

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА

ЕВРОКЛИМАТ

УДК 675.0
ББК 30.782.2+36.782.3+73
С46

Ананьев В.А., Балугева Л.Н., Гальперин А.Д., Городов А.К., Еремин М.Ю.,
Звягинцева С.М., Мурашко В.П., Седых И.В.
СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ. ТЕОРИЯ
И ПРАКТИКА. 2001, 416 с. Третье издание.

В книге рассмотрены характеристики, методы подбора и монтажа оборудования и элементов систем вентиляции и кондиционирования: кондиционеров различного типа, разнообразного вентиляционного оборудования и элементов автоматики. Большое внимание уделено вопросам проектирования систем, приведены практические примеры их использования для типовых производственных объектов, жилых и общественных зданий.

Книга предназначена для практической работы широкого круга специалистов в области проектирования, монтажа и эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха и может быть полезна в качестве практического пособия в высших учебных заведениях по специальности «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».

ISBN 5-84447-005-4

© ЕВРОКЛИМАТ, 2000 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Уважаемый читатель, перед Вами книга, подготовленная сотрудниками компании ЕВРОКЛИМАТ - одной из ведущих фирм на российском рынке климатических систем. Сегодня в нашей компании работают более 200 специалистов, решающих весьма разнообразные профессиональные задачи. Это полный цикл проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха на базе современного оборудования известных зарубежных и отечественных производителей, организация прямых контрактных поставок этого оборудования на московские и региональные объекты заказчика, проведение монтажных и пуско-наладочных работ, обеспечение гарантийного и сервисного обслуживания установленного оборудования.

Более 300 московских и региональных партнеров работают с компанией Евроклимат во всех регионах России и странах СНГ. В совместной работе нами накоплен большой практический опыт, который активно используется на семинарах и курсах повышения квалификации кадров в Учебном центре нашей компании. На этих занятиях часто поднимался вопрос, который задавали и сотрудники ЕВРОКЛИМАТа и специалисты наших дилерских организаций: «Почему бы опыт, накопленный в практической работе, не систематизировать в виде книги? Тогда в одном издании можно рассмотреть вопросы, связанные с проектированием, монтажом и пуско-наладкой оборудования».

Действительно, современный специалист, будь это проектировщик, монтажник или инженер сервиса должен хорошо знать не только свою часть работы. Сегодня рынок требует специалистов с универсальными знаниями и широким кругозором. Кроме того, поскольку в России пока явно не достает изданий, где кроме вопросов теории, было бы подробно рассмотрено современное климатическое оборудование, мы решили представить в книге оборудование известных производителей и показать возможности его применения. И, наконец, чтобы облегчить проектировщикам поиск необходимых данных, в этой книге приведены нормы проектирования, наиболее важные для практических расчетов.

Из ведущих специалистов компании ЕВРОКЛИМАТ была создана редакторская группа, которая сформулировала задачи отдельных глав этой книги и разработала форму подачи материала. На первых порах мы даже не представляли себе, какой это нелегкий труд. Ведь делать это приходилось нашим проектировщикам, инженерам сервиса, специалистам по автоматике без отрыва от текущей работы. Мне хочется поблагодарить сотрудников нашей компании, принимавших активное участие в создании этой книги.

Надеюсь, что книга окажется для Вас интересной и полезной. Если после ее прочтения у Вас появятся вопросы, адресовать их можно сотрудникам нашей компании. Для этого в Послесловии приведена краткая информация об основных подразделениях ЕВРОКЛИМАТа и телефоны, по которым Вы сможете получить самую исчерпывающую информацию по всем интересующим вопросам.

С уважением,

Генеральный директор компании
ЕВРОКЛИМАТ

Г.Ю. Горовой

Данная книга, написанная сотрудниками одной из ведущих компаний России в области климатехники — ЕВРОКЛИМАТ, является первым обобщающим практическим пособием. В ней представлен очень нужный материал для проектирования, монтажа и наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха и их элементов.

Книга безусловно будет незаменима для проектных и монтажных организаций, и для персонала центров сервисного обслуживания таких систем. В ней много нового материала и, поэтому, она несомненно нужна специалистам, повышающим свою квалификацию в области вентиляции и кондиционирования.

По существу, это первое издание, объединяющее вопросы теории и практики, необходимые специалистам в повседневной работе. Хочется надеяться, что это издание — не последнее, что в следующих изданиях будут учтены рекомендации профессионалов, которые прочтут эту книгу, а новые виды оборудования будут представлены еще более широко.

*Профессор, д.т.н.,
академик РААСН
Заслуженный деятель Науки и Техники России*

БОГОСЛОВСКИЙ В.Н.

январь, 2000г.

Предлагаемая вниманию читателей книга является коллективным трудом специалистов компании ЕВРОКЛИМАТ — члена Российской ассоциации инженеров АВОК.

Главная и важнейшая задача книги — предоставить специалистам информацию о современных системах кондиционирования и вентиляции зданий и особенностях их применения. Даже при первом знакомстве с книгой становится очевидным, что она создана на основе долговременных методических наработок ее авторов. Материал книги построен системно правильно и тщательно отфильтрован. Очевидно, что книга является первым изданием в России, в котором изложены новейшие разработки в области систем кондиционирования и вентиляции воздуха.

Особая привлекательность работы авторов связана с тем обстоятельством, что в книге изложены не только вопросы теории и сведения по нормативным документам, она также содержит многочисленные примеры практического использования систем кондиционирования и вентиляции. Безусловно, что эти примеры являются результатом практических разработок компании ЕВРОКЛИМАТ, характеризуют профессионализм авторов и глубину их знаний.

Различные главы книги не равноценны с точки зрения насыщенности материалом, но вместе с тем вдумчивый читатель сможет самостоятельно разобраться не только в материале книги, но, что очень важно, использовать его как руководство к практическим действиям.

Это издание вполне может стать настольной книгой для широкого круга специалистов: проектировщиков, архитекторов, научных сотрудников, преподавателей ВУЗов и студентов, для которых особенно остро ощущается дефицит современных материалов.

Появление таких изданий свидетельствует, что задачи, и идеи АВОК находят практическое воплощение в трудах ее членов. Хочется надеяться, что такие необходимые издания будут появляться и впредь.

*Президент АВОК,
профессор, член-корреспондент РААСН*

ТАБУНЩИКОВ Ю.А.

Содержание

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
РАЗДЕЛ I. ЗНАЧЕНИЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА	14
Тепловые комфортные условия	15
Параметры воздушной среды, влияющие на комфортное состояние человека	20
Кондиционирование воздуха и технологические процессы	23
РАЗДЕЛ II. ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И СИСТЕМАМ ВЕНТИЛЯЦИИ	24
2.1 Основные строительные нормы и правила устройства систем кондиционирования и вентиляции ..	25
2.2 Классификация зданий и сооружений	29
2.3 Требования по кондиционированию и вентиляции жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений	31
§ 2.3.1 Общие сведения	31
§ 2.3.2 Санитарно-гигиенические требования	32
§ 2.3.3 Строительно-монтажные и архитектурные требования	38
§ 2.3.4 Основные эксплуатационные требования	38
2.4 Особенности кондиционирования и вентиляции жилых, общественных, административно- бытовых и вспомогательных зданий и помещений промышленных предприятий	39
§ 2.4.1 Общие положения	39
§ 2.4.2 Жилые здания и помещения	41
§ 2.4.3 Здания административных учреждений, проектных и научно-исследовательских организаций	44
§ 2.4.4 Общественные здания	46
§ 2.4.5 Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий	52
РАЗДЕЛ III. ТИПЫ КОНДИЦИОНЕРОВ	54
3.1 ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ	55
§ 3.1.1 Основные понятия, связанные с работой холодильной машины	55
§ 3.1.2 Схема компрессионного цикла охлаждения	56

§ 3.1.3 Основные элементы холодильной машины	60
Компрессор	60
Конденсатор	64
Испаритель	69
Вентилятор	71
Регулятор потока	72
§ 3.1.4 Работа холодильной машины в режиме теплового насоса	73
§ 3.1.5 Работа кондиционера при низкой температуре окружающего воздуха	75
§ 3.1.6 Основные сведения о хладагентах	77
§ 3.1.7 Трубки холодильного контура	78
3.2 КОНДИЦИОНЕРЫ СПЛИТ-СИСТЕМ	84
§ 3.2.1 Классификация и основные технические характеристики кондиционеров сплит-систем	84
§ 3.2.2 Конструкция	88
§ 3.2.3 Основные режимы работы кондиционера	91
§ 3.2.4 Дополнительные режимы работы кондиционера	92
§ 3.2.5 Адаптация кондиционеров DeLonghi к низким температурам наружного воздуха	93
§ 3.2.6 Многозональные системы с изменяемым расходом хладагента	98
3.3 КАНАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ И КОНДИЦИОНЕРЫ СПЛИТ-СИСТЕМ С ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИЕЙ	105
§ 3.3.1 Общие сведения, состав, принципы работы, область применения	105
§ 3.3.2 Компрессорно-конденсаторные (внешние) блоки	109
§ 3.3.3 Испарительные (внутренние) блоки	116
§ 3.3.4 Работа компрессорно-конденсаторных блоков с центральными кондиционерами	119
3.4 СИСТЕМЫ С ЧИЛЛЕРАМИ И ФАНКОЙЛАМИ	122
§ 3.4.1 Общие сведения, состав, принципы работы, область применения	122
§ 3.4.2 Чиллеры	126
Конструкция чиллеров	139
Система управления	139
Принципиальная схема	141
§ 3.4.3 Насосные станции	142
Типы насосных станций	142
Управление насосными станциями	145
Как подобрать насосную станцию	147
§ 3.4.4 Фанкойлы	149
§ 3.4.5 Тепло-хладоносители	155
3.5 КРЫШНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ	157
§ 3.5.1 Общие сведения, состав, принципы работы, область применения	157
§ 3.5.2 Принципиальные схемы холодильного контура крышных кондиционеров	160
§ 3.5.3 Конструктивные особенности и дополнительное оборудование	161

3.6 ШКАФНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ	164
§ 3.6.1 Общие сведения, состав, принципы работы, область применения	164
3.7 ПРЕЦИЗИОННЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ	169
§ 3.7.1 Общие сведения, состав, принципы работы, область применения	169
§ 3.7.2 Конструкция кондиционеров	175
§ 3.7.3 Системы управления прецизионными кондиционерами	176
§ 3.7.4 Выносные конденсаторы и теплообменники с воздушным охлаждением	177
§ 3.7.5 Обеспечение работы кондиционера в режиме охлаждения при низких температурах наружного воздуха	178
§ 3.7.6 Дополнительное оборудование	179
3.8 ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ	180
§ 3.8.1 Общие сведения о центральных кондиционерах и их классификация	180
§ 3.8.2 Конструкция и режимы работы центрального кондиционера	181
§ 3.8.3 Конструкция и принцип работы основных секций и отдельных агрегатов центрального кондиционера	187
Секция охлаждения	187
Секция нагрева	188
Секция увлажнения	188
Секция фильтрации	190
Секция шумоглушения	191
Вентиляторная секция	191
Теплоутилизаторы	192
Воздушные клапаны	195
РАЗДЕЛ IV. ВЕНТИЛЯЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И АКСЕССУАРЫ	196
4.1 ВЕНТИЛЯТОРЫ	197
Осевые вентиляторы	198
Радиальные вентиляторы	198
Диаметральные вентиляторы	199
Область применения и подбор вентиляторов	199
4.2 ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ АГРЕГАТЫ	201
Канальные вентиляторные агрегаты	201
Крышные вентиляторные агрегаты	202
4.3 ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ	203
Приточные установки	203
Вытяжные установки	204
Приточно-вытяжные установки	205
Воздушно-тепловые завесы	206

4.4 ШУМОГЛУШИТЕЛИ	208
4.5 ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ	210
4.6 ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ	214
4.7 ВОЗДУХОВОДЫ	216
Металлические воздуховоды	216
Металлопластиковые воздуховоды	218
Гибкие и полугибкие воздуховоды	218
Неметаллические воздуховоды	221
Достоинства и недостатки различных типов воздуховодов	221
4.8 ЗАПОРНЫЕ И РЕГУЛИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА	222
Воздушные клапаны	222
Диафрагмы регулирующие	223
Основные характеристики воздушных клапанов	223
Основные характеристики диафрагмы	224
Обратные клапаны	224
4.9 ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ И УСТРОЙСТВА ВОЗДУХОУДАЛЕНИЯ	225
Решетки	226
Щелевые воздухораспределительные устройства	227
Плафоны	227
Насадки с форсунками	228
Сопла	228
Перфорированные панели	229
Насадки для подачи воздуха в рабочую зону	230
Воздухораспределители с очисткой воздуха	230
4.10 ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ	232
РАЗДЕЛ V. ИСТОЧНИКИ ШУМА В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И	
 КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И МЕРОПРИЯТИЯ ПО СНИЖЕНИЮ	
 УРОВНЯ ШУМА	236
5.1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ШУМЕ	237
5.2 ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШУМА	238
Уровень мощности звука	238
Уровень давления звука	239
Сумма нескольких источников шума	241

5.3 МЕТОДЫ АНАЛИЗА ШУМОВ	242
Графики Noise Ratings NR ISO	242
Графики Noise Criteria ASHRAE	242
Графики Room Criteria	243
Использование графиков	243
5.4 ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ И ПОГЛОЩЕНИЕ ШУМА	245
5.5 СНИЖЕНИЕ ШУМА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РАССТОЯНИЯ	247
5.6 ШУМ, СОЗДАВАЕМЫЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫМИ УСТАНОВКАМИ И КОНДИЦИОНЕРАМИ	248
Передача шума в установках	249
5.7 МЕРЫ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ..	251
§ 5.7.1 Меры, относящиеся к самому источнику шума	251
§ 5.7.2 Меры, относящиеся к путям передачи шума	253
5.8 ШУМ ОТ СИСТЕМЫ ГИДРАВЛИКИ	257
РАЗДЕЛ VI. РАЗРАБОТКА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ	258
6.1 КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ	259
§ 6.1.1 Классификация систем кондиционирования	259
§ 6.1.2 Классификация систем вентиляции	262
6.2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ...	268
§ 6.2.1 Общие сведения о кондиционируемых помещениях	268
§ 6.2.2 Расчетные внутренние параметры в кондиционируемых помещениях	269
§ 6.2.3 Расчетные параметры наружного воздуха	269
§ 6.2.4 Этапы проектных работ	270
§ 6.2.5 Программа и организация пусконаладочных испытаний	271
6.3 РАСЧЕТ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ	273
§ 6.3.1 Расчет теплового баланса помещения	273
Теплопоступления и теплопотери	274
Упрощенная экспресс-методика расчета теплопритоков	281
§ 6.3.2 Расчет тепловлажностного баланса помещения	282
Влаговыделения в помещении	282
Основные характеристики влажного воздуха	283
Диаграмма I-d- влажного воздуха	284
Процессы тепловлажностной обработки влажного воздуха в I-d- диаграмме	286
Применение I-d- диаграммы	288
Тепловлажностной баланс помещения	292
§ 6.3.3 Расчет воздухообмена	293

§ 6.3.4	Аэродинамический расчет воздушных сетей	301
	Метод допустимых скоростей	302
	Метод постоянной потери напора	305
§ 6.3.5	Гидравлический расчет жидкостных коммуникаций	308
6.4	ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ	311
РАЗДЕЛ VII. АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ		312
7.1	ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ	313
7.2	ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ АВТОМАТИКИ	314
§ 7.2.1	Датчики	314
§ 7.2.2	Регуляторы	317
§ 7.2.3	Регулирующие органы и исполнительные механизмы	321
7.3	ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ВОПРОСЫ НАЛАДКИ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ	324
§ 7.3.1	Переносные и стационарные неавтоматические измерительные приборы	324
§ 7.3.2	Дополнительные устройства автоматики	324
§ 7.3.3	Гидравлические схемы и балансировка систем тепло- и холодоснабжения	325
§ 7.3.4	Наладка систем регулирования	327
7.4	АВТОМАТИЗАЦИЯ СЕКЦИЙ КОНДИЦИОНЕРОВ И ВЕНТУСТАНОВОК	328
§ 7.4.1	Регулирование и автоматизация работы вентиляторов	328
§ 7.4.2	Автоматизация воздушных клапанов	328
§ 7.4.3	Автоматизация воздушных фильтров	329
§ 7.4.4	Автоматизация воздухонагревателей	329
§ 7.4.5	Автоматизация воздухоохладителей	330
§ 7.4.6	Автоматизация пароувлажнителей	330
§ 7.4.7	Автоматизация воздухо-воздушного теплоутилизатора	330
7.5	АВТОМАТИЗАЦИЯ АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ	331
§ 7.5.1	Автоматизация кондиционеров сплит-систем	331
§ 7.5.2	Автоматизация кондиционеров сплит-систем с приточной вентиляцией	331
§ 7.5.3	Автоматизация фанкойлов	332
§ 7.5.4	Автоматизация чиллеров	332
§ 7.5.5	Автоматизация шкафных кондиционеров	333
§ 7.5.6	Автоматизация крышных кондиционеров	333
§ 7.5.7	Автоматизация приточных вентиляционных установок	333
§ 7.5.8	Автоматизация приточно-вытяжных вентиляционных установок	334
§ 7.5.9	Автоматизация центральных кондиционеров	334

