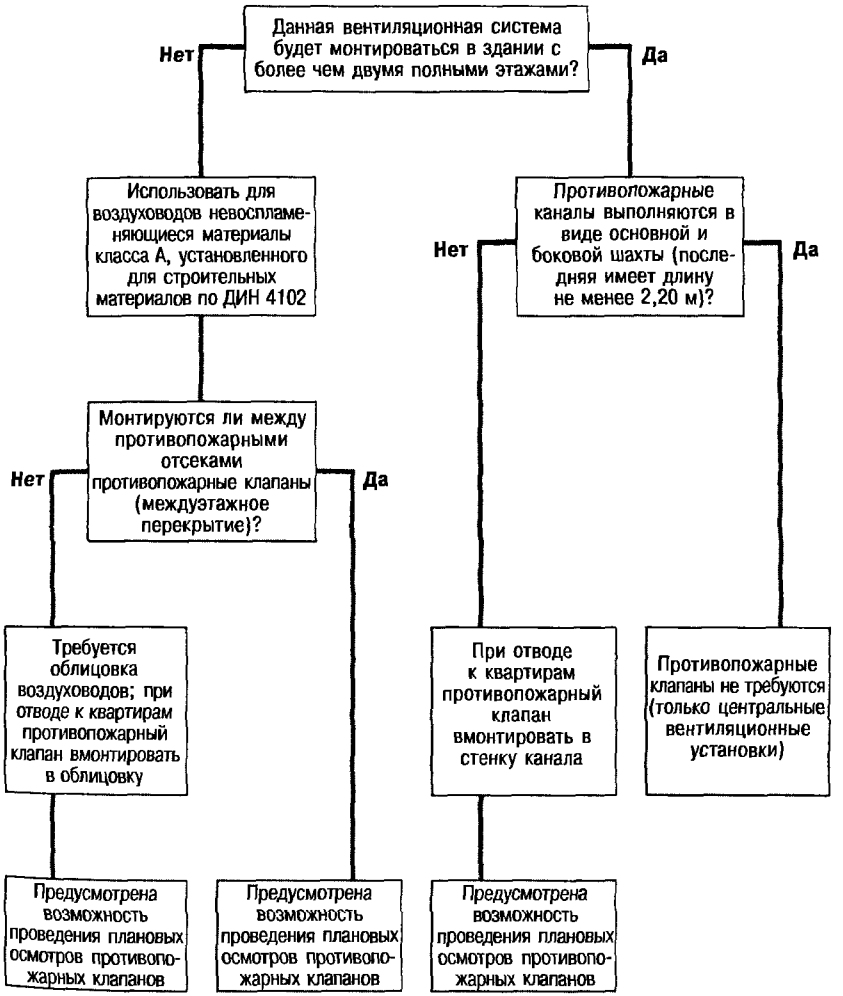


Рис. 9.1. Огнестойкость конструкционных элементов вентиляционных систем [22].



Облицовка не обладающих огнестойкостью воздуховодов, пожарные краны и стенки противопожарных каналов должны выполняться с обеспечением необходимой огнестойкости по данным табл. 8.13.

Пример

- указанная огнестойкость составляет 30 минут: BSK –K30; облицовка или, соответственно, противопожарный канал: волокнисто-силикатная плита 25 мм
- огнестойкость составляет 90 минут: BSK – K 90; облицовка или, соответственно, противопожарный канал: волокнисто-силикатная плита 40 мм

BSK – противопожарный клапан

Замечание по применению: схема приведена не полностью; при монтаже воздуховодов обязательно принимать во внимание регламентации органов строительного надзора касательно требований в отношении противопожарной безопасности, а также утвержденные в этих документах исключения!

Рис. 9.2. Конструкционные элементы вентиляционных систем [22].

Испытания запорной арматуры на пожарную безопасность (K 30, K 60, K90) проводятся Институтом строительной техники, который в качестве доказательства пригодности присваивает соответствующим приспособлениям специальный знак.

Некоторые особенности имеют место в отношении воздуховодов, подверженных повышенной опасности возгорания, взрыва или загрязнения. Примером могут служить трубопроводы для отвода отходящего воздуха, идущие от вытяжных колпаков над кухонными плитами. Такие трубопроводы нельзя соединять друг с другом либо с другими трубами без надлежащей запорной арматуры.

Проемы для прокладки труб через потолки и стены, которые должны обладать достаточной огнестойкостью или хотя бы способностью задерживать огонь, необходимо плотно закрывать невоспламеняющимися минеральными строительными материалами.

9.4. Противопожарная защита для вентиляционных систем жилых помещений [23]

Рис. 9.1. и 9.2 дают полный обзор мер пожарной безопасности, которые обязательно должны приниматься при монтаже воздуховодов.

ГЛАВА 10

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И СОДЕРЖАНИЕ В ИСПРАВНОСТИ

Для достижения безупречной работы систем в течение длительного времени необходимо регулярно проводить их техническое обслуживание и контроль силами специалистов.

Вентиляционные системы в жилых зданиях с более чем двумя полными этажами нуждаются в ежегодном тщательном осмотре с принятием соответствующих мер согласно действующим Правилам технического обслуживания и контроля установок [25]. В смысле данного предписания к «установкам» относятся вентиляционные системы с всасывающими и приточными отверстиями, а также воздуховоды и вытяжные шахты, предназначенные либо для подачи и отвода воздуха при эксплуатации отопительного оборудования, либо для вентиляции помещений с учетом определенных санитарных норм.

Смотровые отверстия

При проектировании и монтаже установок такого рода не следует забывать об оборудовании смотровых отверстий в воздуховодах. При использовании пожарных клапанов или, соответственно, устройств индивидуальной вентиляции с отвечающим требованиям противопожарной защиты обратным клапаном обязательным условием является регулярная ревизия этого оборудования в соответствии с договором о техобслуживании, содержащемся в допуске на эксплуатацию. Далее, после ввода вентиляционной системы в эксплуатацию все ее запорные приспособления подлежат проверке каждые 6 месяцев [23].

Стандарт VDMA (Объединение немецких машиностроительных предприятий) 24 186 содержит перечень операций по уходу и контролю применительно к вентиляционному и прочему техническому оборудованию в зданиях.

Техобслуживание комплексных систем вентиляции и кондиционирования воздуха является компетенцией фирмы-изготовителя либо договорного специализированного предприятия. Настоятельно рекомендуем использовать при этом так называемые контрольные листы [26], разработанные отдельно для каждого узла оборудования.

Пример (по материалам [5]):

Частота проведения операций по уходу (1 / 2 / 4 / 12 раз в год)			
Установка	Поз -№ согласно предложению	Конструкционный элемент	Операция техобслуживания

(Продолжение)

Класс фильтра EU S
Внимание! В случае специального фильтра класса S натянуть пластиковый мешок

Тип изделия	м³ / час	Конечное сопротивление, Па	Частота техобслуживания в год	Выполнено	Количество (штук)	Цена за штуку	Общая стоимость
Класс / размер	Сухой / масляный	Ячейковый / мешочный		1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12			

Техническое обслуживание вентиляционной установки

Автоматический рулонный фильтр

- Перемещение фильтра с помощью устройства ручного управления: контроль функции
- Определение сопротивления
- Контроль работы контактного датчика
- Контроль измерительного устройства на степень загрязнения и уровень жидкости
- Контроль приводного двигателя
- Настройка заданного значения перемещения фильтра
- Очистка и новая смазка цепной передачи и привода через тягу
- Очистка чувствительного элемента измерительного прибора
- Контроль запаса фильтрующей среды
- Замена фильтровальной ленты

Сухой воздушный фильтр (регенерирующий или одноразовый)

- Контроль на степень загрязнения
- Очистка фильтра
- Замена фильтра
- Контроль фильтрующего слоя на герметичность
- Определение и запись величин разности давлений
- Очистка фильтровальной камеры корпуса

ПРИЛОЖЕНИЯ

А.1. Законы, стандарты, нормы

- Закон об экономии энергии в домах (закон от 07.76 и поправки к первому закону от 06.08)
- Предписание по теплоизоляции зданий от 08.94
- Федеральный закон о предотвращении загрязнения атмосферы воздушными выбросами (в редакции от 07.94)
- Строительные правила земель Германии
- Предписания по оборудованию рабочих мест от 03.75 в сопровождении соответствующих директив
- Нормативы по отопительным системам от 03.94
- Правила выполнения подрядно-строительных работ (VOB).

Нормы ДИН (Промышленный стандарт ФРГ)

Требования к технике кондиционирования воздуха

ДИН 1946, часть 1, 10.88	Техника кондиционирования воздуха, понятия и символы
ДИН 1946, часть 2, 01.94	Санитарно-технические нормы
ДИН 1946, часть 4, 12.89	Техника кондиционирования воздуха, установка кондиционеров в лечебных заведениях
ДИН 1946, часть 6, 10.98	Техника кондиционирования воздуха, вентиляция жилых помещений
ДИН 4102, часть 6, 09.77	Огнестойкость строительных материалов и деталей, воздуховоды, понятия, требования
ДИН 4709, 11.89	Звукоизоляция в высотных домах
ДИН 18 017, часть 1, 02.87	Вентиляция ванных комнат и туалетов без наружных окон – системы с индивидуальной шахтой
ДИН 18 017, часть 3, 08.90	Вентиляция ванных комнат и туалетов с помощью вентиляторов
ДИН 18 379, часть С, 12.92	Правила выполнения подрядно-строительных работ, системы кондиционирования воздуха
ДИН 24 163, 01.85	Вентиляторы, измерение производительности, испытательные стенды, характеристики
ДИН 24 145, 12.92	Фальцевые трубы со спирально навитым оребрением, соединительные концы, ресиверы

ДИН 24 146, 04.90	Гибкие трубы
ДИН 24 150, 04.90	Способы соединения каналов из стального листа и фасонных деталей
ДИН 24 152, 04.90	Трубы, фальцованные
ДИН 24 166, 01.89	Вентиляторы, технические условия поставок
ДИН 24 190, 11.85	Конструкционные элементы каналов для вентиляционных систем, каналы из листовой стали, сварные, фальцованные
ДИН ЕН 779, 09.94	Воздушный фильтр пылевых частиц для всей техники кондиционирования воздуха, требования, испытание, маркировка

Нормативы и рекомендации (VDI – Союз немецких инженеров)