7.6 ПРИМЕРЫ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ	336
Система теплоснабжения	336
Тепловая завеса	336
Приточная установка с электроподогревом	336
Приточная установка, сблокированная с вытяжной системой	337
Приточно-рециркуляционная установка	338
Центральный кондиционер	338
Чиллер	339
РАЗДЕЛ VIII. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ МОНТАЖА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ	340
8.1 ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫЕ ОПЕРАЦИИ И ТРАНСПОРТИРОВКА	341
8.2 МОНТАЖ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ	342
Общие принципы монтажа	342
Монтаж установок с осевыми вентиляторами и вертикальным выходом воздуха	343
Монтаж установок с осевыми вентиляторами с горизонтальным выходом воздуха	343
§ 8.2.1 Монтаж кондиционеров с воздушным охлаждением и осевыми вентиляторами	343
§ 8.2.2 Монтаж кондиционеров с воздушным охлаждением и центробежными вентиляторами	346
§ 8.2.3 Монтаж компрессорно-конденсаторных блоков и чиллеров с водяным охлаждением конденсатора	346
Требования к водоподготовке	346
Механическое фильтрование	347
§ 8.2.4 Монтаж кондиционеров сплит-систем	347
§ 8.2.5 Монтаж фанкойлов	348
8.3 МОНТАЖ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ	350
§ 8.3.1 Циркуляционные насосы	351
§ 8.3.2 Расширительные баки	353
§ 8.3.3 Аккумулирующие баки	353
§ 8.3.4 Клапаны	354
8.4 МОНТАЖ ТРУБОПРОВОДОВ	355
§ 8.4.1 Монтаж фреоновых трубопроводов	355
§ 8.4.2 Монтаж дренажных трубопроводов	357
§ 8.4.3 Монтаж трубопроводов гидравлических систем	358
8.5 МОНТАЖ ВОЗДУХОВОДОВ	366
8.6 УСТАНОВКА ТЕРМОСТАТА В ПОМЕЩЕНИИ	369

РАЗДЕЛ IX. ПРИМЕРЫ.....	370
9.1 ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ОБОРУДОВАНИЯ	371
СКВ на базе кондиционеров сплит-систем и система естественной вытяжной вентиляции жилых помещений	371
Система технической вентиляции на базе приточной установки и вытяжного крышного вентилятора	372
СКВ на базе сплит-системы с приточной вентиляцией	373
СКВ на базе «чиллера-фанкойлов», совмещенная с центральным отоплением и система естественной вентиляции административного здания	374
СКВ на базе «чиллера-фанкойлов» и система приточно-вытяжной механической вентиляции офисных помещений	375
СКВ на базе «чиллера-фанкойлов» и система приточно-вытяжной механической вентиляции здания гостиницы	376
СКВ зала кинотеатра на базе центрального приточно-рециркуляционного кондиционера	377
СКВ технологического помещения на базе прецизионного шкафного кондиционера	377
СКВ выставочного зала на базе центрального кондиционера с утилизацией тепла вытяжного воздуха в перекрестно-точном теплообменнике	378
СКВ операционной на базе приточно-вытяжного автономного кондиционера	378
Система вентиляции административного здания на базе поэтажных приточно-вытяжных вентиляционных установок с утилизацией тепла вытяжного воздуха	379
СКВ на базе крышных кондиционеров и система естественной вытяжной вентиляции торгового зала	380
СКВ спортивного зала на базе крышных кондиционеров с секцией вытяжного вентилятора	380
СКВ на базе кондиционера «сплит-системы с приточной вентиляцией» и система естественной вытяжной вентиляции коттеджа	381
СКВ на базе «чиллера-фанкойлов» и приточно-вытяжная установка с утилизацией тепла вытяжного воздуха коттеджа	382
9.2 ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА	384
§ 9.2.1 Разработка системы кондиционирования офисного помещения на базе кондиционеров сплит-систем	384
§ 9.2.2 Разработка системы кондиционирования офисного помещения на базе кондиционера сплит-системы с притоком свежего воздуха	386
§ 9.2.3 Разработка системы кондиционирования для группы офисных помещений на базе чиллера-фанкойлов	391
§ 9.2.4 Разработка системы кондиционирования офисного здания на базе центрального кондиционера-чиллера-фанкойлов	397
ПОСЛЕСЛОВИЕ	405
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	407
ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ И ПЕРЕВОДНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ	412

РАЗДЕЛ I



Значение кондиционирования воздуха

Тепловые комфортные условия	15
Параметры воздушной среды, влияющие на комфортное состояние человека	20
Кондиционирование воздуха и технологические процессы...	23

ЗНАЧЕНИЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Здоровье, работоспособность, да и просто самочувствие человека в значительной степени определяются условиями микроклимата и воздушной среды в жилых и общественных помещениях, где он проводит значительную часть своего времени.

По мере насыщения зданий современными отопительно-вентиляционными системами, осветительной техникой и разнообразным электробытовым оборудованием все более очевидным становится выражение: «Дом – это машина для жилья».

Если говорить о физиологическом воздействии на человека окружающего воздуха, то следует напомнить, что человек в сутки потребляет около 3 кг пищи и 15 кг воздуха. Что это за воздух, какова его свежесть и чистота, душно, жарко или холодно человеку в помещении, во многом зависит от инженерных систем, специально предназначенных для обеспечения воздушного комфорта.

Среди таких систем можно выделить: систему вентиляции, систему отопления (либо комбинированную отопительно-вентиляционную систему) и систему кондиционирования воздуха (СКВ). Воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией, создает в помещении вполне удовлетворительный микроклимат и обеспечивает благоприятные условия воздушной среды. СКВ представляет собой систему более высокого порядка (с большими возможностями). Принципиальное преимущество состоит в том, что, помимо выполнения задач вентиляции и отопления, СКВ позволяет создать благоприятный

микроклимат (комфортный уровень температур) в летний, жаркий период года, благодаря использованию в своем составе фреоновой холодильной машины.

Таким образом, подготовка воздуха в СКВ может включать его охлаждение, нагрев, увлажнение или осушку, очистку (фильтрацию, ионизацию и т.п.), причем система позволяет поддерживать в помещении заданные кондиции воздуха независимо от уровня и колебаний метеорологических параметров наружного (атмосферного) воздуха, а также переменных поступлений в помещение тепла и влаги.

Следует отметить, что системы кондиционирования по своему назначению подразделяются на комфортные и технологические.

Комфортные СКВ предназначены для создания и автоматического поддержания температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, отвечающих оптимальным санитарно-гигиеническим требованиям.

Технологические СКВ предназначены для обеспечения параметров воздуха, в максимальной степени отвечающих требованиям определенного производственного или технологического процесса.

Для того, чтобы понять, насколько все-таки жизненно необходимо поддержание в помещении определенных метеорологических параметров, рассмотрим более подробно основные понятия, связанные с комфортным кондиционированием.

На теплоощущения человека оказывают влияние, в основном, следующие четыре фактора: температура и влажность воздуха, скорость его перемещения (подвижность) и температура ограждающих поверхностей помещения. При различных комбинациях этих параметров тепловые ощущения человека могут оказываться одинаковыми.

Необходимо иметь в виду, что, хотя, теплоощущение и определяется перечисленными параметрами, не любое их сочетание обеспечивает комфортные условия. Каждый из

этих параметров может быть изменен не произвольно, а только в некоторых определенных пределах, удовлетворяющих условиям комфортных теплоощущений.

Знание допустимых пределов колебаний температуры, влажности и подвижности воздуха позволяет регламентировать применение тех или иных видов СКВ.

Если человек не ощущает ни холода, ни перегрева, ни движения воздуха около тела, метеорологические кондиции окружающей его воздушной среды (с учетом температу-

**ТЕПЛОВЫЕ
КОМФОРТНЫЕ
УСЛОВИЯ**

ры поверхности ограждений) считаются в тепловом отношении комфортными.

Иными словами, он чувствует себя комфортно в том случае, когда от него нормально (без форсирования теплоотдачи) отводится столько тепла, сколько вырабатывает его организм, т.е. комфортное теплоощущение человека зависит от баланса между теплогенерацией и теплопотерями в окружающую среду. В результате теплогенерации и теплопотерь внутренняя температура человеческого тела поддерживается на уровне 36,6–36,8°C и управляется довольно сложным механизмом автоматической терморегуляции организма: уменьшением или увеличением потока крови через кожный покров, а также усиленным или заторможенным обменом веществ (расходом энергии). Температура кожного покрова человека зависит от параметров окружающего воздуха и, в среднем, равна 33°C.

На рис. I.1. представлены кривые, показывающие изменение температуры кожного покрова различных участков тела человека.

Как можно заметить, между разными зонами существуют некоторые отличия температурных уровней. Традиционно, средней температурой считается температура лба, составляющая примерно 32 °C при температуре окружающей среды 20–21 °C.

Благодаря автоматической терморегуляции организма человек приспосабливается к изменению параметров окружающего воздуха. Однако эта терморегуляция эффективна лишь при медленных и малых

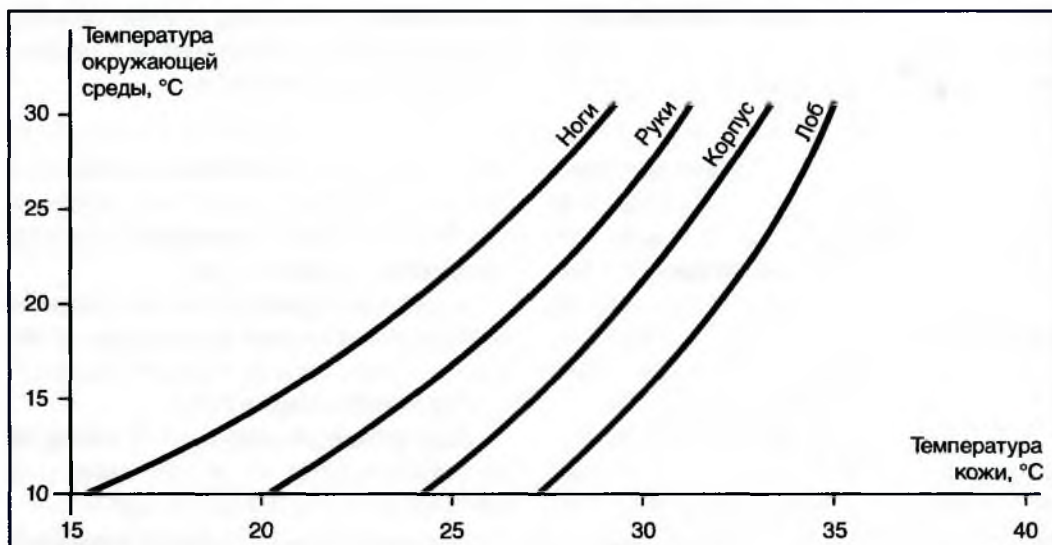
отклонениях параметров от нормальных, необходимых для хорошего самочувствия. При больших и быстрых отклонениях параметров воздушной среды нарушаются физиологические функции организма: терморегуляция, обмен веществ, работа сердечно-сосудистой и нервной системы и т.п. При этом могут наблюдаться и серьезные отклонения в организме человека. Например, у людей, попавших в условия "перегрева", повышается температура тела, резко снижается работоспособность, появляется повышенная раздражительность и т.п.

На диаграмме (рис. I.2.) приведена зависимость производительности труда от изменения температуры окружающей среды. Как видим из графика, наблюдается резкое падение показателей производительности труда при превышении температуры более 26 °C.

Задача кондиционирования воздуха состоит в поддержании таких параметров воздушной среды, при которых каждый человек благодаря своей индивидуальной системе автоматической терморегуляции организма чувствовал бы себя комфортно, т.е. не замечал влияния этой среды.

С гигиенической точки зрения наиболее благоприятный уровень температуры, поддерживаемой в жилом помещении, составляет 22 °C, а допустимые колебания от 21 до 23 °C. Более низкая температура воздуха, например 18 °C, рекомендуемая в нормативных материалах при проектировании отопительных систем, оценивается как "прохладно" и "холодно".

Рис. I.1. Изменение температуры кожного покрова различных участков тела в условиях покоя в зависимости от изменения температуры окружающей среды



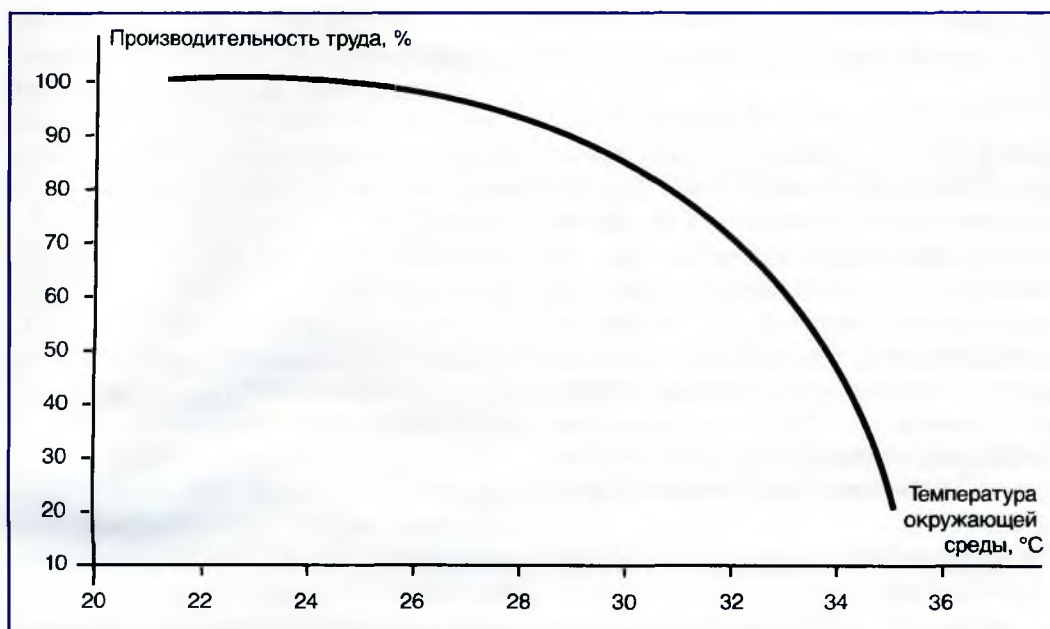


Рис. 1.2. Зависимость производительности труда от изменений температуры окружающей среды

При этом следует отметить, что в микроклиматических условиях, которые принято считать “нормальными”, обычно до 10% людей ощущают различную степень дискомфорта.

Это объясняется разными социальными условиями жизни: привычным климатом, одеждой, питанием, жилищными условиями и пр.

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ЧЕЛОВЕКА

Известным исследователем параметров комфорта и качества воздушной среды Оле Фангером предложена формула теплового баланса между человеческим телом и окружающей средой. В этой формуле принимается за основу теплообмен человека, находящегося в покое, в состоянии температурного баланса с внешней средой. При этом безразлично, какова точно его температура. В этих условиях вырабатываемое количество тепла равно теплу, отводимому во внешнюю среду, из чего следует:

$$M = W + Q_d + Q_k,$$

где

M – количество тепла, вырабатываемого организмом, Вт/кв.м;

W – объем производимой механической работы, Вт/кв.м;

Q_d – общее количество тепла, выделяемого при дыхании, Вт/кв.м;

Q_k – общее количество тепла, отводимого через кожу, Вт/кв.м.

Количество отводимого от человеческого тела тепла зависит от нескольких переменных параметров и, главным образом, от следующих:

- разницы температур (положительной или отрицательной) между телом и окружающей воздушной средой;
- потерь (или получения) тепла от окружающих стен;
- кожных испарений (охлаждения при испарении);
- явных и скрытых потерь тепла при дыхании, соответственно за счет теплопроводности и испарения.

Теплота, выделяемая организмом человека, передается в окружающую среду через кожный покров радиационным теплообменом, конвекцией, теплопроводностью (явная теплота) и испарением (скрытая теплота), а также путем выдыхания теплого воздуха.

Радиационный теплообмен происходит между человеком и поверхностями ограждений, его величина и направление зависят от температуры этих поверхностей. Теплота, передаваемая конвекцией и теплопроводнос-

тью, зависит от температуры, влажности и скорости воздуха, вида и теплопроводности одежды.