VDI 2050, 09.95	Теплоцентрали, принципы технического проектирования и исполнения
VDI 2052, 05.95	Системы кондиционирования воздуха для кухонь
VDI 2053, 08.95	Системы кондиционирования воздуха для гаражей, туннелей
VDI 2067, 12.83	Расчет стоимости сетей теплоснабжения, техника кондиционирования воздуха
VDI 2071, 12.97	Регенерация тепла в системах кондиционирования воздуха
VDI 2079, 03.83	Приемочные испытания систем кондиционирования воздуха
VDI 2081, 03.83	Снижение уровня шума от систем кондиционирования воздуха
VDI 2087, 06.96	Воздушные каналы, выбор размеров, звукоизоляция, теплопотери
VDI 2088, 11.92	Вентиляционные установки для жилых помещений

A.2. Собрание формул

h,x-диаграмма:

$\varphi = \frac{p_D}{p_S}$ относительная влажность воздуха

$x = \frac{m_D}{m_{L,tr}}$ влагосодержание воздуха

$Q = m_L \ \Delta h$ тепло- и холодопроизводительность

$m_{Ko} = m_L \ \Delta x$ объем конденсата

$m_W = m_L \ \Delta x$ поглощение воды или пара в увлажнителе

Объемный расход **наружного** воздуха:

$V_{AU} = LW \quad V_R$: $LW = V_{AU}/V_R$

$V_{AU} = n_P \quad AR$

$V_{AU} = A_G \quad AR$

LW – кратность воздухообмена

AR – часовая норма свежего воздуха

Объемный расход приточного воздуха:
при c_p = 0,35 Вт ч/м³ K:

$$V_{ZU} = \frac{Q_H}{c_P \cdot (\vartheta_{ZU} - \vartheta_i)}$$ для нагрева воздуха

$$V_{ZU} = \frac{-Q_K}{c_P \cdot (\vartheta_{ZU} - \vartheta_i)}$$ для охлаждения воздуха

Объемный расход смешанного воздуха $V_{MI} = V_{AU} + V_{UM}$

Температура смешанного воздуха $\vartheta_{MI} \frac{m_{AU} \cdot \vartheta_{AU} + m_{UM} \cdot \vartheta_{UM}}{m_{AU} + m_{UM}}$

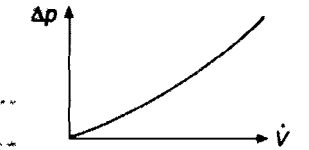
Коэффициент циркуляции воздуха КЦВ = V_{UM}/V_R

Полное давление $p_п = p_{ст} + p_{дин}$; $p_{дин} = \frac{\rho}{2} v^2$

Общая потеря **давления** при ρ = 1,2 кг/м³ $\Delta pv = \Sigma(R \quad l + Z) + \Delta p_{App}$ $Z = \Sigma\zeta \frac{\rho}{2} \cdot v^2$

Мощность, **потребляемая** вентилятором $P_{Lu} = \frac{V \Delta p}{\eta}$

Характеристика сети воздухораспределения для выбора вентилятора $\Delta p_2 = \Delta p_1 \frac{V_2^2}{V_1^2}$



Уравнение неразрывности $V = A \quad v$ **или для** ρ = const $A_1 \quad v_1 = A_2 \quad v_2$

Зависимость между V и m: $\rho = m/V$

А.3. Пересчет единиц измерения

Коэффициенты пересчета для каждой из указанных величин с общепринятыми в технике единицами измерения.

Длина l

	мм	см	дм	м	км
мм	1	0,1	0,01	0,01	10^{6}
см	10	1	0,1	0,01	10^{5}
дм	100	10	1	0,1	10^{4}
м	1000	100	10	1	10^{3}
км	10^{6}	10^{5}	10^{4}	10^{3}	1

Площадь A

	мм^2	см^2	дм^2	м^2
мм^2	1	10^{2}	10^{4}	10^{6}
см^2	10^{2}	1	10^{2}	10^{4}
дм^2	10^{4}	10^{2}	1	10^{2}
м^2	10^{6}	10^{4}	10^{2}	1

Редко употребляемы:
ар, 1 а = 100 м^2
гектар, 1 га = 10 000 м^2

Объем V

	мм^3	см^3	дм^3	м^3
мм^3	1	10^{3}	10^{6}	10^{9}
см^3	10^{3}	1	10^{3}	10^{6}
дм^3	10^{6}	10^{3}	1	10^{3}
м^3	10^{9}	10^{6}	10^{3}	1

1 литр = 1 л = 1 дм^3

Вес m

	мг	г	кг	т
мг	1	10^{3}	10^{6}	10^{9}
г	10^{3}	1	10^{3}	10^{6}
кг	10^{6}	10^{3}	1	10^{3}
т	10^{9}	10^{6}	10^{3}	1

1 тонна = 1000 кг

Плотность $\rho = \frac{m}{V}$

	г/см³	кг/дм³	кг/см³	кг/м³
г/см³	1	1	10^3	10^3
кг/дм³	1	1	10^3	10^3
кг/см³	10^3	10^3	1	10^6
кг/м³	10^{-3}	10^{-3}	10^{-6}	1

Сила F

Сила тяжести (сила притяжения Земли) с g = 9,81 м/с²
$F = m \cdot g$, F = 1 кг · 9,81 м/с² = 9,81 Н ≈ 10 Н
В сфере газа и воды часто принимается округление до 10 Н.
Кратное от 1 Н: 10 Н · 1 кН = 10^3 Н, 1 МН = 10^6 Н
Больше не употребляется 1 кгс = 9,81 Н ≈ 10 Н

Давление $P = \frac{F}{A}$

	1 Па = 1 Н/м²	1 гПа = 1 мбар	1 бар
1 Па = 1 Н/м²	1	10^{-2}	10^{-5}
1 гПа = 1 мбар	10^2	1	10^{-3}
1 бар	10^5	10^3	1

Редко употребляемы:
1 мм водяного столба = 9,81 Н/м² = 9,81 Па
1 атмосфера = 1 кгс/см² = 9,81 · 10^4 Н/м² = 9,81 · 10^4 Па
1 Торр = 133,3 Н/м² = 133,3 Па

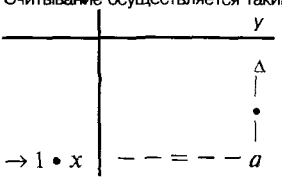
Работа W

	Дж = Нм = Вт·с	кВт·ч	МДж	ккал	Мкал
Дж = Нм = Вт·с	1	2,778 · 10^{-7}	10^{-6}	2,388 · 10^{-4}	2,388 · 10^{-4}
кВт·ч	3,6 · 10^6	1	3,6	860	0,860
МДж	10^6	0,2778	1	238,8	0,2388
ккал	4,1868 · 10^3	1,163 · 10^{-3}	4,1868 · 10^{-3}	1	0,001
Мкал	4,1868 · 10^6	1,163	4,1868	1000	1

Скорость $v = \frac{l}{t}$

	см/с	дм/с	м/с	км/час
см/с	1	0,1	0,01	0,036
дм/с	10	1	0,1	0,36
м/с	100	10	1	3,6
км/час	27,778	2,778	0,2778	1

Считывание осуществляется таким образом



1 $x = a$ y

Например

$$1 \ \frac{\text{дм}}{\text{с}} = 0{,}36 \ \frac{\text{км}}{\text{час}}$$

Имеет силу для всех схем **А.4–А.6.**

Объемный расход $V = \frac{V}{t}$

1 л/с = 1 дм^3/с

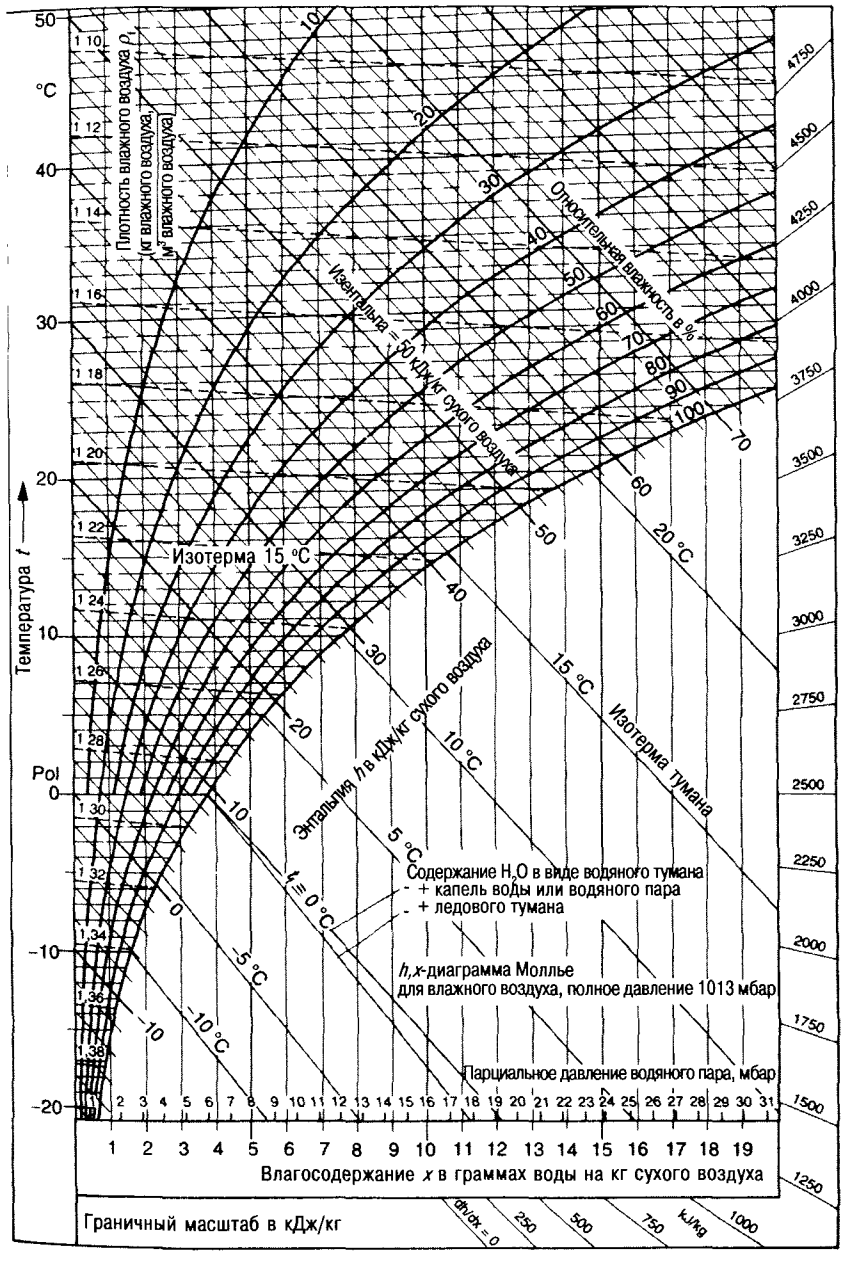
$10^{-4} = 0{,}0001$
$10^{-5} = 0{,}00001$
$10^{-6} = 0{,}000001$

	см^3/с	дм^3/с	дм^3/мин	м^3/с	км^3/час
см^3/с	1	0,001	0,06	10^{-6}	0,036
дм^3/с	1000	1	60	0,001	3,6
дм^3/мин	16,67	0,01667	1	1 667 10^{-5}	0,06
м^3/с	10^6	1000	60000	1	3600
км^3/час	277,78	0,2778	16,67	2,778 10^{-4}	1

Мощность $P = \frac{W}{t}$ $Q = \frac{Q}{t}$

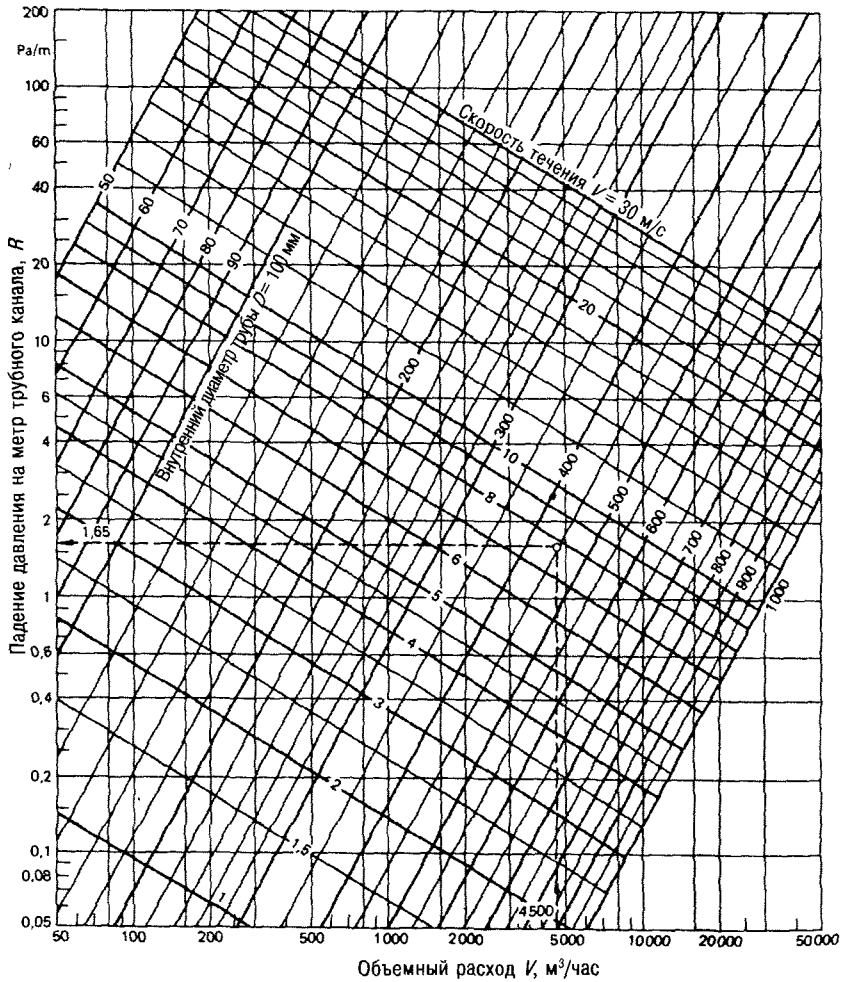
	1 Дж/с = 1 Вт	кВт	МДж/час	ккал/мин	ккал/час
1 Дж/с = 1 Вт	1	0,001	0 0036	0,01433	0 860
кВт	1000	1	3,6	14,33	860
МДж/час	277,8	0,2778	1	3,98	238,8
ккал/мин	69,768	0,069768	0,2512	1	60
ккал/час	1,163	0,001163	0,0041868	0,01667	1

А.4. *h,x*-диаграмма влажного воздуха Моллье



А.5. Диаграмма определения величин удельного сопротивления трения (*R*) для каналов из стального листа круглого поперечного сечения

k = 0,15 мм, плотность воздуха ρ = 1,2 кг/м^3



Пример:
объемный расход V = 4500 м^3/час
скорость течения v = 7,9 м/с
внутренний диаметр трубы D = 450 мм
дает падение давления на метр длины трубы R = 1,65 Па/м

А.6. Параметры состояния насыщенного влажного воздуха [17]

Параметры состояния насыщенного влажного воздуха при p = 100 кПа полного давления

t °C	p_s давление насыщения в Па	x_s влагосодержание в г/кг	h_s энтальпия в кДж/кг	t °C	p_s давление насыщения в Па	x_s влагосодержание в г/кг	h_s энтальпия в кДж/кг
–20	102,9	0,641	–18,534	26	3360	21,626	81,266
–18	124,6	0,776	–16,187	27	3564	22,987	85,785
–16	150,3	0,936	–13,778	28	3778	23,422	90,496
–14	180,8	1,127	–11,290	29	4004	25,944	95,434
–12	216,9	1,352	–8,717	30	4241	27,520	100,517
–10	259,5	1,618	–6,041	32	4753	31,073	111,729
–9	283,3	1,767	–4,663	34	5318	34,936	123,758
–8	309,5	1,931	–3,247	36	5940	39,280	137,053
–7	337,6	2,107	–1,799	38	6624	44,124	151,670
–6	368,1	2,298	–0,315	40	7375	49,518	167,732
–5	401,1	2,505	1,211	42	8198	55,545	185,469
–4	436,8	2,729	2,780	44	9100	62,261	205,033
–3	475,4	2,971	4,393	46	10085	69,764	226,680
–2	517,2	3,233	6,059	48	11162	78,151	250,671
–1	562,1	3,516	7,778	50	12325	87,519	277,275
0	610,8	3,822	9,555	52	13613	98,007	306,850
1	656,5	4,110	11,289	54	15002	109,782	339,859
2	705,4	4,419	13,074	56	16509	122,990	376,687
3	757,4	4,747	14,910	58	18146	137,889	418,020
4	812,9	5,098	16,804	60	19917	154,723	464,522
5	871,8	5,470	18,755	62	21840	173,804	517,028
6	934,6	5,686	20,769	64	23910	195,453	576,398
7	1001,3	6,290	22,8484	66	26150	220,134	643,895
8	1072,1	6,741	24,998	68	28560	248,660	721,664
9	1147,3	7,219	27,219	70	31160	281,544	811,142
10	1227,1	7,727	29,519	72	33960	319,853	915,125
11	1311,7	8,267	31,900	74	36960	364,675	1036,59
12	1401,5	8,841	34,368	76	40190	417,96	1180,70
13	1499,6	9,450	36,929	78	43650	481,81	1353,30
14	1597,4	10,097	39,587	80	47360	559,61	1563,24
15	1704,0	10,783	42,344	82	51330	655,99	1823,07
16	1816,9	11,511	45,212	84	55570	777,25	2149,76
17	1936,3	12,280	48,168	86	60110	936,90	2579,46
18	2062,3	13,096	51,281	88	64950	1152,61	3159,84
19	2195,7	13,966	54,493	90	70110	1458,75	3983,04
20	2337	14,884	57,882	92	75610	1928,22	5244,98
21	2485	15,850	61,369	94	81460	2732,9	7407,61
22	2642	16,879	65,019	96	87690	4430,8	11969,6
23	2808	17,970	68,831	98	94300	10290	27711
24	2982	19,188	72,791	100	100000	–	–
25	3167	20,336	76,937	–	–	–	–

А.7. Формуляр для расчета потерь давления

Из схемы канала						Предполагаемые значения										
Отдельный участок	Длина	Объемный расход		Индивидуальное сопротивление		Количество	Коэффициент сопротивления		Скорость	Потери на трение		Индивидуальное сопротивление	Труба, диаметр	Размеры канала		Скорость
	l						ξ	$\Sigma\xi$		R	$R\,l$	Z	d	a	b	
№	м	м³/час	м³/час	Обозначение					м/с	Па/м	Па	Па	мм	мм	мм	м/с
1	2	3	4	5		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

(Продолжение)

Окончательные значения						
Потери на трение		Индивидуальное сопротивление	Труба, диаметр	Размеры канала		Полная потеря давления
R	$R\,l$	Z	d	a	b	
Па/м	Па	Па	мм	мм	мм	
17	18	19	20	21	22	23

Перечень используемых формульных знаков и единиц измерения

A	площадь	мм², м²
a, b	размеры	мм, м
AB	вытяжной (уходящий) воздух	
c_p	удельная теплоемкость	Вт ч/кг К
d, D	диаметр	мм, м
FO	удаляемый (сбросной) воздух	
h	удельная энтальпия	
l	длина	мм, м
m	массовый расход	кг/час
MI	смешанный воздух	
n	количество	–
n	число оборотов	в минуту
p	давление	Па
P	электрическая мощность	
Q	теплопроизводительность (тепловая нагрузка)	Вт

R	сопротивление трения в трубах	Па/м
T	температура	K
UM	циркулирующий воздух	
v	удельный объем	м³/кг
v	скорость течения	м/с
V	объемный расход	л/час, м³/час
x	влагосодержание или абсолютная влажность	г/кг
ZU	приточный воздух	
Φ	коэффициент возврата тепла	
ψ	коэффициент возврата влаги	
ϑ	температура	°C
$\Delta\vartheta$, ΔT	разность температур	°C или K
ρ	плотность	кг/м³
φ	относительная влажность	%
ζ	коэффициент сопротивления	
η	коэффициент полезного действия	%
AR	норма свежего воздуха на человека	м³/час на человека

Буквенно-цифровые обозначения, подстрочники

1, 2, 3	пункты состояния
a	наружный
экв	эквивалентный
HR	теплообменник-нагреватель
i	внутренний
Ko	конденсат
W	вода
KR	теплообменник-охладитель
H	теплопроизводительность, тепловая нагрузка
K	холодопроизводительность, холодильная нагрузка
ges, общ	общий полный
max	макс
f (п)	влажный (пар)
tr (с в)	сухой воздух
n_p	количество людей в помещении
11	вход отходящего воздуха
12	выход отходящего воздуха
21	вход приточного воздуха
22	выход приточного воздуха

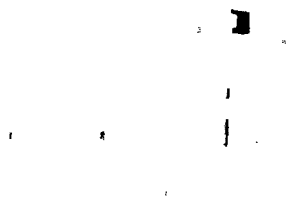
КРАТКИЙ ОБЗОР ОБОРУДОВАНИЯ

Б 1. Вентиляторы Rover

Моноблочные приточные установки

ZGK 140 /160, ZGF 800

Приточные установки являются готовой вентиляционной системой, включающей в себя фильтр, вентилятор, воздухонагреватель, собранные в едином шумоизолированном корпусе. Максимальный расход воздуха 3500 м³/ч. Максимальное давление 1200 Па.