Испарение влаги с поверхности тела человека (скрытый теплоотвод) осуществляется за счет разности парциальных давлений водяных паров в насыщенном слое у поверхности тела и в воздухе помещения. При этом расходуется теплота (энергия) организма, идущая на испарение влаги. Теплоотдача испарением будет всегда тем больше, чем ниже значение относительной влажности при данной температуре воздуха в помещении. Уменьшение относительной влажности приводит к увеличению разности парциальных давлений пара у поверхности тела человека и в окружающем воздухе и тем самым к увеличению испарения.

Комфортные кондиции воздушной среды могут иметь различные значения и зави-

сят главным образом от интенсивности труда, совершаемого человеком, и его одежды.

В зависимости от состояния организма (сон, отдых, умственная работа, мускульная работа различной интенсивности) и параметров окружающей воздушной среды каждый человек в течение часа выделяет 330 – 1050 кДж теплоты, 40 – 415 г влаги и 18-36 л углекислого газа.

При постоянной температуре воздуха и поверхностей ограждений с ростом физической нагрузки на организм человека увеличиваются общие тепловыделения и доля теплоты, отводимой испарением влаги. При неизменной нагрузке и повышении температуры окружающей среды уменьшается доля явного теплоотвода, а теплоотвод испарением возрастает при практически неизменных общих тепловыделениях.

ПРИМЕР АНАЛИЗА ТЕПЛООВОГО КОМФОРТА

В качестве примера рассмотрим, как в практике зарубежного проектирования систем кондиционирования дается анализ теплового комфорта.

Для того, чтобы определить количество тепла, выделяемого организмом человека при различных видах деятельности, вводится специальный показатель, получивший название “Met” (от “метаболизм” - выделение тепла внутри организма). При спокойном (нейтральном) состоянии человека он равняется величине 58 Вт/кв.м. В табл. I.3 приведены показатели “Met” при различных видах деятельности.

Они обычно используются при оценке количества тепла и при оценке условий комфортного состояния. Например, для человека, работающего в спокойном режиме в офисе, этот показатель в среднем равняется 1 Met.

Одежда имеет теплоизоляционный эффект в отношении передачи тепла во внешнюю среду. Чтобы иметь возможность это учитывать, был введен специальный показатель, получивший название “Clo” (сокращение от англ. clothing - одежда). 1 Clo равен 0,155 кв.м К/Вт.

В табл. I.4 приведены показатели значения Clo и степени изоляции основных видов

одежды. Летний костюм имеет показатель 0,5 Clo, тогда как зимняя одежда может иметь от 0,8 до 1,0 Clo или более в зависимости от типа материала.

Показатели являются условными и могут видоизменяться в зависимости от типа материала и комплекта носимой одежды.

Для анализа соотношения вышеуказанных параметров были разработаны сложные математические формулы с помощью которых можно прогнозировать показатели температуры и влажности в большей степени удовлетворяющие “условиям комфорта”.

Диаграмма, представленная на рис. I.5., позволяет прогнозировать условия комфорта, которые могут удовлетворить большинство людей с процентом недовольных ниже 10%.

На диаграмме учитывается вид выполняемой деятельности (вертикальные шкалы) и изоляционные свойства одежды (горизонтальные шкалы). В поле диаграммы изображены несколько кривых “оптимальной температуры”, которая соответствует средним показателям температуры между температурой внешней среды и средней температурой стен при условии малой скорости движения воздуха.

Таблица I.3

ТИПИЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОИЗВОДИМОГО ТЕПЛА, ВЫДЕЛЯЕМОГО ВНУТРИ ОРГАНИЗМА ЧЕЛОВЕКА (МЕТАБОЛИЗМ) ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Вид деятельности	Вт/кв.м	Met
Сон	40	0,7
Покой, положение сидя	55	1,0
Чтение, положение сидя	60	1,0
Расслабление, положение стоя	70	1,2
Легкий труд	70	1,2
Ходьба в помещении	100	1,7
Труд средней интенсивности	120	2,1
Танец	140–255	2,4–4,4
Тяжелый труд	235–280	4,0–4,8

Таблица I.4

ПОКАЗАТЕЛИ ТЕРМОИЗОЛЯЦИИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ ОДЕЖДЫ

Вид одежды	кв.м К/Вт	Clo
Костюм легкий летний	0,078	0,5
Костюм средней плотности	0,124	0,8
Костюм зимний	0,155	1,0

В зависимости от производимой деятельности и от характера одежды определяется соответствующая оптимальная температура и вычисляются допустимые пределы колебания температуры (в большую или меньшую сторону) относительно установленного показателя. Например, если люди производят работу со степенью интенсивности 1,4 Met в зимнее время, имея одежду типа 1 Clo, то оптимальная температура должна составлять 21 °С с допустимыми пределами колебания плюс-минус 2 °С.

Летом в том же помещении и для тех же людей, имеющих одежду типа 0,5 Clo, требуемая оптимальная температура составляет 24 °С (плюс-минус 2 °С).

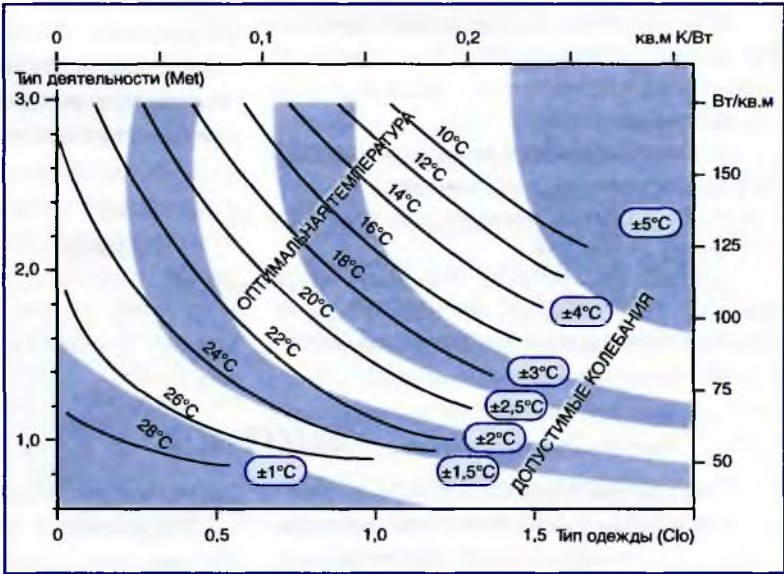


Рис. I.5. Диаграмма, позволяющая определить температуру комфортного состояния в зависимости от одежды и интенсивности труда, производимого людьми

В отношении одежды следует отметить, что повышение изоляционных свойств на каждые 0,1 Сю компенсируется понижением температуры на 0,6 °С. Скорость движения воздуха внешней среды может изменять-

ся в определенных пределах для нейтрализации возможного повышения температуры. Допустимые пределы колебания составляют 0,2-0,8 м/с.

ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА КОМФОРТНОЕ СОСТОЯНИЕ ЧЕЛОВЕКА

ВЛАЖНОСТЬ

Если человек занимается физическим трудом, то он выделяет пот. Тот, кто не выделяет видимого пота, также выделяет влагу (водяной пар), причем среднее количество этой влаги составляет около 900 г в сутки. Около трети этого количества выдыхается через легкие, остальная часть выделяется кожей. С другой стороны, человеческий организм требует, чтобы выделяемая влага возмещалась не только впитыванием ее из жидкостей и пищи, поступающих в желудок, но и при дыхании через легкие.

Поэтому очень важно, чтобы состояние воздуха в помещении допускало дальнейшее насыщение воздуха водяными парами, выделяемыми находящимися в помещении людьми, которые только при этом условии могут чувствовать себя хорошо. Окружающий нас воздух будет поглощать водяной пар до тех пор, пока не будет достигнуто такое насыщение, после которого любое дополнительное количество водяного пара начнет выпадать в виде конденсата: воздух с очень высоким содержанием водяного пара не может поглотить излишнее количество водяного пара, выделяемого человеком. Это вызывает обильное потение и утомление, так как дыхание становится все более тяжелым, и организм, пытаясь компенсировать потерю влаги, выделяемой при чрезмерном потении, поглощает все больше и больше жидкости. Такое состояние воздуха преобладает в жаркие летние месяцы.

Влияние влажности воздуха на теплообмен человека зависит от основных параметров микроклимата: температуры воздуха и теплового излучения.

Высокая влажность в сочетании с высокой температурой ухудшает теплообмен человека с окружающей средой, что приводит к перегреву организма.

Наиболее оптимальной считается относительная влажность воздуха в диапазоне от 30 до 60%. Верхняя граница влажности составляет около 70%.

Превышение указанных параметров влажности воздуха в условиях как высоких, так и особенно относительно низких температур крайне нежелательно. При низком влагосодержании воздуха, характерном для холодного периода, возрастает отдача тепла человеком за счет интенсивного испарения влаги с поверхности тела, высыхают поверхности слизистых оболочек дыхательных путей, что способствует прониканию болезнетворных микроорганизмов в органы дыхания, восприимчивости организма к простуде и другим заболеваниям.

Воздух с очень низким содержанием водяного пара также оказывает неблагоприятное воздействие на кожу человека: она становится сухой, шероховатой и может растрескиваться от натяжения. Очень сухой воздух обычно бывает зимой в теплых помещениях. Нижняя граница влажности составляет около 20%. При более низких значениях влажности существенно возрастает дискомфорт и опасность заболевания ринитами и фарингитами у людей, постоянно находящихся в условиях пониженной влажности воздуха в помещении.

Для того чтобы избежать вредного влияния чрезмерной влажности или, наоборот, сухости воздуха, его необходимо осушать в летние месяцы, и увлажнять зимой. Этот двусторонний процесс и является одной из основных функций системы кондиционирования воздуха.

ПОДВИЖНОСТЬ

Температура и относительная влажность воздуха не определяют полностью теплофизическое состояние среды. Немаловажное

значение играет подвижность воздуха.

Отсутствие движения воздуха в помещении или чрезмерно низкие его значения ас-

социруются с плохой вентиляцией. Причина неприятного самочувствия в плохо вентилируемом помещении объясняется тем, что при отсутствии движения воздуха вокруг тела человека образуется тонкая неподвижная воздушная оболочка, которая быстро насыщается парами воды, принимает его температуру и уменьшает теплоотдачу.

Легкое движение воздуха сдувает обволакивающий человека насыщенный водяными парами и перегретый слой воздуха.

Если температура окружающей среды ниже температуры тела человека, то с повышением подвижности воздуха потеря тепла человеком возрастает. Для сохранения комфортных условий необходимо либо увеличить относительную влажность воздуха, уменьшив тем самым испарение, либо увеличить его температуру.

В то же время чрезмерная подвижность воздуха, особенно в условиях охлаждения, вызывает увеличение теплопотерь конвекцией и испарением и способствует быстрому охлаждению организма.

Значение подвижности воздуха выбирается в зависимости от характера деятельности человека. Подвижность воздуха, кроме того, оказывает существенное влияние на состояние внутренней среды помещения: распределение температур и влажности по объему помещения, наличие застойных зон и т.д. Подвижность воздуха зависит от способа организации воздухообмена, типа воздухораспределительного устройства, скорости выпуска воздуха и его расхода. Влияние подвижности воздуха на комфортное состояние человека необходимо рассматривать в совокупности с температурой и влажностью воздушной среды помещения.

Таблица 1.6

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ ПО ДАННЫМ НЕКОТОРЫХ АВТОРОВ

Автор	Температура, Т, °С	Скорость движения воздуха, V, м/с
Raedler	18-26	0,05-0,5
Kollmar	20-26	0,1-0,4
Боголюбов К.К.	18-22	0,15-0,25
Hardy	20	0,12-0,6
Frank	19-26	0,1-0,44

Рекомендации наиболее известных авторов в отношении минимально необходимой, максимально допустимой и оптимальной подвижности воздуха в помещении представлены в табл. 1.6. Рекомендации по скорости движения воздуха даны в зависимости от температуры воздуха в помещении.

В кондиционируемых помещениях при высокой температуре воздуха летом существенное повышение его подвижности недопустимо, так как вызывает ощущение дискомфорта (табл. 1.7).

При температуре воздуха 23-24 °С следует считать допустимой скорость движения воздуха до 0,15 м/с.

Еще одним важным компонентом комфортного состояния является динамика изменения скорости движения воздуха. Установлено, что люди более чувствительны к изменениям скорости воздушных потоков, чем к силе самих потоков. Существуют нормативные ограничения изменений скорости воздушных потоков, при этом вводится термин “интенсивность турбулентности”. Эта задача представляется весьма сложной и не до конца еще проясненной. Описанные комфортные условия среды должны поддерживаться в рамках так называемой “занятой зоны”. Эта зона обычно располагается на расстоянии 0,6 м от всех стен, дверей и окон в помещении до высоты 1,8 м от пола.

Таблица I.7

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОЦЕНОК ТЕПЛООЩУЩЕНИЙ В ИССЛЕДОВАНИЯХ KOLLMAR
ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ПОДВИЖНОСТИ ВОЗДУХА И ТЕМПЕРАТУРЕ В ПОМЕЩЕНИИ 23-24°C

Оценка теплоощущения	Подвижность воздуха, м/с				
	0-0,05	0,06-0,10	0,11-0,15	0,16-0,20	0,21-0,25
Холодно	—	—	—	4,1	—
Прохладно	13,3	37,0	45,0	66,7	75,0
Комфортно	66,7	63,0	55,0	29,2	25,0
Тепло	20,0	—	—	—	—
Жарко	—	—	—	—	—

ГАЗОВЫЙ СОСТАВ

Воздушный комфорт человека в закрытом помещении определяется качественной характеристикой комнатного воздуха, которая во многом зависит от количества поступающего свежего атмосферного воздуха.

Жалобы на духоту и “нехватку кислорода” отмечаются нередко как в помещениях с недостаточным естественным воздухообме-

ном, так и в помещениях, уже оснащенных различными системами вентиляции и кондиционирования воздуха. При анализе причин ощущения несвежести воздуха в закрытых помещениях, как правило, решается вопрос: каким должен быть воздухообмен, чтобы был обеспечен оптимальный газовый состав воздуха в помещениях?

Таблица I.8

ДОПУСТИМЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИИ УГЛЕКИСЛОГО ГАЗА (CO_2) В ВОЗДУХЕ ПОМЕЩЕНИЯ

Помещение	Допустимая концентрация CO_2	
	по весу, г/м ³	в % к объему
Для пребывания детей и больных	1,3	0,07
Для продолжительного пребывания людей	1,86	0,1
Для периодического пребывания людей	2,32	0,125
Для кратковременного пребывания людей	3,72	0,2

Рекомендуемый в работах большинства исследователей объем свежего воздуха, который необходимо подавать в помещения, установлен на основании количества углекислоты, выделяемой человеком при дыхании в единицу времени. Эта величина зависит от нескольких переменных: температуры воздуха в помещении, возраста человека, его деятельности.

В условиях комфортного кондиционирования, когда газовый состав изменяется главным образом в результате жизнедеятельности людей, критерием санитарного состояния воздуха служит содержание в нем углекисло-

го газа (CO_2). Допустимые значения концентрации CO_2 в помещении показаны в табл. I.8.

В обычных условиях в состоянии покоя человек поглощает в час около 19 л кислорода и выделяет около 16 л углекислого газа.

Действие углекислого газа на организм человека хорошо известно. Он участвует в регуляции дыхания, кровообращения, газообмена и т.д.

Избыток и недостаток CO_2 во вдыхаемом воздухе одинаково вредно отражаются на состоянии организма. При недостатке CO_2 , когда его допустимая концентрация $K_{\text{CO}_2} < 0,03\%$,

расстраивается работа указанных органов, а при избытке, когда $K_{CO_2} > 1,5\%$, ощущаются наркотическое действие, головные боли и т.п. Установлено, что работоспособность и основные физиологические функции организма значительно не изменяются, если во вдыхаемом воздухе $K_{CO_2} = 0,5 \div 1,5\%$. Комфортной же зоне соответствуют: $K_{CO_2} = 0,04 \div 0,5\%$.

Процесс освежения внутреннего воздуха целесообразно осуществлять за счет организации регулируемого притока наружного воздуха.

Действующими санитарными нормами регламентируется подача в помещение на одного человека 20–60 м³/ч свежего (приточного) воздуха.

Необходимость повышенной кратности воздухообмена (количества смен воздуха в помещении) отмечается многими исследователями гигиенических аспектов комфортно-го кондиционирования. Так, например, отме-

чается, что в помещениях административных зданий с кондиционированием воздуха комфорт обеспечивается при температуре воздуха в помещении 24°C и кратности воздухообмена до 12 смен воздуха в час. При повышении температуры воздуха до 26°C оптимальные условия сохраняются лишь при кратности воздухообмена, возрастающей до 15 смен в час. При снижении температуры воздуха до 22°C величина воздухообмена должна соответственно уменьшаться.