Корпус

Приточные установки имеют каркасную конструкцию. Рама изготовлена из полых алюминиевых профилей, жестко соединенных пластмассовыми углами в несущую конструкцию. Боковые съемные панели из оцинкованного тонкостенного стального листа, на который нанесен 20 мм грязезащищенный слой теплозвукоизоляции из минерального волокна. Боковые панели крепятся на раме с помощью винтов, что обеспечивает простой и быстрый доступ ко всем внутренним узлам установки.

Фильтры

В установке используется панельный Z-фильтр класса очистки EU4. Смена фильтра производится сбоку или снизу корпуса, после снятия стеновой панели.

Вентиляторы

Приточные установки комплектуются центробежными высоконапорными вентиляторами. ZGK комплектуются четырехскоростными двигателями, а ZGF — односкоростными. Рабочее колесо и корпус вентилято-

ра сделаны из оцинкованной тонколистовой стали. Вентиляторы статически и динамически сбалансированы по двум плоскостям. Двигатели имеют защиту от перегрева (встроенные в двигатель термоконтакты), влагозащитную пропитку обмоток.

Воздухонагревательные элементы. Электрические нагреватели

Приточная установка ZGK 140-20 комплектуется электрическими воздухонагревателями нового поколения, с полупроводниковыми элементами (PTC). Основным отличием таких нагревателей является зависимость сопротивления элементов от температуры нагревателя, что придает саморегулирующиеся и защитные свойства нагревателям. При этом максимальная температура поверхности составляет 140°С и не зависит от воздушного потока. В случае остановки вентилятора нагревательные элементы автоматически понизят свою тепловую мощность до соответственно малой величины. При использовании нагревателей такого типа защитный термостат не нужен.

Приточная установка ZGK 160-40, ZGF 800 комплектуется спиральным электронагревателем с двумя ступенями защиты.

Водяные нагреватели

Приточные установки комплектуются биметаллическими водяными калориферами. Максимальное рабочее давление воды 22 бара. Число рядов калорифера варьируется от 2 до 6.

Аксессуары

- Воздушный клапан
- Гибкая вставка

SDB – канальные вентиляторы в изолированном корпусе

SDB

Преимущества:

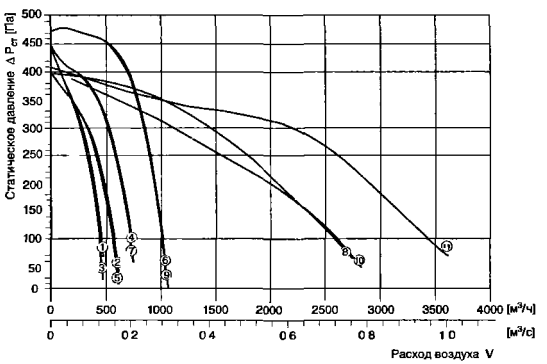
- прочный корпус из гальванизированной стали
- изоляция
- низкий уровень шума
- простой монтаж
- стандартные типоразмеры
- высокий напор – лопатки, загнутые вперед
- винтовое крепление крышки для быстрого доступа

Конструкция:

Шумоизолированные канальные вентиляторы SDB 125-315M имеют многоскоростной двигатель Таким образом переключение скорости может осуществляется обыкновенным переключателем.

Шумоизолированные канальные вентиляторы SDB 315L-400 имеют односкоростной двигатель с внешним ротором, который можно регулировать изменением напряжения. Класс защиты двигателя IP 44, класс изоляции B. Защита от перегрева выполняется встроенными в обмотку двигателя термоконтактами.

Рабочее колесо и двигатель вентилятора динамически и статистически сбалансированы по двум плоскостям

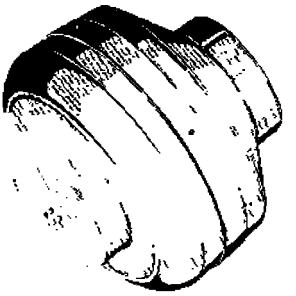


N	Тип
1, 3	SDB 125 / 160 M
2, 5	SDB 160 L / 200 M
4, 7	SDB 200 L / 250 M
6, 9	SDB 250 L / 315 M
8	SDB 315 L
10	SDB 355
11	SDB 400

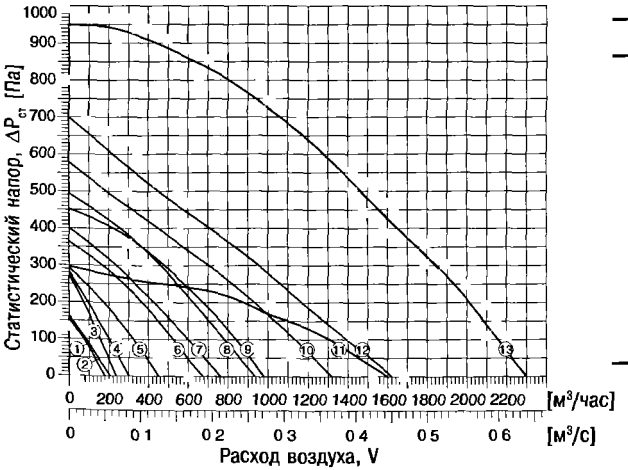
Круглые канальные вентиляторы

RS

Преимущества:



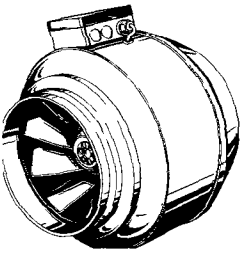
- Корпус из оцинкованной стали или высопрочной пластмассы
- Рабочее колесо из высокопрочной пластмассы
- Двигатель с внешним ротором
- Типоразмер Ø100 ÷ Ø355
- Лопатки колеса выполнены из высокопрочной пластмассы, что позволяет получить более тонкую балансировку по сравнению с вентиляторами, имеющими рабочее колесо из жести
- Высокая точность балансировки обеспечивает низкий уровень шума и вибрации, существенно увеличивает срок службы вентилятора – более 40000 часов



N	Тип
1	RS 100M
2	RS 125M
3	RS 100L
4	RS 125L
5	RS 150M/160M
6	RS 150L/160L
7	RS 200M/250M
8	RS 200L
9	RS 250L
10	RS 315M
11	RS 355M
12	RS 315L
13	RS 355L

ERM, DRM – канальные вентиляторы с диагональным рабочим колесом

ERM/DRM



ERM

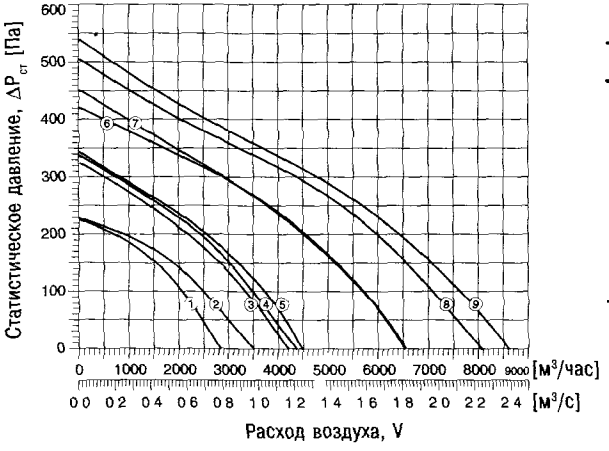
- Диагональное рабочее колесо
- Электродвигатель с внешним ротором
- Высокая производительность по воздуху
- Однофазный электродвигатель 220В/50Гц

DRM

- Диагональное рабочее колесо
- Электродвигатель с внешним ротором
- Высокая производительность по воздуху
- Трехфазный электродвигатель 380В/50 Гц

Преимущества:

- Корпус изготавливается из оцинкованной стали
- Возможность регулировать расход воздуха с помощью трансформаторных устройств
- Вход и выход вентиляторов выполнены таким образом, что вентиляторы легко можно устанавливать в разрыв воздуховода

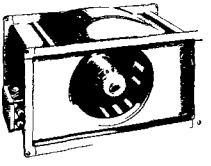


N	Тип
1	ERM 315L
2	ERM 355M
3	ERM 355L
4	DRM 355L
5	ERM/DRM 400M
6	ERM/DRM 400L
7	ERM/DRM 450M
8	ERM/DRM 450L
9	ERM/DRM 500M

EK, DK, EKS, DKS – прямоточные канальные вентиляторы для прямоугольных каналов

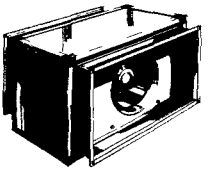
EK, DK, EKS, DKS

EK



- поток воздуха не меняет свое направление
- простой монтаж
- размеры от 260 × 416 до 460 × 690
- электродвигатель с внешним ротором
- однофазный электродвигатель 220В/50Гц

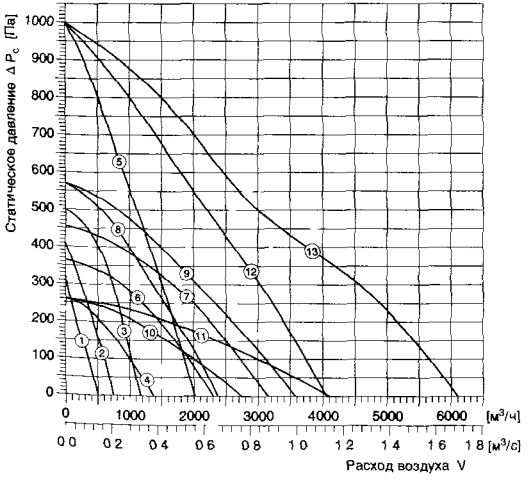
DK



- поток воздуха не меняет свое направление
- простой монтаж
- размеры от 360 × 535 до 460 × 690
- электродвигатель с внешним ротором
- трехфазный электродвигатель 380В/50Гц

EKS-DKS

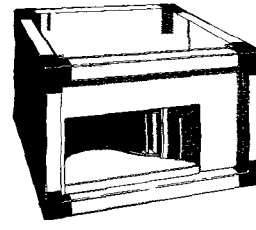
- размеры от 276 × 496 до 476 × 751
- электродвигатель с внешним ротором
- звукоизолированный корпус
- низкие шумовые характеристики



N	Типоразмер
1	175
2	225
3	250
4	310
5	31
6	355
7	400
8	250 ZW
9	250 TR
10	310 ZW
11	310 TR
12	31 ZW
13	31 TR

EKN, EKNS – центробежные канальные вентиляторы для прямоугольных каналов

EKN, EKNS



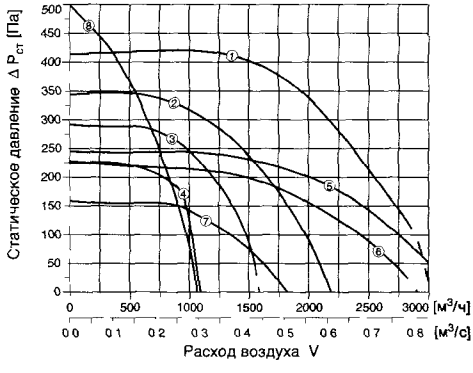
EKN

- Корпус и рабочее колесо из оцинкованной стали
- Высокая производительность по воздуху
- 20 мм стандартный фланец
- Электродвигатель с внешним ротором
- Размеры от 400 × 200 до 900 × 500
- Однофазный электродвигатель 220В/50Гц

! Шумоизолированный корпус позволяет снизить уровень звуковой мощности в окружающую среду на 8 Дб, а в канал на 3 Дб.

EKNS

- Шумоизолированный корпус, толщина тепло- звукоизоляции 25 мм
- Каркас корпуса из алюминиевого профиля, скрепленного пластиковыми уголками
- Съемные боковые панели, возможность подачи воздуха с любой из трех сторон



230V, L/N, 2- 4- 6-полюсные

N	Тип	Размер
1	EKN 280-4	600 × 300
2	EKN 250-4	500 × 300
3	EKN 225-4	500 × 250
4	EKN 200-4	400 × 200
5	EKN 315-6	600 × 350
6	EKN 280-6	600 × 300
7	EKN 250-6	500 × 300
8	EKN 200-2	400 × 200

DKN, DKNS – центробежные канальные вентиляторы для прямоугольных каналов

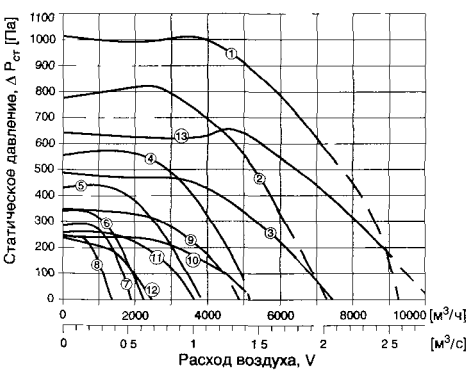
DKN, DKNS

DKN

- Корпус и рабочее колесо из оцинкованной стали
- Высокая производительность по воздуху
- 20 мм стандартный фланец
- Электродвигатель с внешним ротором
- Размеры от 400 × 200 до 900 × 500
- Трехфазный электродвигатель 380В/50Гц

DKNS

- Шумоизолированный корпус, толщина тепло- звукоизоляции 25 мм
- Каркас корпуса из алюминиевого профиля, скрепленного пластиковыми уголками
- Съемные боковые панели, возможность подачи воздуха с любой из трех сторон

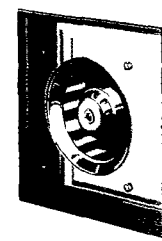


400V, 3AC, 4- 6- 8-полюсные

N	Тип	Размер
1	DKN 400-4	800 × 500
2	DKN 355-4	700 × 400
3	DKN 400-6	800 × 500
4	DKN 315-4	600 × 350
5	DKN 280-4	600 × 300
6	DKN 250-4	500 × 300
7	DKN 225-4	500 × 250
8	DKN 200-4	400 × 200
9	DKN 355-6	700 × 400
10	DKN 400-8	800 × 500
11	DKN 315-6	600 × 350
12	DKN 280-6	600 × 300
13	DKN 450-6	900 × 500

Встраиваемые вентиляторы EB, DB

EB, DB

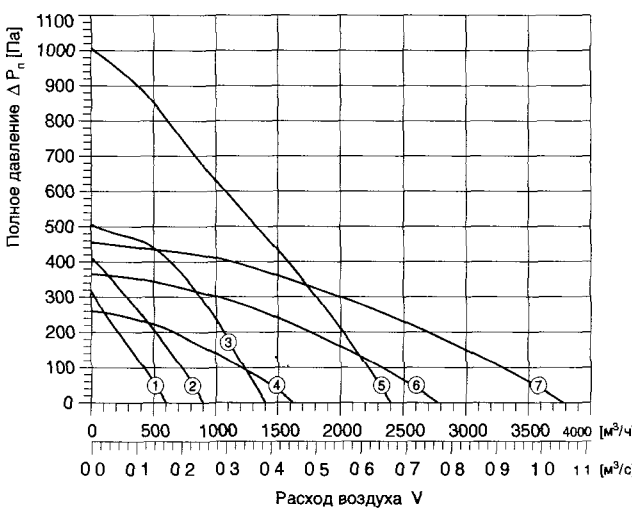


EB

- простой монтаж
- размеры от 355 × 355 до 630 × 630
- электродвигатель с внешним ротором
- однофазный электродвигатель 220В/50Гц

DB

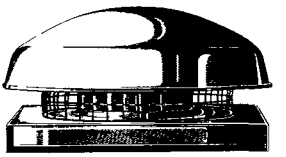
- простой монтаж
- размеры от 560 × 560 до 630 × 630
- электродвигатель с внешним ротором
- трехфазный электродвигатель 380В/50Гц



N	Тип
1	EB 175
2	EB 225
3	EB 250
4	EB/DB 310
5	EB 31
6	EB/DB 355
7	EB/DB 400

Крышные вентиляторы DH, DV, DVS

DH, DV, DVS



Преимущества

- Возможность плавного регулирования производительности с помощью трансформаторных устройств
- Возможность переключение режима работы за счет подключения звезда / треугольник
- Модели с вертикальным или горизонтальным выбросом воздуха
- Встроенные в обмотки двигателя термоконтакты
- Полный набор необходимых аксессуаров

Назначение

Крышные вентиляторы применяются в системах вентиляции жилых и общественных зданий и сооружений различного назначения

Рабочее колесо

Рабочее колесо имеет загнутые назад лопатки Оно монтируется непосредственно на внешнем роторе электродвигателя и сбалансировано вместе с ним по двум плоскостям

Электродвигатель

В вентиляторах устанавливаться современные электродвигатели с внешним ротором, управляемые напряжением, имеющие степень зашиты IP44, с пропиткой для зашиты от влаги В обмотку встроены термоконтакты

DH – горизонтальный выброс
DV – вертикальный выброс
DVS – вертикальный выброс, шумоизолированный корпус

Корпус DH

а) Корпуса вентиляторов до размера кожуха 500 изготовлены из алюминия, стойкого к воздействию соли,

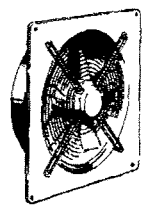
б) Корпуса вентиляторов от размера кожуха 560 изготовлены из оцинкованного стального листа

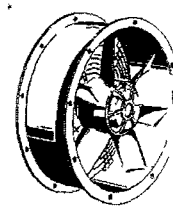
Корпус DV/DVS

Корпус вентилятора изготовлен из корозионностойкого алюминия

Осевые вентиляторы AEQ / ADQ, AER / ADR

AEQ / ADQ, AER / ADR





Преимущества:

- Компактные размеры
- Универсальное применение
- Возможность плавного регулирования производительности с помощью трансформаторных устройств
- Встроенные в обмотки двигателя термоконтакты
- Простой монтаж

Назначение

Осевые вентиляторы используются для подачи больших объемов воздуха в системах с низкими аэродинамическими сопротивлениями.

Корпус

Корпус осевых вентиляторов изготавливается из оцинкованного стального листа и имеет синтетическое покрытие

Рабочее колесо

Рабочие колеса осевых вентиляторов имеют аэродинамический профиль. Оно установлено непосредственно на внешнем роторе электродвигателя и сбалансированы вместе с ним в двух плоскостях

Типы вентиляторов

- ***AEQ/ADQ*** Корпус со специальной пластиной для крепления к стене
- ***ARE/ADR*** Короткий корпус с двумя фланцами. Размер: от 200 до 1000

Конструкция

Пластина и фланцы для крепления к стене изготовлены из оцинкованной стали с защитным покрытием с защитным покрытие порошковой окраской

- Лопасти серий 200–300 выполнены из оцинкованной стали, окрашенные в черный цвет, или высокопрочного пластика
- Лопасти серий 315–1000 – алюминиевые, отлитые под давлением или из высокопрочной пластмассы
- Простое электрическое подключение
- Простой монтаж.