В жилых помещениях при увеличении объемов подаваемого воздуха с 20 до 60 м³/ч на человека отмечается улучшение функционального состояния организма, повышается работоспособность.

Следовательно, с увеличением количества поступающего в помещение воздуха на человека и кратности воздухообмена прослеживается достаточно четкое улучшение качества воздушной среды.

Требования технологического кондиционирования воздуха базируются на производственной необходимости поддержания определенных параметров воздушной среды (температуры, влажности и подвижности воздуха) при ведении многих технологических процессов в различных отраслях промышленности, а также для обеспечения работоспособности радиоэлектронного оборудования, высокоточных станков, приборов и т.п.

Определенное состояние воздуха является необходимым, а часто и решающим условием для осуществления многих, особенно новейших, технологических процессов. Здесь, наряду с пищевой, текстильной, кожевенной, бумажной промышленностью необходимо выделить производство электронных приборов, полупроводников, телерадиосистем, продукции точного машиностроения и приборостроения, промышленное производство искусственных материалов, волокон и др. Создание в медицинских учреждениях чистой, стерильной воздушной среды с заданными температурными и влажностными условиями является важной составляющей успешно-

го лечения людей. Большое значение имеет техника кондиционирования в создании строго заданного температурно-влажностного режима на объектах для переработки и хранения сельскохозяйственной продукции, в животноводческих и культивационных сооружениях. Существенное значение имеют СКВ и для обеспечения безотказной работы мощных ЭВМ и телефонных станций, при выполнении исследований в области биологии, физики, химии, при работе с радиоактивными веществами, при хранении измерительных эталонов и работе с ними. Для сохранности культурных и исторических ценностей в зданиях и помещениях также должны поддерживаться определенные климатические условия, создаваемые СКВ.

Здесь перечислены далеко не все возможные сферы использования технологического кондиционирования, но и представленные производственные отрасли и технологии убедительно показывают, что значение кондиционирования воздуха из года в год возрастает и находит все большее применение в высокотехнологичных отраслях.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

РАЗДЕЛ II



Требования к системам кондиционирования воздуха и системам вентиляции

- 2.1 Основные строительные нормы и правила устройства систем кондиционирования и вентиляции 25
- 2.2 Классификация зданий и сооружений 29
- 2.3 Требования по кондиционированию и вентиляции жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений 31
- 2.4 Особенности кондиционирования и вентиляции жилых, общественных, административно-бытовых и вспомогательных зданий и помещений промышленных предприятий 39

2.1

ОСНОВНЫЕ СТРОИТЕЛЬНЫЕ НОРМЫ И ПРАВИЛА УСТРОЙСТВА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Проектирование систем кондиционирования и вентиляции основано на строительных нормах и правилах (СНиП), утвержденных Госстроем СССР или Минстроем России.

Общие строительные нормы и правила устройства систем вентиляции и кондиционирования воздуха даны в СНиП 2.04.05.-91*, а для отдельных групп зданий в соответствующих «Строительных нормах и правилах» и приложениях к ним:

СНиП 2.08.01-89*	изд. 1995 г.	Жилые здания
СНиП 2.08.02-89*	изд. 1993 г.	Общественные здания
СНиП 2.09.04-87*	изд. 1995 г.	Административные и бытовые здания
СНиП 2.09.02-85*	изд. 1991 г.	Производственные здания

В настоящих рекомендациях приводятся таблицы и приложения с расчетными параметрами воздуха и кратностями воздухообменов из указанных выше строительных норм и правил.

Также в практике проектирования обязательно используются следующие нормативные документы: «Ведомственные нормативы», устанавливающие технологические параметры воздуха в помещениях и характеризующие технологические процессы, среды или материалы, задействованные в производстве. Существуют также «Перечни» зданий и помещений предприятий соответствующих ведомств с установлением категорий помещений по взрывопожарной и пожарной опасности и классов взрывоопасных и пожароопасных зон по «Правилам устройства электроустановок» (ПУЭ).

При проектировании обязательно используются также «Санитарные нормы» (СН) и государственные стандарты (например: ГОСТ 12.1.005-88 — «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны», где даются оптимальные и допустимые параметры воздуха рабочей зоны

и предельно-допустимая концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны (ПДК).

Кроме этого есть правила техники безопасности, обязательные при проектировании, монтаже и эксплуатации систем кондиционирования и вентиляции в соответствующей отрасли промышленности.

Обязательно выполнение инструкции ВНИКТИхолодпром, Москва, 1988 г. «Правила устройства и безопасной эксплуатации фреоновых холодильных установок».

При проектировании систем кондиционирования воздуха и вентиляции также необходимо руководствоваться следующими документами:

1. СНиП 2.01.01-82 — «Строительная климатология и геофизика» с информацией о климатических условиях конкретных территорий.
2. СНиП II.3-79* — «Строительная теплотехника», в которых приводятся теплотехнические характеристики строительных конструкций зданий и материалов.
3. Характеристики строительных ограждений по степени огнестойкости выбираются в соответствии со СНиП 2.01.02-85*.
4. На каждом объекте определение категорий помещений по взрывопожарной и пожарной опасности производится технологами на основе «Норм государственной противопожарной службы МВД России. Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности» НПБ 105-95 Москва, 1995 г.
5. Если по комфортным условиям или по технологическим требованиям необходима малошумная установка, то для определения допустимого уровня шума используется СНиП II.12-77 «Защита от шума».

* — в СНиП внесены изменения

Категории помещений, указанные в данных нормативах, представляют собой пять групп:

- Категория помещения «А» взрывопожароопасная — помещения, в которых находятся горючие газы, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28 °С в таком количестве, что могут образовывать парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа, или вещества и материалы, способные взрываться и гореть при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом в таком количестве, что расчетное избыточное давление взрыва в помещении превышает 5 кПа.
- Категория помещения «Б» взрывопожароопасная — помещения, в которых горючие пыли или волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки более 28 °С, горючие жидкости находятся в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные пылевоздушные или паровоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа.
- Категория помещения «В» пожароопасная — помещения, в которых горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы (в том числе пыли и волокна), вещества и материалы, находящиеся в помещении, способны при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категориям А или Б.
- Категория помещения «Г» — помещения, в которых находятся негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива.

- Категория помещения «Д» — помещения, в которых находятся негорючие вещества и материалы в холодном состоянии.

Классы взрывоопасных и пожароопасных зон по «Правилам устройства электроустановок» в соответствии с которыми производится выбор электрооборудования (электродвигателей вентиляторов, насосов, компрессоров), устанавливаются технологиями совместно с энергетиками.

При пользовании нормативными документами следует учитывать утвержденные изменения строительных норм и государственных стандартов.

Сводный перечень нормативных документов, необходимых при проектировании представлен в *табл. II.1.*

Для лучшей ориентации в представленных материалах приведем наиболее важные общие положения из основных нормативных документов.

ГОСТ 12.1.005-88 — Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны

Настоящий стандарт распространяется на параметры воздуха рабочей зоны предприятий народного хозяйства. Стандарт устанавливает общие санитарно-гигиенические требования к показателям микроклимата и допустимому содержанию вредных веществ в воздухе рабочей зоны.

Требования к допустимому содержанию вредных веществ в воздухе рабочей зоны распространяются на рабочие места независимо от их расположения (в производственных помещениях, в горных выработках, на открытых площадках, транспортных средствах и т. п.)

Требования к микроклимату не распространяются на рабочие места в подземных и горных выработках, в транспортных средствах, животноводческих и птицеводческих помещениях, помещениях для хранения сельскохозяйственных продуктов, холодильниках и складах.

Стандарт не распространяется на требования к воздуху рабочей зоны при радиоактивном загрязнении.

ГОСТ 12.1.005-88	Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны
СНиП 2.04.05-91*	Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха
СНиП II-3-79* изд. 1995 г.	Строительная теплотехника
СНиП 2.01.02-85* изд. 1991 г.	Противопожарные нормы
СНиП II-12-77	Защита от шума
СНиП 2.08.01-89* изд. 1995 г.	Жилые здания
СНиП 2.08.02-89* изд. 1993 г.	Общественные здания
СНиП 2.09.04-87* изд. 1995 г.	Административные и бытовые здания
СНиП 2.09.02-85* изд. 1991 г.	Производственные здания
СНиП 2.01.01-82	Строительная климатология и геофизика

Табл. II.1.
Основные
строительные
и санитарные нормы

Стандарт содержит общие требования к методам измерения и контроля показателей микроклимата и концентраций вредных веществ.

СНиП 2.04.05-91* — Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха

Настоящие строительные нормы следует соблюдать при проектировании отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха в помещениях зданий и сооружений (далее — «зданий»).

При проектировании следует также соблюдать требования по отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха СНиП соответствующих зданий и помещений, а также ведомственных нормативов и других нормативных документов, утвержденных и согласованных с Госстроем.

Настоящие нормы не распространяются на проектирование:

а) отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха убежищ, сооружений, предназначенных для работ с радиоактивными веществами, источниками ионизирующих излучений, объектов подземных горных работ и помещений, в которых производятся, хранятся или применяются взрывчатые вещества;

б) специальных нагревающих, охлаждающих и обеспыливающих установок и устройств для технологического и электротехнического оборудования, систем пневмотранспорта и пылесосных установок;

в) печного отопления на газообразном и жидком топливе.

СНиП 2.01.02-85* — Противопожарные нормы

Настоящие нормы должны соблюдаться при разработке проектов зданий и сооружений.

Настоящие нормы устанавливают пожарно-техническую классификацию зданий и сооружений, их элементов, строительных конструкций, материалов, а также общие противопожарные требования к конструктивным и планировочным решениям помещений, зданий и сооружений различного назначения.

Настоящие нормы дополняются и уточняются противопожарными требованиями, изложенными в СНиП части 2 и в других нормативных документах, утвержденных или согласованных Госстроем.

СНиП II-3-79* — Строительная теплотехника

Настоящие нормы строительной теплотехники должны соблюдаться при проектировании ограждающих конструкций (наружных и внутренних стен, перегородок, покрытий, чердачных и междуэтажных перекрытий, полов, заполнений проемов: окон, фонарей, дверей, ворот) новых и реконструируемых зданий и сооружений различного назначения (жилых, общественных, производственных и вспомогательных промышленных предприятий,

сельскохозяйственных и складских, с нормируемыми температурой или температурой и относительной влажностью воздуха внутри помещений).

СНиП II-12-77 — Защита от шума

Настоящие нормы и правила должны соблюдаться при проектировании защиты от шума для обеспечения допустимых уровней звукового давления и уровней звука в помещениях на рабочих местах в производственных и вспомогательных зданиях и на площадках промышленных предприятий, в помещениях жилых и общественных зданий, а также на селитебной территории городов и других населенных пунктов.

СНиП 2.08.01-89* — Жилые здания

Настоящие нормы и правила распространяются на проектирование жилых зданий (квартирных домов, включая квартирные дома для престарелых и семей с инвалидами, передвигающимися на креслах-колясках, в дальнейшем тексте — семей с инвалидами, а также общежитий) высотой до 25 этажей включительно.

Настоящие нормы и правила не распространяются на проектирование инвентарных и мобильных зданий.

СНиП 2.08.02-89* — Общественные здания и сооружения

Настоящие нормы и правила распространяются на проектирование общественных зданий (высотой до 16 этажей включительно) и сооружений, а также помещений общественного назначения, встроенных в жилые здания. При проектировании помещений общественного назначения, встроенных в жилые здания, следует дополнительно руководствоваться СНиП 2.08.01-89*.

СНиП 2.09.04-87* — Административные и бытовые здания

Настоящие нормы распространяются на проектирование административных и бы-

товых зданий высотой до 16 этажей включительно.

Настоящие нормы не распространяются на проектирование административных зданий и помещений общественного назначения.

При проектировании зданий, перестраиваемых в связи с расширением, реконструкцией или техническим перевооружением предприятий, допускаются отступления от требований настоящих норм в части геометрических параметров.

СНиП 2.09.02-85* — Производственные здания

Настоящие нормы распространяются на проектирование производственных зданий и помещений.

Настоящие нормы не распространяются на проектирование зданий и помещений для производства и хранения взрывчатых веществ и средств взрывания, подземных и мобильных (инвентарных) зданий.

В ряде случаев при проектировании кондиционирования и вентиляции производственных помещений (фармацевтические и лечебные учреждения, животноводческие и птицеводческие здания и сооружения для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции, теплицы и парники, здания с герметизированными помещениями для точных производств и электроники, предприятия легкой, пищевой, мясной, рыбной и молочной промышленности и холодильники) отсутствуют необходимые для проведения расчетов газовой выделений исходные данные о технологическом процессе и оборудовании. Поэтому иногда не представляется возможным установить расчетным путем, например, количество вредных веществ, выделяющихся в воздух производственных помещений. В этом случае в технических проектах, в качестве первого приближения, возможно применение рекомендаций ведомственных нормативных документов.

2.2

КЛАССИФИКАЦИЯ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

Основные требования строительных норм и правил, предъявляемые к зданиям и сооружениям, технологические процессы, происходящие в них, а также характер основных видов жизнедеятельности человека, позволяют разбить эти здания и сооружения по их назначению на четыре основные группы:

- 1) Жилые здания
- 2) Общественные здания и сооружения
- 3) Административные и бытовые здания
- 4) Производственные здания.

Рассмотрим более подробно классификацию перечисленных групп зданий, приведенных в соответствующих «Строительных нормах и правилах».

■ Жилые здания делятся по архитектурной планировке на шесть групп:

- 1.1. Жилые здания секционного типа
- 1.2. Блокированные жилые дома
- 1.3. Жилые здания галерейного типа
- 1.4. Жилые здания коридорного типа
- 1.5. Жилые индивидуальные дома
- 1.6. Мобильные дома.

■ Общественные здания и сооружения в соответствии с назначением классифицируются на девять групп:

- 2.1. Здания для образования, воспитания и подготовки кадров.
 - 2.1.1. Детские дошкольные учреждения общего типа, специализированные, оздоровительные и объединенные с начальной школой.
 - 2.1.2. Общеобразовательные и специализированные школы-интернаты, межшкольные учебно-производственные комбинаты.

- 2.1.3. Профессионально-технические училища и учебные заведения для подготовки и переподготовки рабочих кадров.

- 2.1.4. Средние специальные учебные заведения.

- 2.1.5. Высшие учебные заведения.

- 2.1.6. Учебные заведения для подготовки и повышения квалификации специалистов.

- 2.1.7. Внешкольные учреждения.

- 2.2. Здания для научно-исследовательских учреждений, проектных и общественных организаций и управления.

- 2.3. Здания и сооружения для здравоохранения и отдыха.

- 2.3.1. Лечебные со стационаром, амбулаторно-поликлинические, аптеки, молочные кухни, бальнео- и грязелечебницы.

- 2.3.2. Санатории, санатории-профилактории.

- 2.3.3. Учреждения отдыха и туризма.

- 2.4. Здания и сооружения физкультурно-оздоровительные и спортивные.

- 2.4.1. Открытые спортивно-физкультурные сооружения.

- 2.4.2. Крытые здания и сооружения.

- 2.4.3. Физкультурно-спортивные и оздоровительные комплексы.

- 2.5. Здания культурно-просветительных и зрелищных учреждений.

- 2.5.1. Библиотеки.

- 2.5.2. Музеи и выставки.

- 2.5.3. Клубные здания (клубы, дома и дворцы культуры, центры досуга и др.).

- 2.5.4. Зрелищные здания (театры, концертные залы, кинотеатры, цирки и др.).

2.6. Здания для предприятий торговли, общественного питания и бытового обслуживания.

2.6.1. Здания для предприятий розничной торговли.

2.6.2. Здания для предприятий общественного питания (за исключением зданий и помещений общественного питания, относящихся к вспомогательным зданиям и помещениям промышленных предприятий).

2.6.3. Здания для предприятий бытового обслуживания, предназначенных для непосредственного обслуживания населения (непроизводственного характера).

2.7. Здания для транспорта, предназначенные для непосредственного обслуживания населения.

2.7.1. Вокзалы всех видов транспорта.

2.7.2. Конторы обслуживания пассажиров и транспортные агентства, кассовые павильоны.

2.8. Здания для коммунального хозяйства (кроме производственных, складских и транспортных зданий и сооружений).

2.8.1. Здания для гражданских обрядов.

2.8.2. Жилищно-эксплуатационные.

2.8.3. Здания гостиничных предприятий, мотелей и кемпингов.

2.8.4. Общественные уборные.

2.8.5. Пожарные депо.

2.9. Многофункциональные здания и комплексы, включающие помещения различного назначения.

■ Административные и бытовые здания разделяются на:

3.1. Административные здания и помещения.

3.1.1. Помещения управления и конструкторских бюро.

3.1.2. Помещения информационно-технического назначения.

3.1.3. Кабинеты охраны труда.