Двигатели

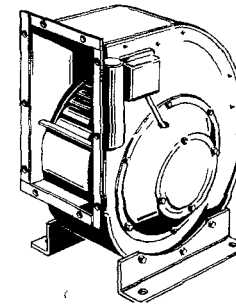
Осевые вентиляторы оборудованы двигателями с внешним ротором с управляемой скоростью вращения Двигатели до размера 300 обладают классом защиты IP 44, класс изоляции B Двигатели размера 315–1000 обладают классом защиты IP 54, класс изоляции F, защита от влаги, направление потока – стандарт A, по требованию – стандарт V

Защита двигателей термическими контактами. Двигатели размера 200–300 поставляются с термическими контактами, установленными внутри Начиная с двигателей размера 315, термические контакты монтируются снаружи

Динамическая балансировка двигатель/лопастное колесо устройства в двух плоскостях согласно требованиям VDI 2060 Не требующие обслуживания шарикоподшипники Евростандарт напряжения в соответствии с DIN IEC 38, 230/400 В, 50 Гц

Центробежные вентиляторы одностороннего всасывания ERAE, ERAD

ERAE, ERAD



- Одностороннее всасывание
- Электродвигатель с внешним ротором
- Корпус из оцинкованной стали
- 100% регулировка скорости

Назначение

Вентиляторы предназначены для использования в крупных системах общеобменной и технологической вентиляции и кондиционирования и рекомендуются для подачи воздуха с малым содержанием пыли, а также низкоагрессивных газов и паров.

Рабочее колесо

Центробежные рабочие колеса вентиляторов ERAE/ERAD одностороннего всасывания. Рабочее колесо, выполнено из оцинкованного стального листа, смонтировано непосредственно на внешнем роторе электродвигателя и сбалансировано вместе с ним по двум плоскостям, в соответствие со стандартом качества G2.5 по VDI 2060.

Обозначение типоразмера вентилятора соответствует наружному диаметру рабочего колеса.

Корпус

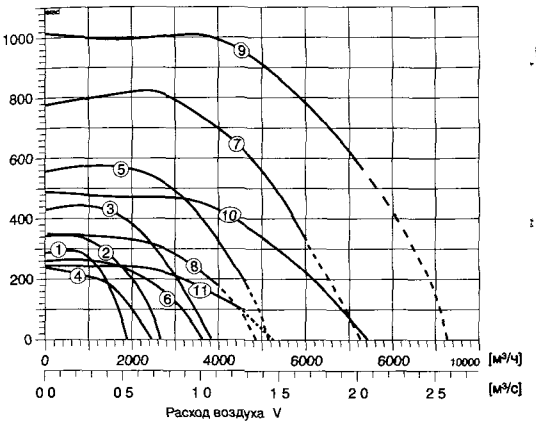
Корпус центробежных вентиляторов изготовлен из оцинкованного стального листа. Детали корпуса соединены в единую жесткую конструкцию герметичным швом с дополнительным усилением точечной сваркой у больших типоразмеров. Корпус вентилятора герметичен для газовых смесей. Вентиляторы серии ERAE/ERAD выпускаются только в правостороннем исполнение.

Присоединительные размеры входа и выхода являются стандартными.

Электродвигатель

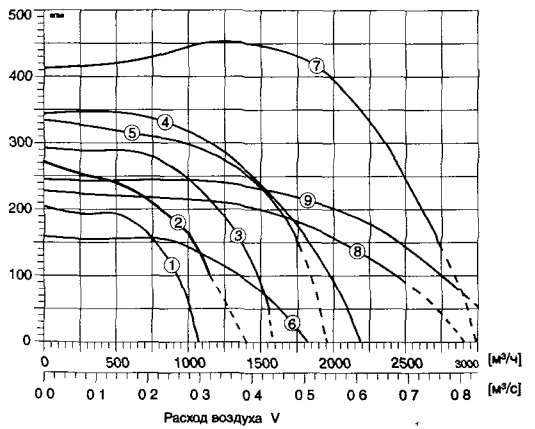
В вентиляторах устанавливаться современные электродвигатели с внешним ротором, управляемые напряжением, имеющие степень защиты IP44, с пропиткой для зашиты от влаги. В обмотку двигателя встроены термоконтакты.

ERAD 400 B, 3~, 4- 6- 8-полюсные



N	Тип ERAD...
1	225-4S
2	250-4S
3	280-4S
4	280-6S
5	315-4S
6	315-6S
7	355-4S
8	355-6S
9	400-4S
10	400-6S
11	400-8S

ERAE 230 B, L/N, 4- 6-полюсные

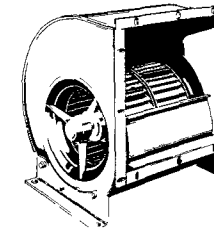


N	Тип ERAE. .
1	180-4S
2	200-4S
3	225-4S
4	250-4S
5	250-4KS
6	250-6S
7	280-4S
8	280-6S
9	315-6S

Центробежные вентиляторы двустороннего всасывания DRAE, DRAD

DRAE, DRAD

- Двустороннее всасывание
- Электродвигатель с внешним ротором
- Корпус из оцинкованной стали
- 100% регулировка скорости



Назначение

Вентиляторы предназначены для использования в крупных системах общеобменной и технологической вентиляции и кондиционирования и рекомендуются для подачи воздуха с малым содержанием пыли, а также низкоагрессивных газов и паров.

Рабочее колесо

Центробежные рабочие колеса вентиляторов DRAE/DRAD двухстороннего всасывания. Рабочее колесо, выполнено из оцинкованного стального листа, смонтировано непосредственно на внешнем роторе электродвигателя и сбалансировано вместе с ним по двум плоскостям, в соответствие со стандартом качества G2.5 по VDI 2060.

Обозначение типоразмера вентилятора соответствует наружному диаметру рабочего колеса.

Корпус

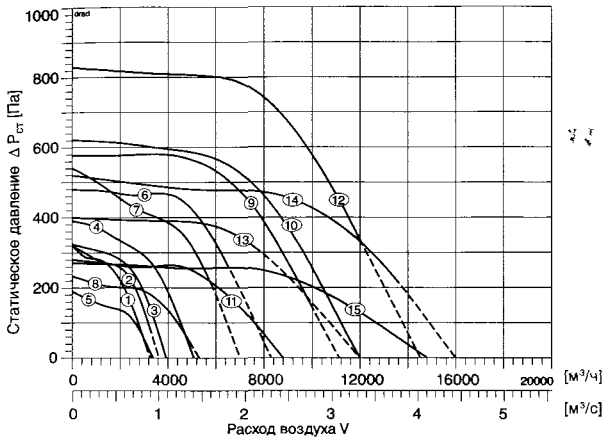
Корпус центробежных вентиляторов изготовлен из оцинкованного стального листа. Детали корпуса соединены в единую жесткую конструкцию герметичным швом с дополнительным усилением точечной сваркой у больших типоразмеров. Корпус вентилятора герметичен для газовых смесей.

Присоединительные размеры входа и выхода являются стандартными.

Электродвигатель

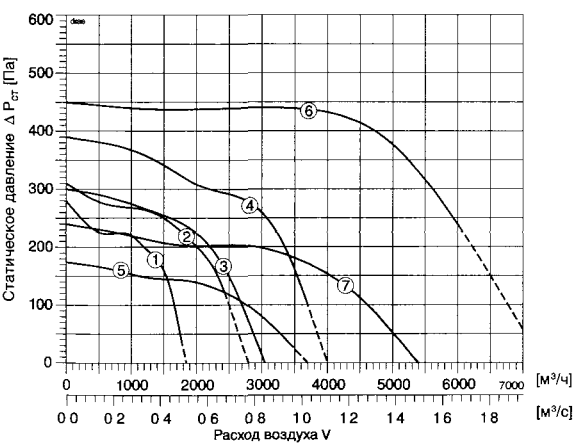
В вентиляторах устанавливаться современные электродвигатели с внешним ротором, управляемые напряжением, имеющие степень зашиты IP44, с пропиткой для зашиты от влаги. Некоторые вентиляторы серии DRAD поставляются только с двигателем со степенью защиты IP10. В обмотку двигателя встроены термоконтакты.

DRAE 230 B, L/N, 4- 6-полюсные



N	Тип DRAE
1	180-4S
2	200-4S
3	225-4S
4	250-4S
5	250-6S
6	280-4S
7	280-6S

DRAD 400 B, 3~, 4- 6- 8-полюсные

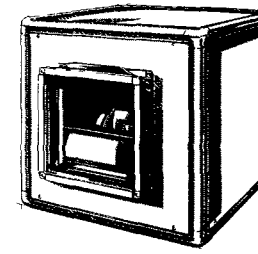


N	Тип DRAD
1	200-4S
2	225-4S
3	250-4S
5	250-6S
6	280-4S
7	280-4KS
8	280-6S
9	315-4S
10	315-6S
11	355-4KS
12	355-4S IP 10
13	355-6S
14	400-6S
15	400-8S

Центробежные вентиляторы в звукоизолированном корпусе

KB

Расход воздуха от 200 м³/час до 20000 м³/час. Максимальное давление 2500 Па.



Назначение:

- Вентиляторы могут использоваться как на вытяжку, так в качестве вентиляционной секции в приточной установке
- Экономичное решение для систем вентиляции общественноадминистративных и промышленных помещений
- Простой монтаж.
- Низкий уровень шума (– 8 – 12 дБ) относительно обычного исполнения.
- Шумо- и теплоизолированный дополнительный корпус.
- Используются центробежные вентиляторы двухстороннего всасывания.
- 100% заменяют центробежные вентиляторы с односторонним всасыванием, при этом при одинаковой производительности используется меньший типоразмер вентилятора, что снижает стоимость и мощность электродвигателя.
- Герметичное исполнение корпуса для установки вне помещений, погодоустойчивые алюминивые боковые панели, крыша из погодоустойчивого алюминия (по требованию)
- Дополнительное защитное покрытие корпуса эпоксидным лаком (по требованию).

Вентиляторы

Применяются вентиляторы двухстороннего всасывания двух типов·

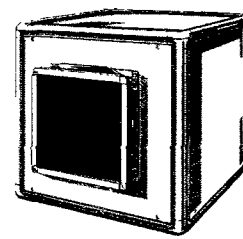
- С электродвигателем с внешним ротором, модели DRAE/DRAD, для решения задач с низким давлением в сети до 800 Па. 100% регулировка скорости вращения рабочего колеса.
- С рабочим колесом с вперед и назад загнутыми лопатками и клиноременной передачей для решения задач с давлением в сети до 2000 Па и расходом воздуха до 20 000 м³/ч. Комплектуются асинхронными двигателями Siemens.

Высоконапорные вентиляторы в звукоизолированном корпусе

KBPF

Расход воздуха от 600 м³/час до 10000 м³/час. Максимальное давление 2100 Па.

Корпус:



- Корпусная рама из прочного специального алюминиевого профиля выполненного с помощью литья под давлением, а уголки – из пластмассы.
- Панели сделаны из стального листа и по желанию могут быть покрыты эпоксидной краской.
- Корпус тепло- и звукоизолирован.
- Для установки на улице панели вентилятора изготавливаются из алюминия с защитой от дождя.
- По желанию вентиляторы могут быть оснащены сервисными дверцами.

Вентилятор:

- Свободно вращающееся колесо крепится непосредственно на валу двигателя.
- Такие вентиляторы являются новой разработкой и имеют более высокий КПД

Двигатель:

Данные вентиляторы могут поставляться с двумя типами двигателей:

- Трехфазные нормальные двигатели переменного тока, с регулированием частоты вращения;
- Однофазные двигатели переменного тока, со ступенчатым регулированием.

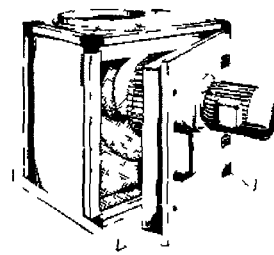
Установка и сервис:

- Простота ухода и обслуживания;
- Типовые размеры панелей позволяют менять их местами;
- Электрические соединения осуществляются в герметичной клеммной коробке.

Кухонные вентиляторы

KAFE/KAFD, KATE/KATD

Расход воздуха от 150 м³/час до 9000 м³/час. Максимальное давление 1200 Па.



Специально разработаны для профессиональных кухонных вытяжек столовых, кафе, ресторанов

- Шумоизолированный, коррозионностойкий корпус,
- Электродвигатель установлен вне корпуса и не находится в потоке горячего воздуха,
- Съемное рабочее колесо и инспекционная дверь для быстрой и удобной чистки вентилятора,
- Низкий уровень шума
- Двигатели Siemens

Корпус

Каркас корпуса изготавливается из коррозионностойкого алюминия скрепленных уголками из высокопрочного жаростойкого пластика Все боковые панели двухсторонние из оцинкованной стали Толщина звукоизоляционного слоя составляет 25 мм Боковая панель с электродвигателем выполнена в виде сервисной двери для чистки и обслуживания вентилятора

Рабочее колесо

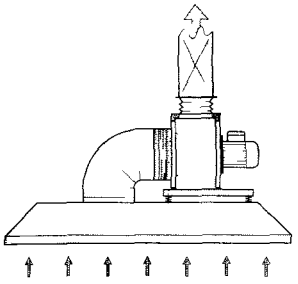
В вентиляторах используются рабочие колеса с вперед загнутыми лопатками из оцинкованной стали и назад загнутыми лопатками из коррозионностойкого алюминия Оба типа рабочих колес высокоэффективны и обладают низким уровнем шума

Шум

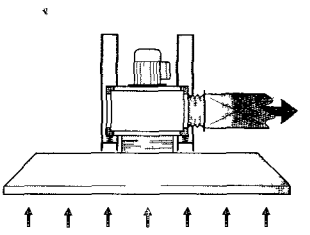
На кривых производительности приведены уровни шума в окружающую среду с учетом шумопоглащения в корпусе вентилятора
Рабочая температура до 80 °C

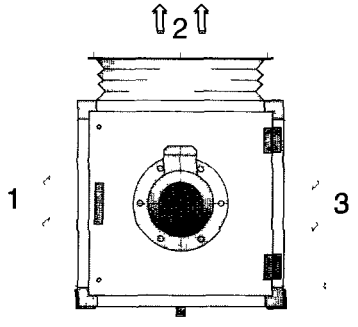
Установка вентилятора

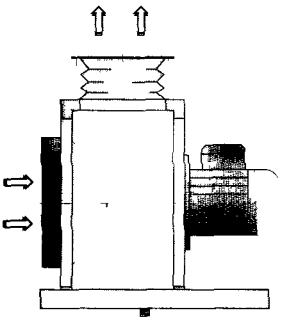
Вертикальная



Горизонтальная





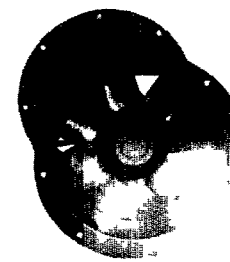


Осевые вентиляторы

AXV, BXV

Расход воздуха от 500 м³/час до 110000 м³/час. Максимальное давление 1400 Па.

Корпус



Корпус изготавливается из черного стального листа с последующим горячим цинкованием (модели SH/LH) и двух типоразмеров: короткий, закрывающий только рабочее колесо (SH) и полный, закрывающий рабочее колесо и электродвигатель полностью (LH). Типоразмер корпуса соответствует внешнему диаметру рабочего колеса По двум сторонам корпуса изготовлены фланцы стандартных размеров (международный стандарт DIN 24154, R2).

Аэродинамический профиль лопастей рассчитан на максимальную производительность и эффективность при минимальном уровене шума.

Во втулке может быть от 3 до 12 лопастей, установленных под разными углами к потоку воздуха. Что дает возможность на одном типоразмере вентилятора получить широкий спектр кривых производительности, максимально точно подобрать модель вентилятора по требуемой рабочей точке, при максимальной эффективности и минимальном уровене шума.

Все элементы рабочего колеса проходят рентгеноскопию для выявления скрытых дефектов и отбраковки их.

Рабочее колесо

Рабочее колесо состоит из корпуса, лопастей и защитной крышки. Втулка изготавливается из алюминия, в котором жестко крепятся лопасти. Лопасти изготавливаются из алюминия (до 400°С) или высокопрочной пластмассы (до 80°С).

Электродвигатели

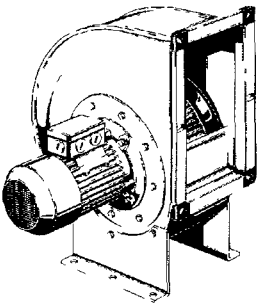
В вентиляторах используются стандартные общепромышленные асинхронные двигатели в закрытом корпусе с короткозамкнутой обмоткой: 2-, 4-, 6-полюсные, класс защиты IP55. Рабочее колесо установлено и жестко закреплено непосредственно на валу электродвигателя.

Срок службы вентилятора

Определяется сроком службы электродвигателя и составляет не менее 20 000 часов.

Центробежные вентиляторы с прямым приводом

Расход воздуха от 150 м³/час до 20000 м³/час. Максимальное давление 2100 Па.



Назначение

Вентиляторы предназначены для использования в крупных системах общеобменной и технологической вентиляции, а так же для обеспечения подачи воздуха в промышленных процессах.

Рабочее колесо

Для обеспечения широкого диапазона производительности и оптимального уровня энергопотребления для центробежных вентиляторов ROVER был разработан широкий ряд рабочих колес как с лопатками загнутыми вперед, так и с лопатками загнутыми назад. Это позволяет наиболее точно выбрать типоразмер вентилятора в зависимости от требований к рабочим характеристикам, таким как напор, расход, уровень шума, коэффициент полезного действия.

Корпус

Корпус вентилятора выполняется в трех вариантах:

F – стандартное исполнение на ножках

Q – усиленное исполнение с рамой и опорой для электродвигателя

Выбор варианта исполнения корпуса зависит от мощности и габаритных размеров используемого двигателя. При этом для больших вентиляторов возможно использовать только исполнение усиленного корпуса с рамой и опорой для электродвигателя. Маленькие вентиляторы могут быть сделаны и в стандартном и в усиленном исполнении.

Двигатель

Выбор мощности и типа двигателя зависит от типоразмера корпуса вентилятора и требуемых параметров рабочей точки. Для вентиляторов могут использоваться 2-х, 4-х и 6-ти полюсные трехфазные двигатели. При этом, если вентилятор будет работать в левой части своей рабочей характеристики, возможно использование двигателей меньшей мощности, и применение корпуса в более простом исполнение.

Центробежные вентиляторы с клиноременной передачей

TRZ / HRZ, TRE / HRE

Расход воздуха от 100 м³/час до 120000 м³/час. Максимальное давление 3000 Па.

- Двухстороннего всасывания TRZ / HRZ.
- Одностороннего всасывания TRE / TRE.
- Назадзагнутые лопатки HRZ / HRE.
- Впередзагнутые лопатки TRZ / TRE.
- Корпус, рабочее колесо и комплектующие из коррозионностойких материалов.



Назначение

Вентиляторы предназначены для использования в крупных системах общеобменной и технологической вентиляции, а так же для обеспечения подачи воздуха в промышленных процессах.

Мощные вентиляторы двухстороннего всасывания используются при производстве вентиляторных секций центральных кондиционеров и отдельных вентиляторных блоков в шумоизолированном корпусе.

Рабочее колесо

Центробежные рабочие колеса вентиляторов могут быть одностороннего или двухстороннего всасывания. Для обеспечения широкого диапазона производительности и оптимального уровня энергопотребления для центробежных вентиляторов ROVER был разработан широкий ряд рабочих колес как с лопатками загнутыми вперед, так и с лопатками загнутыми назад. Это позволяет наиболее точно выбрать типоразмер вентилятора, в зависимости от требований к рабочим характеристикам, таким как напор, расход, уровень шума, коэффициент полезного действия.

Корпус

В зависимости от предъявленных требований, мощности и назначения вентилятора предлагается 8 различных вариантов исполнения корпуса, которые отличаются прочностью конструкции и наличием фланцев.

Рама

Корпус, рабочее колесо и двигатель вентилятора устанавливаются на несущую раму. Рама вентилятора имеет подвижные салазки, для регу-

лирования натяжения клиноременной передачи. Для вентиляторов больших типоразмеров используется усиленная рама А для вентиляторов небольших размеров существует возможность установить двигатель и устройство натяжения клиноременной передачи непосредственно на корпус вентилятора.

Двигатель

Для привода вентилятора рекомендуется использовать четырехполюсный трехфазный двигатель. Необходимая частота вращения рабочего колеса определяется выбором клиноременной передачи.
Установочная мощность двигателя определяется необходимой мощностью на валу вентилятора, с учетом поправочного коэффициента, установленного для вентиляторов с клиноременной передачей действующими нормами проектирования.

Если существует вероятность того, что вентилятор будет работать в нерасчетных режимах, рекомендуется обеспечить защиту двигателя от перегрузки. По запросу возможна поставка двигателя с термоконтактом.

Антивибрационные опоры

Рама двигателя обычно устанавливается на пружинные (рекомендуется) или резиновые антивибрационные опоры.