3.1.4. Помещения общественных организаций.

3.1.5. Помещения для учебных занятий.

3.2. Бытовые здания и помещения.

3.2.1. Санитарно-бытовые помещения.

3.2.2. Помещения здравоохранения.

3.2.3. Помещения предприятий общественного питания.

3.2.4. Помещения предприятий торговли и службы быта.

3.2.5. Помещения культурного обслуживания.

■ Производственные здания можно разделить по основным отраслям промышленности на:

4.1. Предприятия машиностроения.

4.2. Предприятия химической промышленности.

4.3. Нефтеперерабатывающее производство.

4.4. Текстильное производство.

4.5. Типографское производство.

4.6. Деревообрабатывающие предприятия.

4.7. Металлургические предприятия.

4.8. Фармацевтическое производство.

4.9. Табачное производство.

4.10. Пивоваренное производство.

4.11. Ликеро-водочное производство.

4.12. Производство безалкогольных напитков.

4.13. Хлебопекарное и макаронное производство.

4.14. Кондитерские фабрики.

4.15. Предприятия мясо-молочной промышленности и т. д.

Перечень производственных зданий приводится в ведомственных нормативах соответствующих отраслей промышленности.

Такой обширный перечень групп и типов жилых, производственных и иных помещений обусловлен специфическими нормативными требованиями, предъявляемыми к проектированию каждого из перечисленных помещений.

2.3

ТРЕБОВАНИЯ ПО КОНДИЦИОНИРОВАНИЮ И ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ, ОБЩЕСТВЕННЫХ, АДМИНИСТРАТИВНО-БЫТОВЫХ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

В данной главе приводятся основные требования к проектированию систем вентиляции и кондиционирования, дается классификация этих требований, а также объясняется их значение и влияние на самочувствие человека в жилых (офисных) помещениях и на технологические процессы в производственных помещениях.

Общие требования (оптимальные и допустимые), предъявляемые при проектировании систем кондиционирования воздуха (СКВ) и вентиляции к состоянию воздушной среды в зданиях и помещениях, классификация которых приведена в предыдущем раз-

деле, регламентируются ГОСТ 12.1.005-88 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны». Также они изложены в СНиП 2.04.05-91* «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

Классификация требований, предъявляемых к проектированию систем кондиционирования и вентиляции различных групп и типов помещений, представлена на рис. II.2.

Ниже рассмотрим более подробно санитарно-гигиенические, строительно-монтажные, архитектурные и эксплуатационные требования.

§ 2.3.1 Общие сведения

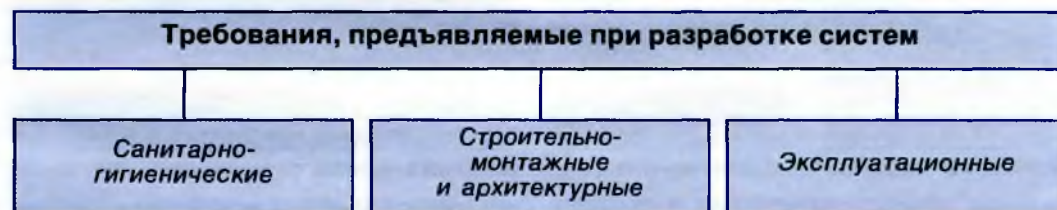


Рис. II.2.
Классификация требований

Санитарно-гигиенические требования регламентируют метеорологические условия или микроклимат в обслуживаемом помещении.

Показателями, характеризующими микроклимат, являются:

- температура воздуха;
- относительная влажность воздуха;
- скорость движения воздуха в помещении (подвижность воздуха).

Помимо метеорологических условий в помещении регламентируются:

- ◆ чистота воздуха (в зоне пребывания людей, согласно ГОСТ 12.1.005-88, должны отсутствовать местные вредные и неприятные токи воздуха и застойные места, а содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно

превышать предельно допустимых концентраций (ПДК);

- ◆ снижение шума в помещениях до уровня, не беспокоящего находящихся в нем людей (нормы допустимых уровней шума для зданий следует принимать согласно требованиям СНиП II-12-77, приведенным в табл. V.4);
- ◆ минимальный расход свежего (наружного) воздуха на одного человека принимается согласно СНиП 2.04.05-91* приложения 19, приведенного в табл. II.3;

Самочувствие человека в помещении зависит от многих объективных и субъективных факторов, основными из которых являются условия тепло- и влагообмена. Такие условия, в свою очередь, зависят от индивидуальных особенностей организма,

§ 2.3.2 Санитарно-гигиенические требования

Табл. II.3 (СНиП 2.04.05-91* прил. 19)

МИНИМАЛЬНЫЙ РАСХОД НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ПОМЕЩЕНИЙ

Помещения (участки, зоны)	Помещения				Приточные системы
	с естественным проветрива- нием	без естественного проветривания			
		Расход воздуха			
		на 1 чел., м³/ч	на 1 чел., м³/ч	обмен/ч	
Производственные	30*; 20**	60	1	—	Без рециркуляции или с рециркуляцией при кратности 10 обмен/ч и более
	—	60 90 120	—	20 15 10	С рециркуляцией при кратности менее 10 обмен/ч
Общественные и администра- тивно-бытовые	По требованиям соответствую- щих СНиП	60; 20***	—	—	—
Жилые	3 м³/ч на 1 м² жилых помещений	—	—	—	—

* При объеме помещения (участка, зоны) на 1 чел. менее 20 м³.

** При объеме помещения (участка, зоны) на 1 чел. 20 м³ и более.

*** Для зрительных залов, залов совещаний и других помещений, в которых люди находятся до 3 ч непрерывно.

состояния здоровья, нервного напряжения, категории выполняемой работы, типа и материала одежды; температуры, влажности и скорости движения окружающего воздуха; расстояния от тела человека до поверхностей, излучающих или поглощающих тепло, их размеров и температуры.

Очень важным для самочувствия человека является наличие в помещении свежего (наружного) воздуха.

Имеют значение также психологическое состояние человека, его привычки, пол и возраст, продолжительность периода акклиматизации после входа в помещение; перепад температур между наружным и внутренним воздухом в теплое время года; наличие неприятных или приятных запахов; уровень шума и интенсивность искусственного и естественного освещения; цвет ограждений и предметов окружающей обстановки (технологического оборудования, мебели, штор и т.п.).

Существует мнение о влиянии на само-

чувствие человека содержания в воздухе помещения ионов различной полярности и о неблагоприятном воздействии постоянных (стабильных) параметров воздуха.

Не всеми из перечисленных факторов можно управлять, однако многие из них могут отражаться на оценке эффективности работы систем кондиционирования воздуха (СКВ) и вентиляции.

Нормативными документами установлены оптимальные и допустимые параметры воздуха (температура, относительная влажность и скорость движения воздуха в рабочей зоне) в зависимости от категории тяжести работ и периода года. Классификация метеорологических параметров приведена на рис. II.4.

Оптимальные (рекомендуемые) параметры воздуха представляют собой совокупность наиболее благоприятных условий для наилучшего самочувствия человека (область комфортного кондиционирования воздуха),

условия для правильного протекания технологического процесса, сохранности ценностей культуры (область технологического кондиционирования воздуха).

Оптимальными считаются сочетания па-

низма, не выходящие за пределы физиологических возможностей человека. При этом не возникает нарушений состояния здоровья, но могут наблюдаться дискомфортные теплоощущения, ухудшение самочувствия и по-

Рис. II.4.



раметров, которые, например, при систематическом воздействии на человека обеспечивают сохранение нормального и функционального теплового состояния организма без напряжения реакций терморегуляции, ощущение теплового комфорта и предпосылки для высокого уровня работоспособности.

Допустимые (обязательные) величины параметров микроклимата устанавливаются в случаях, когда по технологическим требованиям либо техническим и экономическим причинам не обеспечиваются оптимальные нормы.

Допустимыми считаются такие сочетания параметров воздуха, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать кратковременные и быстро нормализующиеся изменения функционального и теплового состояния орга-

низма работоспособности.

Расчетные параметры в помещениях при кондиционировании следует обеспечивать в пределах оптимальных норм, а именно:

- ◆ в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений в соответствии с обязательным приложением 5 СНиП 2.04.05-91* или представленным в *табл. II.5*;
- ◆ для постоянных и непостоянных рабочих мест по приложению 2 СНиП 2.04.05-91*, представленных в *табл. II.6*, исключения представляют помещения, для которых метеорологические условия установлены ведомственными нормативными документами.

Метеорологические условия в пределах оптимальных норм или один из входящих в них параметров воздуха следует принимать

Табл. II.5 (СНиП 2.04.05-91* прил. 5)

ОПТИМАЛЬНЫЕ НОРМЫ ТЕМПЕРАТУРЫ, ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЛАЖНОСТИ И СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В ОБСЛУЖИВАЕМОЙ ЗОНЕ ЖИЛЫХ, ОБЩЕСТВЕННЫХ И АДМИНИСТРАТИВНО-БЫТОВЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Период года	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Теплый	20–22	60–30	0,2
	23–25	60–30	0,3
Холодный и переходные условия	20–22	45–30	0,2

Примечание. Нормы установлены для людей, находящихся в помещении более 2 часов непрерывно.

вместо допустимых параметров, если это экономически обосновано.

Оптимальные параметры внутреннего воздуха на промышленном предприятии устанавливают исходя из положения, что если количество и качество продукции зависит от соблюдения точного режима технологического процесса, а не от интенсивности труда работающих, то определяющими являются требования технологического процесса. Если же на выпуск продукции влияет интенсивность труда, то регламентируются комфортные условия для работающих в цехе людей.

Например, в помещениях управления технологическими процессами при выполнении операторских работ, связанных с нервно-эмоциональным напряжением, должны быть соблюдены следующие оптимальные нормы: температура воздуха 22–24°С, относительная влажность воздуха 40–60% и скорость движения воздуха — по обязательному приложению 2 СНиП 2.04.05-91* (см. табл. II.6) не более 0,1 м/с.

Поддержание оптимальных параметров воздушной среды рекомендуется в следующих общественных зданиях и помещениях:

- 1. Операционных, родильных отделений, палатах для новорожденных, послеоперационных палатах и палатах для больных, нуждающихся в специальных метеорологических условиях, в больницах.
- 2. Зрительных залах кинотеатров, клубов и Дворцов культуры на 600 мест и более.

- 3. Зрительных залах и фойе театров.
- 4. Обеденных залах ресторанов и столовых на 250 и более посадочных мест.
- 5. Торговых залах магазинов с числом рабочих мест 75 и более.

Оптимальные параметры воздуха, рекомендуемые для некоторых производственных и общественных помещений, приведенных в табл. II.7.

Перечень других производственных помещений, в которых необходимо соблюдать оптимальные нормы, регламентируется отраслевыми документами.

При проектировании систем вентиляции расчетные параметры воздуха следует принимать:

- ♦ в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений по приложению 1 СНиП 2.04.05-91*, представленному в табл. II.8;
- ♦ на постоянных и непостоянных рабочих местах производственных помещений (кроме помещений, для которых метеорологические условия установлены другими нормативными документами) по приложению 2 СНиП 2.04.05-91*, представленному в табл. II.6.

При определении температуры для теплого периода года в помещениях с избытком тепла выбирают максимальную из допустимых температур по прил. 1 и 2 указанного СНиП, а при отсутствии избытков тепла — экономически целесообразную в

Табл. II.6 (СНиП 2.04.08-91* прил. 2)

РАСЧЕТНЫЕ ТЕМПЕРАТУРЫ, СКОРОСТЬ И ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ВЛАЖНОСТЬ ВОЗДУХА НА ПОСТОЯННЫХ И НЕПОСТОЯННЫХ РАБОЧИХ МЕСТАХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Период года	Категория работ	Оптимальные нормы на постоянных и непостоянных рабочих местах			Допустимые нормы				
		температура, °C	скорость движения, м/с, не более	относительная влажность, %	температура, °C			скорость движения воздуха	относительная влажность воздуха, %, не более
					на всех рабочих местах	на постоянных рабочих местах	на непостоянных рабочих местах		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Теплый	Легкая:			40-60	На 4 °C выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А) и не более указанных в гр. 7 и 8				75
	Ia	23-25	0,1			28/31	30/32	0,2	
	Iб	22-24	0,2			28/31	30/32	0,3	
	Средней тяжести:								
	IIa	21-23	0,3			27/30	29/31	0,4	
	IIб	20-22	0,3			27/30	29/31	0,5	
Холодный и переходные условия	тяжелая:			40-60	—				75
	III	18-20	0,4			26/29	28/30	0,6	
	легкая:								
	Ia	22-24	0,1			21-25	18-26	0,1	
	Iб	21-23	0,1			20-24	17-25	0,2	
	Средней тяжести:								
	IIa	18-20	0,2			17-23	15-24	0,3	
	IIб	17-19	0,2			15-21	13-23	0,4	
	Тяжелая:								
	III	16-18	0,3			13-19	12-20	0,5	

Примечание.

- В таблице допустимые нормы внутреннего воздуха для теплого периода года приведены в виде дроби: в числителе для районов с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) ниже 25 °C, в знаменателе — выше 25 °C.
- Для районов с температурой наружного воздуха (параметры А) 25 °C и выше соответственно для категорий работ легкой, средней тяжести и тяжелой температуру на рабочих местах следует принимать на 4 °C выше температуры наружного воздуха, но не выше указанной в знаменателе гр. 7 и 8.
- В населенных пунктах с расчетной температурой наружного воздуха 18 °C и ниже (параметры А) вместо 4 °C, указанных в гр. 6, допускается принимать 6 °C.
- Нормативная разность температур между температурой на рабочих местах и температурой наружного воздуха (параметры А) 4 или 6 °C может быть увеличена при обосновании расчетом в соответствии с п. 2.10.

пределах допустимых температур.

Для холодного и переходного периода для ассимиляции избытков тепла выбирают температуру экономически целесообразную в

пределах допустимых значений, а при отсутствии избытков тепла — минимальную из допустимых температур по приложениям 1 и 2 СНиП 2.04.05-91*.

Таблица II.7

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА ДЛЯ НЕКОТОРЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ ПО УСЛОВИЯМ ВЫПОЛНЯЕМЫХ РАБОТ ИЛИ ХРАНЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Виды производств и помещений	Температура, °С	Влажность, %
Архивы	14–17	57–63
Библиотеки, книгохранилища	18–21	40–50
Помещения музеев, где хранятся экспонаты из дерева, бумаги, пергамента, кожи, клея и составленные из них	16–24	50–60
Студии художников с картинами на мольбертах	16–24	55–60
Склады картин в музеях	11–12	55–60
Помещения для хранения: мехов кожи	4–10 10–16	55–65 40–60
Предприятия машиностроения: лаборатории металлов термоконстантные помещения для прецизионных работ различных групп: 1 2 3 4 особо чистые помещения для прецизионных работ: цехи: точного машиностроения намотки трансформаторов и катушек сборки радиоламп изготовления электроизмерительных приборов обработки пластинок из селена и окиси меди плавки оптического стекла шлифовки линз помещения электронно-вычислительных машин (ЭВМ) с встроенными вентиляторами: параметры для воздуха, подаваемого внутрь машин параметры на выходе из машин параметры для воздушной среды помещений	20±0,5 18–22 19,5–20,5 19,8–20,2 19,95–20,05 20±0,5 22±1 21–24 23±1 24±1 24±0,5 19–22 (18–24)* 14–18 24–28 21–23 (18–26*)	40±0,5 40±5 40±5 40±5 40±5 45–50 — 50–55 30–40 45±5 80±5 55–65 (50–70)* 75–80 40–50 45–60 (40–70)*
Больницы: хирургические операционные палаты	 (20–22) (20–25)** 23–25	 55–60 40–60
Деревообрабатывающая промышленность: цехи механической обработки дерева столярно-заготовительные отделения цехи: изготовления моделей из дерева производства спичек сушки спичек	 15–16 15–16 18–20 21–25 21–25	 40–55 55–65 40–55 50±5 40±5
Типографское производство: Цехи печатания: многоцветной литографии (офсет) плоского на отдельных листах ротационного на рулонной бумаге Склады бумаги: для литографии типографской Для печати: плоской ротационной Цехи переплетные, сушки, резки, склеивания бумаги	 24–26 24–26 24–26 22–25 20–25 20–25 20–26	 45–50 45–50 50–55 51–56 45–50 50–55 45–50
Фотографическое производство: Отделения: проявочные для фотопленки резки фотопленки сушки фотонегативов и позитивов	 20–24 18–20 22–24	 60±5 65±5 60±5

Окончание табл. II.7

Виды производств и помещений	Температура, °C	Влажность, %
Фотографическое производство: отделения: помещения для хранения кинофотоматериалов склады химикатов	18–20 16–27	40–50 35–50
Производство капронового шелка и корда: отделение намотки прядильного цеха шелка и корда помещение контроля и буфер для кордного капронового волокна после прядения крутильные цехи шелка и корда цех горячей вытяжки корда перемоточные цехи: шелка корда ткацкий цех, отделение сортировки и упаковки и камера кондиционирования волокна после сушки: для шелка для корда лаборатории физико-механических испытаний кордной капроновой нити и ткани	16–18 16–18 22–24 21–23 22–24 21–23 22–24 21–23 20±2	47±3,5 47±3,5 57±5 60±5 52±5 60±5 52±5 60±5 65±2
Хлопчатобумажные цехи: чесальный ленточно-ровничный прядильный ткацкий с кареточными станками ткацкий с жаккардовыми станками	22–28 24–28 20–26 22–27	55–50 60–50 70–65 65–60
Фармацевтическое производство: Склады: материалов готовых порошков Цехи: прессования таблеток готовых порошков обработки коллоидов изготовления препаратов желез изготовления экстрактов из печени изготовления желатиновых капсул склеивания резиновых изделий изготовления хирургических деталей из резины	20–25 20–25 25±1 20–25 20±1 25–26 20–25 25±1 25±1 24–30	30–35 15–35 35–40 15–35 30–50 5–10 20–30 40–50 25–30 25–30
Табачное производство: склады табака цехи изготовления сигар, папирос, сигарет гильзовый цех увлажнительная камера для табака	18–24 18–24 18–24 24±1	75–80 70–75 65–70 75±5
Пивоваренное производство: солодовня бродильные чаны	12±1 4–8	80–85 60–65
Хлебопекарное и макаронное производство: склады муки прессовый цех Отделения: силосно-просеивательное опары теста тесторазделочное расстойное	12–15 15–20 18±1 25–27 28–30 18±1 35–40	50–60 50–60 60±5 75±5 75–80 60–65 80–85
Молочная промышленность: Цехи: маслодельные сыродельные отделение соления Термостатные камеры: для сквашивания кефира для созревания кефира для приготовления простокваши помещение для хранения сухого молока	14–16 18–20 10±1 16–20 5–8 24–26 5±1	80±5 80±5 95±5 60±5 80±5 60±5 60±5

* Допустимо.