Б 2. Воздухораспределительные устройства Imp Klima

Огнезадерживающие клапаны, клапаны дымоудаления

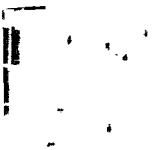
Огнезадерживающие клапаны

Огнезадерживающие клапаны устанавливаются на прямоугольных и круглых воздуховодах в местах их пересечения с ограждениями взрывопожароопасных помещений. При пожаре они автоматически запираются и предупреждают распространение пожара по вентиляционным воздуховодам.

Тип клапанов в зависимости от пускового механизма:

- базовая модель с плавкой вставкой
- модель с удерживающим или тянущим электромагнитом
- модель с электроприводом.

Огнезадерживающие клапаны сертифицированы в Словении, Австрии, России, Польше и Хорватии.



PL-12R-K90



PL-13R-K90/F



PL-13R-K90/S

Клапаны дымоудаления

Клапаны дымоудаления при пожаре автоматически открываются и обеспечивают удаление дыма и жара.

Тип клапанов в зависимости от пускового механизма:

- базовая модель с плавкой вставкой
- модель с электромагнитом.



DOL-1R

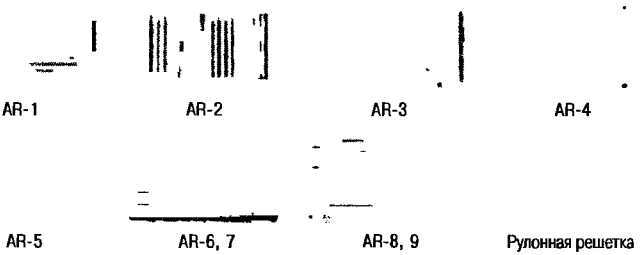


DOL-1RK – для установки в воздуховод

Вентиляционные решетки и клапаны

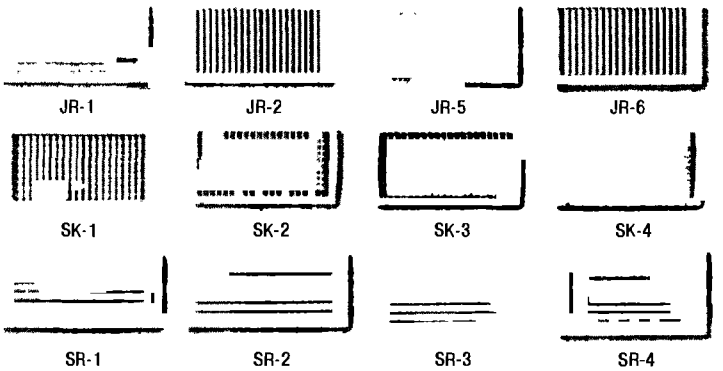
Алюминиевые решетки AR, SR-58

Изготовлены из экструдированных алюминиевых профилей и покрашены в натуральный цвет алюминия. По желанию заказчика возможна покраска с помощью порошкового опыления в любой цвет RAL.



Стальные решетки JR, SK, SR-14

Изготовлены из листовой стали и покрашены способом порошкового опыления краской RAL 9010. По желанию заказчика изготовим решетки из оцинкованной или нержавеющей стали и покрасим в любой цвет.



Стальные вентиляционные клапаны PV-1, PV-2

Изготовлены из листовой стали и покрашены способом порошкового опыления в любой цвет цветовой гаммы RAL 9010.



Линейные диффузоры

Линейные диффузоры

Употребление:

Линейные диффузоры предназначены для подвода и отвода воздуха в помещениях высотой от 2,5 до 4 м. Приспособлены для подвода как теплого, так и холодного воздуха, особенно там, где очень строгие требования к комфорту.



LD-13



LD-14



LD-15



LD-16

Описание:

Панели изготовлены из анодированных алюминиевых профилей с вмонтированными цилиндрическими валиками для регулирования направления воздушного потока в радиусе 360°. Изготовлены они из пластмассы вторичной обработки. Присоединительная камера линейного диффузора изготовлена из оцинкованной жести и имеет в подключении регулировочную заслонку для дополнительной настройки желаемого потока воздуха.

Линейный панельный диффузор

Линейные панельные диффузоры состоят из панели и камеры. В прорези панели вмонтированы цилиндрические валики (идентичные установленным в линейных диффузорах LD-13, LD-14), благодаря которым можно настроить количество и направление подачи воздуха постепенно под любым углом в диапазоне 360°. Изготавливаем различные формы панелей с любым расположением прорезей по желанию заказчика.



LDP 14

Круглые и квадратные диффузоры

Круглые диффузоры

Круглые диффузоры предназначены для подачи и отвода воздуха. Благодаря высокому уровню индукции применяются при большой разности температур между вдуваемым воздухом и воздухом в помещении. Отличаются большой пропускной способностью и небольшим уровнем шума.

Стальные круглые диффузоры OD-1, OD-2:

Изготовлены из листовой стали и покрашены способом порошкового опыления в RAL 9010. Возможна покраска в любой другой цвет по выбору заказчика.

Алюминиевый круглый диффузор OD-3:

Обручи диффузора изготовлены из алюминиевых листов, регулировочный механизм — из стали. Окрашен способом порошкового опыления в RAL 9010. Возможна покраска в любой другой цвет по выбору заказчика.



OD-1 OD-2 OD-3

Квадратные диффузоры

Квадратные диффузоры предназначены для подачи и отвода воздуха. Благодаря высокому уровню индукции применяются при большой разности температур между вдуваемым воздухом и воздухом в помещении. Отличаются большой пропускной способностью и небольшим уровнем шума.

Квадратные диффузоры KD-1, KD-2, KD-4:

Изготовлены из листовой стали и покрашены способом порошкового опыления в RAL 9010. Возможна покраска в любой другой цвет по выбору заказчика Присоединительные камеры изготовлены из оцинкованной стали



KD-1 KD-2 KD-4

Imp Klima

Список литературы

[1] Wagner, Walter: *Lufttechnische Anlagen* (Kamprath-Reihe), 1. Auflage Würzburg: Vogel Buchverlag, 1997.

[2] Berliner, Paul: *Khmatechmk* (Kamprath-Reihe), 2. Auflage. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1984.

[3] Reinmuth, Friedrich: *Raumlufttechmk* (Kamprath-Reihe), 1. Auflage. Würzburg: Vogel Buchverlag, 1996.

[4] DIN 1946: *Raumlufttechmk,* Teile 1 bis 7.

[5] Recknagel/Sprenger/Schramek: *Taschenbuch für Heizung und Khmatechmk,* 69. Auflage. München/Wien: R. Oldenbourg Verlag, 1999.

[6] Ihle/Bader/Golla: *Tabellenbucb Sanitär, Heizung, Lüftung,* 2. Auflage, Bad Homburg v.d. Höhe: Verlag Dr. Max Gehlen, 1998.

[7] Pistohl, Wolfram: *Handbuch der Gebäudetechmk,* 2. Auflage. Düsseldorf: Werner Verlag, 1998.

[8] Ihle, Claus: *Lüftung und Luftheizung,* 6. Auflage. Düsseldorf: Werner-Verlag, 1997.

[9] Zierhut, Herbert: *Heizungs- und Lüftungstechmk,* 1. Auflage. Neusaß: Kieser Verlag, 1997.

[10] Helios Ventilatoren, Schwenmngen: Werks- und Planungsunterlagen.

[11] Ihle, Claus: *Khmatechmk,* 3. Auflage. Düsseldorf: Werner-Verlag, 1996.

[12] RWE Energie: *Bau-Handbuch,* 12. Ausgabe. Essen: RWE Aktiengesellschaft.

[13] Cziesielski/Daniels/Trümper: *Ruhrgas-Handbuch Haustechmsche Planung,* 2 Auflage. Stuttgart: Karl Krämer Verlag, 1988.

[14] Joh. Vaillant, Remscheid: Werksunterlagen.

[15] Wolf GmbH, Mamburg: Werks- und Planungsunterlagen.

[16] GEA Happel, Herne: Werks- und Planungsunterlagen.

[17] Meyer, Schiffner: *Lehrbuch Grundlagen Techmsche Thermodynamik.* Leipzig: Fachbuchverlag.

[18] RWE-Handbuch: *Bauphysikahsche und bautechmsche Grundlagen* Heidelberg: Energie-Verlag GmbH.

[19] DIN 18 017 Teile 1 und 3: *Lüftung von Bädern und Toiletten ohne Außienfenster.*

[20] MAICO Ventilatoren, Villmgen-Schwennmgen: Werks-und Planungsunterlagen.

[21] Polytherm, Ochtrup: Werks- und Planungsunterlagen.

[22] *Arbeitsmappe Heiztechmk/Samtärtechmk/Raumlufttechmk.* Düsseldorf: VDI-Verlag.

[23] Werks- und Planungsunterlagen der Firma conit Lufttechnik GmbH, Kassel.

[24] Sächsische Bauordnung, Textausgabe, vom 17. Juh 1992. Wiesbaden/Berlin: Bauverlag GmbH, 1993.

[25] Kehr- und Überprüfungsordnung Sachsen vom 2. Mai 1995.

[26] Verband Deutscher Maschmen- und Anlagenbau e.V, VDMA-Emheitsblatt 24 186 von 9.88.

Литература, добавленная редактором перевода

[27] *Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха*: Справочное пособие. М.: Пантори, 2003.
[28] Сибикин Ю.Д. *Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха*: Учебное пособие для среднего профессионального образования. М.: Академия, 2004.
[29] А 3-804. Руководство по расчету воздуховодов из унифицированных деталей. М.: Сантехпроект, 1979.
[30] *Вентиляция и кондиционирование воздуха*. Кн. 2: Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. М.: Стройиздат, 1992.
[31] Свистунов В.М., Пушняков Н.К. *Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха*: Учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2004.
[32] *Руководство по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок*. М.: Сантехпроект, НИИСФ, 1992.
[33] ГОСТ 21-205-93. Условные обозначения элементов санитарно-технических систем.
[34] Резников Г.В. *Аэроионизация в системах вентиляции и кондиционирования воздуха*. М.: Прецизионные термосистемы, 2004.
[35] *Imp Klima*. Технический каталог. 2004.
[36] *Rover*. Технический каталог. Ч. 1, Вентиляторы. 2004.
[37] Вахвахов Ю.Г. *Работа вентиляторов в сети*. Стройиздат, 1974.