** Необходимо обеспечивать возможность поддержания любой из указанных температур.

Таблица II.8. (СНиП 2.04.05-91* прил. 1)

ДОПУСТИМЫЕ НОРМЫ ТЕМПЕРАТУРЫ, ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЛАЖНОСТИ И СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В ОБСЛУЖИВАЕМОЙ ЗОНЕ ЖИЛЫХ, ОБЩЕСТВЕННЫХ И АДМИНИСТРАТИВНО-БЫТОВЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Период года	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %, не более	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Теплый	Не более чем на 3 °С выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А)*	65***	0,5
Холодный и переходные условия	18*-22	65	0,2

Скорость движения воздуха и относительная влажность принимаются также по приложениям 1 и 2 СНиП 2.04.05-91* или табл. II.6 и табл. II.8.

Расчетные (обязательные) температуры и кратности обменов воздуха в типовых жилых, общественных, административно-бытовых и вспомогательных помещениях промыш-

ленных предприятий в холодный период года выбираются по СНиП соответствующей группы зданий и помещений, а именно: СНиП 2.08.02-89* «Общественные здания», СНиП 2.09.04-87* «Административные и бытовые здания», СНиП 2.08.01-89* «Жилые здания» (см. табл. VI.30–VI.35 раздела VI «Разработка систем кондиционирования и вентиляции»).

§ 2.3.3
Строительно-монтажные и архитектурные требования

Требования к системам кондиционирования и вентиляции не ограничиваются санитарно-гигиеническими (метеорологическими). По ряду экономических и технических причин немаловажными являются строительно-монтажные и архитектурные требования.

Приведем краткий перечень строительно-монтажных и архитектурных требований:

- минимальная потребность оборудования в площади (малая масса и габариты, что очень важно при реконструкциях);
- дизайн (увязка элементов систем кондиционирования с интерьером помещений);

- простота монтажа (наименьшие затраты времени и труда на монтаж и ввод установок в эксплуатацию);
- возможность строительства и ввода систем в эксплуатацию по этапам и по отдельным помещениям, этажам (часто эта проблема возникает при реконструкциях или по экономическим причинам);
- виброизоляция и звукоизоляция оборудования (необходима по санитарно-гигиеническим требованиям);
- пожарная безопасность и наличие средств для предотвращения распространения дыма и огня по вентиляционным каналам (эти требования продиктованы охраной труда, безопасностью жизни людей и сохранением материальных ценностей).

§ 2.3.4
Основные эксплуатационные требования

Требования, которые в дальнейшем при работе систем кондиционирования и вентиляции позволяют облегчить их эксплуатацию:

- малая тепловая инерционность системы (возможность быстрого переключения с режима охлаждения на обогрев и наоборот);
- обеспечение индивидуального регулирования температуры и влажности воздуха в каждом помещении;

- простота и удобство обслуживания и при необходимости ремонта;
- минимальная потребность в обслуживании и ремонте;
- сосредоточение оборудования, требующего обслуживания в минимальном количестве помещений;
- взаимная блокировка систем кондиционирования, т.е. при остановке одного кондиционера другой должен обеспечить не менее 50% необходимого воздухообмена.

2.4

ОСОБЕННОСТИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ, ОБЩЕСТВЕННЫХ, АДМИНИСТРАТИВНО-БЫТОВЫХ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ЗДАНИЙ И ПОМЕЩЕНИЙ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Выбор систем кондиционирования и вентиляции для создания в помещениях воздушной среды, удовлетворяющей установленным санитарно-гигиеническим нормам и технологическим требованиям, зависит от назначения здания, его этажности, характера помещений и наличия вредных выделений. Кратность воздухообмена для большинства помещений, обеспечиваемая приточно-вытяжной вентиляцией, установлена СНиП соответствующих зданий и помещений, а также Ведомственными санитарными нормами (ВСН) и приведена в разделе VI табл. VI.30–VI.35. Если для рассматриваемого помещения кратность воздухообмена не установлена СНиП и другими нормативными ведомственными документами, вентиляционный объем воздуха определяют по расчету, также представленному в разделе VI.

Вентиляцию следует предусматривать для обеспечения допустимых метеорологических условий и чистоты воздуха в обслуживаемой зоне жилых и общественных помещений или в рабочей зоне административно-бытовых и производственных помещений (на постоянных и непостоянных рабочих местах).

Вентиляцию с искусственным побуждением (с использованием вентиляторов) следует предусматривать в случаях:

- ◆ если метеорологические условия и чистота воздуха не могут быть обеспечены вентиляцией с естественным побуждением;

- ◆ для помещений и зон без естественного проветривания.

Допускается проектировать смешанную вентиляцию с частичным использованием естественного притока или удаления воздуха.

Вентиляцию общественных и административных помещений в районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 40 °С и ниже (параметры Б) следует проектировать, как правило, с искусственным побуждением.

Расчетными параметрами наружного воздуха для холодного периода года для всех населенных пунктов приняты:

параметры А — средняя температура наиболее холодного периода и энтальпия (теплосодержание) воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 часов;

параметры Б — средняя температура наиболее холодной пятидневки и энтальпия (теплосодержание) воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 часов.

Расчетными параметрами наружного воздуха теплого периода года для всех населенных пунктов приняты:

параметры А — температура и энтальпия (теплосодержание) воздуха, соответ-

§ 2.4.1 Общие положения

ствующая средней температуре самого жаркого месяца в 13 ч во всех населенных пунктах, кроме ряда пунктов в северных районах страны, где расчетная температура на 1,5–2,5 °С выше средней температуры самого жаркого месяца;

параметры Б — средняя температура воздуха и энтальпия (теплосодержание) воздуха, соответствующая максимальной летней температуре.

Системы общеобменной вентиляции для производственных и административно-бытовых помещений (с постоянным пребыванием людей) без естественного проветривания (без окон или с неоткрываемыми окнами — по технологии производства или по конструктивным особенностям окон) следует предусматривать не менее, чем с двумя приточными и двумя вытяжными вентиляторами, каждая с расходом по 50% требуемого воздухообмена.

Кондиционирование следует предусматривать для обеспечения нормируемой чистоты и метеорологических оптимальных параметров воздуха в обслуживаемой (рабочей) зоне помещения или на отдельных его участках.

Вентиляцию, кондиционирование воздуха и аварийную противодымную вентиляцию общественных зданий следует проектировать в соответствии со СНиП 2.04.05-91* и требованиями СНиП 2.08.02-89*.

Для обеспечения оптимальных, а также допустимых метеорологических условий в помещениях общественных зданий рекомендуется проектировать системы кондиционирования воздуха и вентиляции с управляемыми процессами тепловлажностной обработки воздуха.

Применение рециркуляции воздуха в общественных, вспомогательных зданиях, а также в помещениях промышленных предприятий регламентируется указаниями соответствующих СНиП.

Не допускается рециркуляция воздуха в помещениях, в воздухе которых имеются болезнетворные бактерии и грибки в опасных концентрациях, устанавливаемых Минздравом, или резко выраженные неприятные запахи.

Системы кондиционирования воздуха, воздушного отопления или вентиляции необходимо проектировать общими: для общественных зданий и отдельных помещений общей площадью не более 200 м² (категория Д), для жилых зданий, предусматривая отдельные системы в соответствии с требованиями нормативных документов.

Распределение приточного воздуха и удаление его из помещений общественных, административно-бытовых и производственных зданий, как правило, проектируется с учетом режима использования помещений в течение суток и года, а также временных поступлений в помещение теплоты, влаги и вредных веществ.

Приток воздуха рекомендуется предусматривать непосредственно в помещения, где постоянно работают или находятся люди. При организации вентиляции следует иметь в виду, что часть приточного воздуха, предназначенного для данного помещения, допускается подавать в коридоры или смежные помещения, но не более 50 % количества воздуха, предназначенного для обслуживаемого помещения.

В помещения жилых, общественных и административно-бытовых зданий приточный воздух рекомендуется подавать из воздухоораспределителей, расположенных в верхней зоне.

Воздухоораспределители следует применять: с устройствами для изменения направления приточной струи в помещениях жилых, общественных, административно-бытовых и производственных зданий; с устройством для регулирования расхода приточного воздуха в помещениях жилых (в системах

воздушного отопления), лечебно-профилактических зданий и зданий детских учреждений, а в помещениях других зданий — при обосновании.

Для помещений жилых зданий, больниц, зданий управлений скорость выхода воздуха из воздухораспределителей, а также в вытяжных отверстиях при отсутствии местных глушителей шума следует ограничивать 3 м/с.

Воздуховоды любых систем для многоэтажных жилых, общественных и административно-бытовых зданий следует проекти-

ровать с горизонтальными коллекторами, объединяющими поэтажные воздухопроводы не более пяти этажей.

Воздуховоды для помещений категорий Г и Д из разных этажей зданий различных степеней огнестойкости не допускается объединять вертикальными коллекторами.

При проектировании помещений для вентиляционного оборудования в жилых, общественных и административно-бытовых зданиях следует руководствоваться требованиями СНиП 2.09.02-85*.

В жилых зданиях, проектируемых в любых климатических районах, допускается установка индивидуальных (автономных) кондиционеров сплит-систем при экономическом обосновании или по желанию заказчика, при этом шумовые характеристики кондиционера должны соответствовать требованиям СНиП 11-12-77 (см. табл. V.4).

В жилых зданиях, расположенных в IV климатическом районе, рекомендуется устанавливать индивидуальные кондиционеры или (как альтернатива) в кухнях и жилых комнатах следует предусматривать возможность установки кондиционеров-доводчиков (фанкойлов) с целью поддержания температуры внутреннего воздуха в оптимальных параметрах (подробнее см. пример в разделе IX).

Комфортное КВ применяется в соответствии с климатическим районированием территории страны, критерием которого является продолжительность неблагоприятных климатических условий. Систему кондиционирования воздуха необходимо выбирать с учетом внешних климатических условий: температуры и влажности воздуха, загрязненности атмосферы, уровня шума, континентальности климата (величины суточной амплитуды температуры воздуха), а также типа зданий, режима его эксплуатации (время пребывания людей), требуемого уровня комфорта.

В жилых зданиях искусственное охлаждение рекомендуется устраивать в местностях, где период жарких дней (со среднесуточной температурой 20 °C и выше) в году не менее двух месяцев.

В соответствии со СНиП 2.01.01-82 представлено климатическое районирование: I и IIА районы — северные районы (Заполярье, Чукотка, побережье Северного Ледовитого океана). Необходимо устройство КВ в районах с жарким периодом не менее двух месяцев (IIБ, III и IV климатические районы, за исключением Закарпатской области и горных районов Кавказа) и резко континентальным климатом ID и IB.

В III районе летний температурный режим теплый, в IV — жаркий, IIIА, IVА и IVГ — подрайоны с континентальным сухим климатом; IIБ и IVБ — подрайоны с умеренной влажностью. Продолжительность периода охлаждения помещений в III районе составляет 56–94 дня, а в IV — до 153 дней. В IVА климатическом подрайоне наблюдаются исключительно высокие температуры (превышающие 32 °C) и сильные пыльные ветры в дневные часы в летние месяцы. Вследствие крайнего перегрева, естественными средствами добиться комфорта невозможно даже в малоэтажных зданиях, поэтому кондиционирование воздуха здесь необходимо повсеместно.

КВ в первую очередь необходимо в жар-

§ 2.4.2 Жилые здания и помещения

ком климате в *IVБ* подрайоне, в Закавказье, в низменных районах Азербайджана, восточной Грузии, восточной и северной Армении, где среднемесячная температура и относительная влажность самого жаркого месяца соответственно составляют 21–28 °С и 35–55%, и в жарком влажном климате — прибрежных районах Азербайджана и низменных районах Западной Грузии (Баку, Батуми, Поти, Сухуми), где среднемесячная температура самого жаркого месяца 21–26 °С и относительная влажность 55–75%. В *IVГ* климатическом подрайоне в Средней Азии (Ташкент, Самарканд, Фергана), в Арабатской долине период перегрева длится 121–122 дня (суточная амплитуда колебания температуры достигает 15,4–16,8 °С). В этом районе целесообразна аккумуляция холода в ночное время.

В пустынных местностях *VII* районов, где наблюдаются пыльные бури, при кондиционировании воздуха необходима герметизация помещений.

В жилых зданиях в зависимости от климатических условий летом рекомендуется: открытый режим эксплуатации помещений в *IVБ, IVВ, IIIА, IIIБ* подрайонах, смешанный (днем — закрытый, ночью — открытый) в *IIIА, IIIВ, IVА, IVБ, IVВ, IVГ* и закрытый — в *IVА, IVГ* подрайонах и местах с загрязненным наружным воздухом и повышенным уровнем шума.

При открытом режиме применяется лучистое охлаждение. Закрытому режиму эксплуатации соответствует непрерывная работа кондиционеров, открытому и смешанному — периодическая.

Континентальность климата в *IIIА, IVА, IVГ* подрайонах может быть использована для охлаждения здания усиленным механическим вентилированием. В местностях с сухим и жарким климатом (в *IVА, IVГ* и частично в *IIIВ* и *IVБ* климатических подрайонах) можно использовать испарительное охлаждение воздуха, когда прямым или двухступенчатым испарительным охлаждением

возможно обеспечить заданные параметры воздуха в помещении.

Также допускается устройство в жилых зданиях этого климатического района приточно-вытяжной механической вентиляции, если ее устройство не противоречит строительным и санитарным нормам.

Во встроенных в жилые здания общественных помещениях предусматривается кондиционирование, вентиляция и отопление. Кондиционирование и вентиляция встраиваемых объектов должны быть автономными. Вытяжную вентиляцию помещений, размещаемых в габаритах одной квартиры, — нотариальных контор, юридических консультаций, детских комнат, контор жилищно-эксплуатационных организаций, сбербанков, киосков союзпечати и других встроенных помещений, где отсутствуют пожаровзрывоопасные вещества и вредные выделения не превышают нормируемых значений, допускается присоединять к общей вытяжной системе жилого здания.

В гостиницах, размещаемых в любом климатическом районе, рекомендуется предусматривать кондиционирование воздуха в номерах, обеденных залах и в производственных помещениях предприятий общественного питания при значительных тепловыделениях, а также приточно-вытяжную вентиляцию в остальных служебных помещениях.

При расчете вентиляции параметры внутреннего воздуха и кратность воздухообмена принимают в соответствии с данными, приведенными в СНиП 2.08.01-89* прил.4 и представленными в *табл. VI.23*.

В жилых зданиях с вытяжной вентиляцией с естественным побуждением компенсацию удаляемого воздуха предусматривают как за счет естественного поступления наружного воздуха, так и за счет перетекания воздуха из других помещений.

Помещения, имеющие окна, должны быть обеспечены проветриванием через фрамуги, форточки или другие устройства.

В зданиях, проектируемых для климатических районов категории III и IV, квартиры должны быть обеспечены сквозным или угловым проветриванием; допускается также вертикальное (через шахты) проветривание. В секционных домах, проектируемых для III климатического района, допускается проветривание односторонне расположенных одно- и двухкомнатных квартир через лестничную клетку или другие внеквартирные проветриваемые помещения. При этом таких квартир на этаже должно быть не более двух. В домах коридорного типа допускается проветривание одно- и двухкомнатных квартир через общие коридоры длиной не более 24 м, имеющие прямое естественное освещение и сквозное или угловое проветривание.

Вытяжную вентиляцию жилых комнат во всех квартирах следует предусматривать через вытяжные каналы кухонь, уборных, ванных (душевых) и сушильных шкафов. В квартирах в четыре комнаты и более без сквозного или углового проветривания должна быть запроектирована естественная вытяжная вентиляция непосредственно из жилых комнат, не смежных с санитарными узлами и кухнями. Вентиляционные каналы из помещений кухонь, уборных, ванных (душевых), кладовых для продуктов не допускается объединять с вентиляционными каналами из помещений автономных котельных, гаражей, а также помещений, обращенных на различные фасады.

При проектировании систем вентиляции кухонь и санитарных узлов можно объединять: горизонтальный вентиляционный канал из ванной или душевой (без унитаза) с вентиляционным каналом из кухни той же квартиры; вентиляционные каналы из уборной, ванной (душевой) и сушильного шкафа той же квартиры; вертикальные вентиляционные каналы из кухонь, хозяйственных помещений, уборных, ванных и сушильных шкафов в общий вентиляционный канал. Такое объединение допускается при условии,

что расстояние по высоте между присоединяемыми местными каналами составляет не менее 2 м.

Местные каналы, присоединяемые к общему каналу, должны быть оборудованы жалюзийными решетками, допускающими монтажную регулировку.

В кухнях квартир, расположенных в двух верхних этажах и не оборудованных газовыми водонагревателями, допускается устройство механической вентиляции.

Вентиляцию и проветривание закрытых лестничных клеток следует обеспечивать устройством вентиляционных шахт, открывающихся окон, фрагуг и форточек. Проветривание лестничных клеток без окон следует осуществлять через вытяжные каналы и шахты.

Для помещений с нормируемой вытяжкой компенсацию удаляемого воздуха следует предусматривать как за счет поступления наружного воздуха, так и за счет его перетекания из других помещений данной квартиры.

В зданиях с теплым чердаком удаление воздуха из чердака следует предусматривать через одну вытяжную шахту на каждую секцию дома с высотой шахты не менее 4,5 м от перекрытия над последним этажом.

В климатических районах с температурой наиболее холодной пятидневки ниже минус 40 °С жилые здания высотой три этажа и более рекомендуется оборудовать точной вентиляцией с подогревом наружного воздуха.

Вытяжную вентиляцию из спальных комнат санаториев и учреждений отдыха следует предусматривать, как правило, с естественным побуждением, а для IV климатического района в жилых комнатах учреждений отдыха, рекомендуется предусматривать вытяжную вентиляцию с механическим побуждением.

Удаление воздуха из жилых комнат и номеров, имеющих санитарные узлы, следует предусматривать через санитарные узлы.

§ 2.4.3 Здания административных учреждений, проектных и научно- исследовательских организаций

При применении канальной приточной вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением, предусматривается подача воздуха в жилые помещения постоянно по каналам воздушного отопления.

Рекомендуемые минимальные размеры жалюзийных решеток: в кухнях одно-, двух-

и трехкомнатных квартир без вытяжных вентиляторов — 20×25 см; в уборных и ванных комнатах — 15×20 см. В жилых комнатах и санитарных узлах предусматриваются регулируемые вытяжные решетки. В кухнях — неподвижные.

В помещениях административных учреждений и проектных организаций, расположенных в IV климатическом районе, необходимо поддерживать оптимальные параметры воздушной среды, проектируя кондиционирование воздуха. В других климатических районах комфортное кондиционирование воздуха проектируется по желанию заказчика или при технико-экономическом обосновании.

В зданиях административных учреждений и проектных организаций, где невозможно установить кондиционеры по техническим или технико-экономическим факторам, применяется механическая приточно-вытяжная вентиляция. При расчете вентиляции руководствуются данными, приведенными в СНиП 2.09.04-87* и представленными в табл. VI.31.

Для конференц-залов, помещений общественного питания и помещений киноаппаратного комплекса следует предусматривать самостоятельные системы кондиционирования или приточной вентиляции с механическим побуждением. Для остальных помещений проектируется единая система приточной вентиляции.

Подавать приточный воздух необходимо непосредственно в конференц-залы, обеденные залы, кухни, вестибюли, а также в другие помещения вспомогательного и обслуживающего назначения.

Удаление воздуха самостоятельными вытяжными системами вентиляции с механическим побуждением следует предусматривать для следующих групп помещений: санитарных узлов и курительных; проектных

залов и служебных помещений, кабинетов площадью 35 м^2 и более; холлов и коридоров; помещений предприятий общественного питания; аккумуляторных; кинопроекторных, а также от вытяжных шкафов и укрытий. Для конференц-залов и залов совещаний рекомендуется проектировать системы вытяжной вентиляции с естественным побуждением.

Удалять воздух из служебных помещений и кабинетов площадью менее 35 м^2 следует за счет перетекания воздуха в коридор, а из служебных комнат и кабинетов площадью 35 м^2 и более — непосредственно из помещений.

Воздухообмен в помещениях проектных залов, служебных помещениях и кабинетах следует, как правило, организовывать по схеме «сверху — вниз» или «сверху — вверх», а в конференц-залах «сверху — вниз — вверх»; допускаются и другие схемы воздухообмена при соответствующем обосновании.

Вытяжную вентиляцию с естественным побуждением допускается предусматривать в помещениях зданий высотой один-три этажа с количеством сотрудников менее 300 чел. Рециркуляция воздуха применяется в помещениях, для которых воздухообмен определяется расчетом из условий ассимиляции (растворения) тепловлагоизбытков. В проектных залах, служебных помещениях и кабинетах, конференц-залах и залах совещаний, в зданиях проектных и конструкторских организаций следует обеспечивать оптимальные условия воздушной среды. При проектировании систем кондиционирования воздуха в конференц-залах и залах совеща-

ний устраиваются одноканальные системы с рециркуляцией воздуха; в проектных залах, служебных помещениях и кабинетах — одноканальные, совмещенные с отоплением (или охлаждением) системы с местными доводчиками (фанкойлами).

Для лабораторных помещений НИИ естественных и технических наук необходимо проектировать приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением или кондиционирование воздуха, предусматривая при необходимости подогрев или охлаждение, очистку и увлажнение воздуха. При проектировании вентиляции температуру, относительную влажность и скорость движения воздуха в помещениях лабораторий следует принимать как для производственных помещений, работы в которых относятся к категории легких, а также по технологическим требованиям. В помещениях, где производятся работы с вредными веществами всех классов опасности или происходит выделение горючих паров и газов, не допускается рециркуляция воздуха. В помещениях лабораторий должны быть предусмотрены открывающиеся части окон и системы естественной вентиляции для удаления воздуха из помещений в нерабочее время. Объем воздуха, удаляемого через вытяжной шкаф, следует определять в зависимости от скорости движения воздуха в расчетном проеме шкафа согласно *табл. II.9*.

При организации подачи приточного воздуха непосредственно в помещение лаборатории следует подавать 90% объема воздуха, удаляемого местными вытяжными системами, а в коридор и холл — остальное количество воздуха (10%); при этом в холлах зданий лабораторий химического профиля, примыкающих к лестничным клеткам или шахтам лифтов, должен быть обеспечен не менее чем 20-кратный обмен воздуха; объем холлов следует принимать в расчете минимальным и не более 130 м³.

Системы кондиционирования воздуха, приточной вентиляции и воздушного отоп-

Таблица II.9

СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА, УДАЛЯЕМОГО ЧЕРЕЗ ВЫТЯЖНОЙ ШКАФ, В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫХ КОНЦЕНТРАЦИЙ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В РАБОЧЕЙ ЗОНЕ

Предельно допустимые концентрации вредных веществ в рабочей зоне, мг/м ³	Скорость движения воздуха в расчетном проеме шкафа, м/с
Более 10	0,5
От 10 до 0,1	0,7
Менее 0,1	1

Примечания:

1. Площадь расчетного сечения проема необходимо принимать равной 0,2 м² на 1 м длины вытяжного шкафа.
2. При работах, связанных с выделением в воздух аэрозолей и пыли веществ 1-, 2- и 3-го класса опасности, скорость движения воздуха в расчетном проеме вытяжного шкафа следует принимать 1,2–1,5 м/с.
3. Коэффициент одновременности работы вытяжных шкафов допускается принимать равным единице.

ления, обслуживающие помещения с производствами (процессами) категорий А, Б и Е, должны проектироваться отдельными для групп помещений каждой из указанных категорий. Системы вытяжной вентиляции, обслуживающие помещения с производствами (процессами) категорий А, Б и Е, должны проектироваться также отдельными для каждого помещения.

Систему вытяжной вентиляции помещений лабораторий с производствами категории В (в том числе помещений, предназначенных для работы со взрывопожароопасными веществами), оборудованных вытяжными шкафами, следует проектировать:

- ◆ децентрализованной от вытяжных шкафов с индивидуальным воздухопроводом и вентилятором для каждого помещения;
- ◆ централизованной, при которой вытяжные воздухопроводы от каждого отдельного лабораторного помещения объединяются в сборный вертикальный коллектор, размещаемый за пределами здания, или горизонтальный, размещаемый на техническом этаже в помещении для оборудования вытяжных систем.

Для помещений лабораторий с производствами категории В возможно проектирова-

ние общих приточных коллекторов. Объединение поэтажных ответвлений воздухопроводов или поэтажных коллекторов допускается не более чем для девяти этажей. При этом необходимо устанавливать самозакрывающиеся обратные клапаны на каждом поэтажном ответвлении или поэтажном коллекторе, обслуживающем группы помещений общей площадью не более 300 м². В помещении лаборатории местные отсосы и общеобменную

вытяжку можно объединять в одну вытяжную систему. Воздуховоды местных отсосов и общеобменной вытяжки могут быть объединены в помещении лаборатории или в помещении вентиляционного оборудования. В системах вытяжной вентиляции лабораторий при удалении воздушной смеси с химически активными газами следует применять воздуховоды из коррозионностойких материалов.

§ 2.4.4 Общественные здания

Детские дошкольные учреждения

В помещениях детских садов-яслей проектируют приточно-вытяжную вентиляцию с естественным побуждением. При расчете вентиляции руководствуются данными СНиП 2.08.02-89*, табл. 19.

Для помещений групповых и игровых столовых во всех климатических районах, кроме северных районов, предусматривают периодическое естественное сквозное или угловое проветривание. В IV климатическом районе периодическое сквозное или угловое проветривание предусматривают также в спальнях-верандах, кухнях, стиральных-разборочных, сушильных-гладильных и туалетах.

Удалять воздух из помещений спален, имеющих сквозное (угловое) проветривание, допускается через групповые помещения.

Объем воздуха, удаляемого от одного шкафа для сушки детской одежды, принимается равным 10 м³/ч.

Вытяжные воздуховоды, идущие из пищеблока, не должны проходить через групповые и спальные помещения.

Для медицинских помещений следует проектировать самостоятельные вытяжные каналы.

Для периодической интенсификации воздухообмена на вытяжном канале в туалетных комнатах без оконных проемов в наружных ограждениях следует устанавливать по одному осевому малогабаритному вентилятору.

Для подогрева наружного воздуха, подаваемого в помещения стиральной и гладиль-

ной, могут применяться приточные шкафы с использованием в качестве нагревательных элементов калориферов, конвекторов или радиаторов.

Для постирочных, не оборудованных сушильными барабанами, подогрев поступающего воздуха допускается обеспечивать за счет поверхности нагревательных приборов.

Для детских дошкольных учреждений не допускается применение асбестоцементных воздуховодов в системах вентиляции.

Общеобразовательные школы, школы-интернаты и профессионально- технические училища

В учебных помещениях проектируется приточно-вытяжная вентиляция из расчета 16 м³/ч воздуха на одного человека. При проектировании приточной вентиляции с механическим побуждением должна предусматриваться естественная вытяжная вентиляция в объеме однократного обмена непосредственно из учебных помещений (классов, лабораторий, учебных заведений). Удалять воздух из учебных помещений следует через подсобные помещения, санитарные узлы, а также за счет естественного проветривания. В школах с числом учащихся до 200 включительно допускается устройство вентиляции без организованного механического притока. Данные для расчета вентиляции приведены в СНиП 2.08.02-89* табл. 20, а для профессионально-технических учебных заведений в табл. 21.

При применении для учебных помещений систем воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, необходимо предусматривать автоматическое управление этими системами. Поддержание расчетной температуры и относительной влажности допускается с помощью систем кондиционирования воздуха. В нерабочее время допускается использование рециркуляции воздуха в системах воздушного отопления учебных помещений. Температура воздуха, подаваемого в рабочее время системами воздушного отопления, не должна превышать 40 °С.

Вытяжные каналы из учебных помещений при воздушном отоплении проектировать не следует. Устройство вытяжных каналов можно не предусматривать также в случае, если в помещениях учительской, библиотеки, кабинетов администрации и в комнатах отдыха имеются наружные окна с фрамугами или форточками.

В школах и училищах проектируют отдельные системы вентиляции для следующих помещений: классных комнат и учебных кабинетов (при отсутствии воздушного отопления), актовых залов, спортивных залов, столовых, лабораторий, оборудованных вытяжными шкафами, киноаппаратных, аккумуляторных, санитарных узлов, медпункта. Отдельная система приточной вентиляции должна предусматриваться для столовых.

Помещения лабораторий физики и химии оборудуют механической вытяжкой через вытяжные шкафы. Для ученических и демонстрационных лабораторных шкафов проектируют отдельные вытяжные системы. Расчетную скорость движения воздуха в рабочем отверстии вытяжной системы при полностью открытой шторке принимают соответственно 0,5 и 0,7 м/с. Объем воздуха, удаляемого через вытяжной шкаф, следует определять в зависимости от скорости движения воздуха в расчетном проеме шкафа.

Из помещений, оборудованных вытяжными шкафами, весь объем воздуха следует удалять через шкафы, предусматривая от-

дельную систему для каждого шкафа. Удалять воздух допускается общей системой вентиляции из одного или нескольких помещений при условии обеспечения требований по взрывопожаробезопасности и согласно СНиП 2.04.05-91*.

В помещения лабораторий, где выделяются вредные вещества, следует подавать не менее 90% общего объема приточного воздуха для этих помещений. Остальной объем приточного воздуха подается в смежные помещения (коридоры), причем его количество не должно превышать 1,5-кратного воздухообмена в 1 ч для этих помещений с учетом коэффициента одновременности действия систем местных отсосов, определяемого по технологической части проекта.

При смежном расположении умывальной комнаты и уборной вытяжка предусматривается из уборной.

Воздухообмен в школьных столовых рассчитывается на поглощение избытков тепла, выделяемого технологическим оборудованием кухни, при этом количество наружного воздуха на 1 место в обеденном зале должно приниматься не менее 20 м³/ч. Подавать приточный воздух следует через обеденный зал, удалять — из помещений кухни и других производственных помещений. В установке модулированного кухонного оборудования предусмотрены специальные вентиляционные устройства для подачи приточного воздуха и удаления отработанного воздуха.

Приточный воздух в киноаппаратную допускается подавать от приточной системы актового зала — лекционной аудитории при условии подключения воздуховода, идущего в киноаппаратную, к приточной системе зала ниже уровня пола киноаппаратной.

Больницы и поликлиники

Согласно данным СНиП 2.08.02-89*, представленным в табл. VI.26, кондиционирование воздуха является обязательным в операционных, наркозных, предродовых, родовых,

послеоперационных палатах, реанимационных залах, палатах интенсивной терапии, в однокоечных и двухкоечных палатах для больных с ожогами, в палатах для грудных, новорожденных, недоношенных, травмированных детей, в залах барокамер и т.д.

Воздух, подаваемый в эти помещения, надлежит дополнительно очищать в бактериологических фильтрах, устанавливаемых после вентилятора. В этом случае не допускается установка масляных фильтров в качестве I ступени очистки воздуха.

В палатах отделений больниц, проектируемых для строительства в сельских населенных пунктах, увлажнение воздуха в приточных вентиляционных установках допускается не предусматривать.

В операционных, наркозных, послеоперационных палатах, родовых, реанимационных залах и палатах интенсивной терапии относительную влажность воздуха следует принимать 55–60%; подвижность воздуха не должна превышать 0,15 м/с. Относительную влажность воздуха в зимнее время в палатах иного назначения рекомендуется принимать 30–50%. Увлажнение воздуха предусматривается в кондиционерах либо автономно.

Самостоятельные системы приточно-вытяжной вентиляции, а также системы кондиционирования воздуха для помещений, указанных выше, проектируют: для операционных блоков (отдельно для асептических и септических отделений), реанимационных залов и палат интенсивной терапии (отдельно для поступающих в больницы с улицы и из отделений больниц), родовых (отдельно для физиологического и наблюдационного отделений), палат новорожденных, недоношенных и травмированных детей каждого отделения (отдельно для физиологического и наблюдационного отделений), рентгеновских отделений, лабораторий, отделений грязелечения, водолечения, сероводородных ванн, радоновых ванн, лабораторий приготовления радона, санитарных узлов, холодильных камер, хозрасчет-

ных аптек. Объединение нескольких помещений одной вентиляционной системой возможно только в помещениях одного назначения, допустимости сообщения помещений между собой и исключении пребывания в них инфекционных больных. В каждое помещение для лечебных процедур приточный воздух следует подавать непосредственно в верхнюю зону, для остальных помещений допускается подача приточного воздуха в коридор по балансу вытяжки. Рекомендуется подавать воздух и в такие помещения, как вестибюли и т.п.

В зданиях аптек и лечебно-профилактических учреждений, кроме инфекционных больниц (отделений), проектируют приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением. В инфекционных больницах (отделениях) вытяжную вентиляцию устраивают из каждого бокса, полубокса и от каждой палатной секции отдельно с естественным побуждением, а приточную вентиляцию предусматривают с механическим побуждением и подачей воздуха в коридор.

Наружный воздух, подаваемый системами приточной вентиляции, надлежит очищать в фильтрах соответствующего класса чистоты.

Рециркуляция воздуха не допускается.

Приточный воздух, как правило, обрабатывают в центральных приточных камерах или кондиционерах. Вентиляционные приточные и вытяжные камеры размещают таким образом, чтобы была исключена передача шума в помещения с длительным пребыванием больных и в кабинеты врачей.

Воздуховоды систем приточной вентиляции (кондиционирования воздуха) после бактериологических фильтров рекомендуется выполнять из нержавеющей стали.

В отдельных операционных, предназначенных для несложных операций (например, в поликлинике), допустимо применение индивидуальных приточных установок с приточным шкафом, располагаемым в смежном помещении. Для очистки воздуха в этом слу-

чае применяют ватный фильтр.

В операционных и наркозных палатах вытяжку воздуха следует организовывать из верхней и нижней зон помещения.

При проектировании системы вентиляции и оборудования должны быть предусмотрены меры по обеспечению взрывобезопасности.

В кабинетах электро-, свето- и теплоснабжения для подачи и удаления воздуха рекомендуется использовать верхнюю зону помещения. Воздухообмен в этих помещениях следует рассчитывать на удаление вредных выделений. Приток воздуха в эти помещения, предусматриваемый от отдельной приточной камеры, должен быть рассчитан на поглощение теплоизбытков.

Для грязелечебных кабинетов, бассейнов регенерации и помещений для нагрева грязи воздух рекомендуется подавать в верхнюю зону, а вытяжку организовывать из верхней и нижней зон.

Для рентгенодиагностических кабинетов с аппаратами закрытого типа проектируют приточно-вытяжную вентиляцию с удалением воздуха из верхней зоны на расстоянии 0,6 м от потолка, а из нижней зоны на расстоянии 0,5 м от пола. В фотолaborатории воздух удаляют из верхней зоны. Кабинеты рентгенотерапии рекомендуется вентилировать так же, как и рентгенодиагностические кабинеты, но с повышенным воздухообменом.

В зданиях аптек отдельные вытяжные системы рекомендуется предусматривать для помещений приемно-рецептурной, ассистентской, коктория, мойки стерилизационной, санитарного узла и др.

Предприятия бытового обслуживания населения

В помещениях предприятий бытового обслуживания населения проектируют приточно-вытяжную вентиляцию, также допускается устройство систем центрального кондиционирования по прямооточной схеме.

При определении воздухообмена в про-

изводственных помещениях предприятий бытового обслуживания населения учитывают тепловыделения от электродвигателей с коэффициентом перехода электроэнергии в тепловую, равную 0,3. Состав и количество вредных выделений, поступающих от технологического оборудования в воздух помещений, а также типы местных отсосов, следует принимать по нормам технологического проектирования или в соответствии с технологической частью проекта.

Если вентиляционные выбросы содержат пары перхлорэтилена, трихлорэтилена и других вредных газов, необходимо предусматривать рекуперацию паров растворителей с помощью специальных адсорберов, а также обеспечивать факельный выброс воздуха. В технических помещениях для обезжиривающих машин следует подавать приточный воздух в количестве не менее четырехкратного объема помещения непосредственно в техническое помещение обезжиривающих машин; остальной объем приточного воздуха должен поступать в помещение для посетителей или в прилегающее производственное помещение.

При удалении газовойоздушной смеси местными отсосами, встроенными в обезжиривающие машины, не допускается объединение их с вытяжными системами иного назначения.

В помещениях срочной химической чистки и в помещениях для посетителей предприятий химической чистки с самообслуживанием удаление воздуха должно предусматриваться из верхней и нижней зон помещений в непосредственной близости машин обезжиривания. Общеобменные системы приточной и вытяжной вентиляции производственных помещений и кладовых разрешается устраивать общими при условии установки огнезадерживающих клапанов автоматического действия в подающих воздуховодах.

Предприятия розничной торговли

Помещения магазинов оборудуются системами кондиционирования или вентиляции с механическим побуждением, при этом объем притока должен быть полностью компенсирован вытяжкой. В магазинах необходимо предусматривать оптимальные параметры воздуха в соответствии с данными СНиП 2.04.05-91*, представленными в табл. II.5.

При расчете вентиляции и кондиционирования воздуха количество людей, находящихся в торговых залах, следует определять исходя из площади торгового зала, приходящейся на 1 чел.: 3,5 м² — для рынков, магазинов мебели, музыкальных, электро- и радиотоваров, книжных, спортивных, ювелирных и для магазинов в сельских населенных пунктах; 2,5 м² — для других непродовольственных и продовольственных магазинов. В магазинах с различными залами по продаже продовольственных и непродовольственных товаров проектируют отдельные для каждого зала системы кондиционирования и приточно-вытяжной вентиляции.

В помещениях кладовых следует, как правило, организовывать естественную вытяжную систему вентиляции с отдельными каналами. Общеобменные системы вытяжной вентиляции с механическим побуждением из кладовых и подсобных помещений допускается проектировать общими при условии установки в воздуховодах огнезадерживающих клапанов в местах пересечения стен и перегородок этих помещений.

Магазины, расположенные в первых этажах жилых или других зданий, должны иметь автономные системы кондиционирования и вентиляции, не зависящие от системы вентиляции этих зданий.

При расчете вентиляции руководствуются данными, приведенными в СНиП 2.08.02.89*

и представленными в табл. VI.16.

Кратность воздухообмена в торговых залах магазинов определяют из расчета поглощения избытков тепла от людей, оборудования и солнечной радиации с проверкой на предельно допустимую концентрацию углекислоты. Тепло- и влаговыведения от покупателей соответствуют легкой работе, а от обслуживающего персонала — работе средней тяжести. Выделение углекислоты СО₂ следует вычислять по общему числу покупателей и продавцов из расчета выделения 1 чел. в среднем 20 л/ч углекислоты независимо от времени года. Содержание СО₂ в наружном воздухе можно принимать в черте города 0,5 л/м³; в загородной зоне 0,4 л/м³.

Объем приточного воздуха для помещений магазинов определяют по расчетной зимней температуре для проектирования вентиляции (параметры А), объем удаляемого воздуха — по расчетной летней температуре (параметры А), кондиционирование рассчитывают по параметрам Б.

Рециркуляция воздуха допускается в торговых залах магазинов, кроме торговых залов с химическими, синтетическими или иными пахучими веществами и горючими жидкостями, при этом наружный воздух должен подаваться в объеме не менее 20 м³/ч на 1 чел.

Воздушно-тепловыми завесами необходимо оборудовать:

- ◆ тамбуры входов для покупателей в магазинах торговой площадью 150 м² и более (для рынков 600 м² и более) при расчетной температуре наружного воздуха для холодного периода года минус 15 °С и ниже (расчетные параметры Б);
- ◆ ворота в разгрузочных помещениях продовольственных магазинов торговой площадью 1500 м² и выше при расчетной температуре наружного воздуха минус 15 °С и ниже (параметры Б).

Культурно-зрелищные учреждения (кинотеатры, клубы, театры)

В помещениях культурно-зрелищных учреждений проектируют системы кондиционирования или приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением.

В зрительных залах кинотеатров, клубов и театров, в зонах размещения зрителей, параметры воздуха должны быть обеспечены системой кондиционирования воздуха или вентиляции в соответствии с требованиями согласно данным СНиП 2.08.02.89*, представленным в *табл. VI.34*. При применении рециркуляции в системах кондиционирования воздуха и вентиляции для зрительных залов количество подаваемого наружного воздуха должно составлять не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 чел.

Для помещений зрительского и клубного комплексов, помещений обслуживания сцены (эстрады), а также административно-хозяйственных помещений следует предусматривать отдельные системы кондиционирования воздуха или приточно-вытяжной вентиляции. В кинотеатрах с непрерывным показом фильмов, а также в клубах разделение можно не предусматривать.

Самостоятельные (автономные) системы кондиционирования и приточной вентиляции необходимо проектировать для следующих комплексов помещений: зрительных залов, вестибюля, фойе, кулуаров, музея, тиристорных, светопроекционных, звукоаппаратных, светоаппаратных, кабин для диктора и переводчиков, артистических уборных, репетиционных залов, творческого персонала и художественного руководства, помещений административно-хозяйственных, технической связи и радиовещания, производственных мастерских. Самостоятельные вытяжные системы должны быть предусмотрены также для помещений: курительных, санузлов, подсобных при буфетах, светопроекционной, звукоаппаратной, кабин дикторов, холодильной станции, мастерских, складов, аккумуляторной.

Вентиляцию курительной комнаты и санузлов допускается объединять в одну систему. Для проекционных необходимо проектировать отдельные системы кондиционирования и приточно-вытяжные вентиляционные системы. К вытяжным системам этих помещений можно присоединять вытяжные каналы от стойки (шкафа) оконечных усилителей, перемоточных и кабины переводчика.

В многозальных кинотеатрах общей вместимостью залов до 800 мест следует предусматривать обслуживание одной системой кондиционирования воздуха или приточной вентиляции нескольких зрительных залов, при этом необходимо для каждого зрительного зала проектировать по расчету установку зонального подогревателя воздуха.

Для I и II климатических районов расход воздуха системы кондиционирования воздуха и приточной системы определяется из расчета обеспечения зрителей нормируемым количеством наружного воздуха в холодный период года — $20 \text{ м}^3/\text{ч}$. При условии обеспечения в залах нормируемых параметров воздушной среды, система кондиционирования должна быть с рециркуляцией воздуха.

При проектировании зрительных залов кинотеатров следует предусматривать в теплый период года возможность ночного проветривания. Для этих целей в нижней зоне залов проектируют проемы, оборудованные неподвижными решетками и утепленными дверцами. Рассчитывать площадь живого сечения проема следует исходя из количества подаваемого воздуха, равного полутора-двукратному воздухообмену в помещении зала в 1 час с учетом гравитационного давления. Удалять воздух в этом случае рекомендуется через шахту основной системы вентиляции. В вытяжных шахтах для этой цели устанавливают утепленные клапаны с дистанционным управлением. Для отвода конденсата под шахтами устраивают поддоны. Необходимо также предусматривать меро-

приятия, исключающие возможность неорганизованного поступления наружного воздуха в залы через вытяжные шахты.

В зрительном зале клуба или театра с глубинной колосниковой сценой необходимо обеспечивать вентиляционный подпор в размере 10% объема приточного воздуха. Количество удаляемого воздуха соответственно принимается равным 90 % приточного (включая рециркуляцию), из них 20 % удаляется через сцену.

В помещениях доготовочных, моечных буфета, санитарных узлов, курительных и мастерских необходимо организовывать системы вытяжной вентиляции с механическим побуждением; в служебно-хозяйственных помещениях допускается предусматривать вентиляцию с естественным побуждением.

В аккумуляторной с кислотными аккумуляторами и в кислотной следует проектировать вытяжную вентиляцию самостоятельным агрегатом во взрывобезопасном и антикоррозионном исполнении с расположением вытяжных отверстий под потолком и на высоте 0,3 м от пола. В аккумуляторной со щелочными аккумуляторами вытяжные

отверстия располагают только под потолком. В этом случае можно организовывать естественную вентиляцию через отдельный вентиляционный отсос.

Помещения для размещения вентиляционного оборудования, оборудования систем кондиционирования воздуха, компрессорных, холодильных установок не рекомендуется располагать непосредственно за ограждающими конструкциями зрительного зала.

В стенах, разделяющих зрительные залы многозальных зданий, не допускается устройство вентиляционных каналов и прокладка воздухопроводов через помещения зала, проекционной и перемоточной, если эти воздухопроводы предназначены для других помещений.

В зрительных залах кинотеатров вместимостью до 800 мест подачу воздуха следует осуществлять, как правило, компактными струями с максимальной скоростью, регламентируемой допустимым уровнем шума в зале, и нормируемой подвижностью воздуха в рабочей зоне.

§ 2.4.5 Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий

Во вспомогательных зданиях и помещениях промышленных предприятий в теплый период года, как правило, предусматривается подача воздуха естественным путем через открывающиеся окна и двери. Механическая приточная вентиляция предусматривается только для помещений, где нельзя организовать естественную вентиляцию (проветривание), а также при необходимости специальной обработки наружного воздуха.

В холодный и переходный периоды года подачу воздуха с механическим побуждением следует предусматривать для помещений, в которых воздухообмен установлен более однократного в 1 ч, а также для возмещения воздуха, удаляемого из душевых, уборных и помещений сушки и обеспыливания одежды согласно СНиП 2.09.04-87 табл.19. Для остальных помещений допускается предусматривать естественную подачу воздуха.

Для ряда помещений (машинописных бюро, копировально-множительных служб, прачечных, химчисток, столовых, здравпунктов, радиоузлов, телефонных станций, библиотек, киноаппаратных, вычислительной техники, торгового и бытового обслуживания, конференц-залов и др.) расчетную температуру воздуха и воздухообмен принимают по соответствующим СНиП.

При организации приточной вентиляции в холодный и переходный периоды года подачу подогретого воздуха следует предусматривать в верхнюю зону:

- ◆ непосредственно в помещения;
- ◆ сосредоточенно в коридор для помещений, воздухообмен в которых установлен по вытяжке;
- ◆ в помещения гардеробных для возмещения воздуха, удаляемого из душевых.

В верхней части стен и перегородок, разделяющих душевые, преддушевые и гардеробные, устанавливаются жалюзийные решетки.

В теплый период года в районах с расчетной температурой наружного воздуха выше 25 °С (параметры А) в помещениях, где планируется постоянное пребывание людей, рекомендуется устанавливать потолочные вентиляторы для повышения скорости движения воздуха до 0,3–0,5 м/с или кондиционеры сплит-систем.

Удаление воздуха из вспомогательных зданий и помещений промышленных предприятий допускается как с естественным, так и с механическим побуждением.

Самостоятельные системы вытяжной вентиляции предусматриваются для помещений: фельдшерских и врачебных здравпунктов, душевых, уборных, а также копировально-множительных служб и переплетных, химической чистки, сушки, обеспыливания и обезвреживания одежды. Устройство совмещенной вытяжной вентиляции допускается для душевых и уборных при гардеробных для совместного хранения всех видов одежды при неполном переодевании работающих, а также для преддушевых с полным переодеванием уличной и домашней одежды.

Удаление воздуха из гардеробных следует организовывать через душевые. В случае, когда воздухообмен гардеробной превышает воздухообмен душевой, воздух удаляют через душевую в установленном для нее объеме, а разницу — непосредственно из гардеробной. В остальных случаях воздух удаляют непосредственно из помещений.

В гардеробных помещениях для совместного хранения всех видов одежды при неполном переодевании работающих, а также в преддушевых с полным переодеванием на 5 чел. и менее при односменной работе в холодный период допускается принимать однократный воздухообмен, предусматривая естественный приток наружного воздуха через окна. В помещениях гардеробных при обосновании допускается установка шкафов для сушки спецодежды в нерабочее время, оборудованных вытяжной вентиляцией с естественным побуждением в объеме 10 м³/ч воздуха от каждого шкафа.

В гардеробных для хранения одежды, в помещениях для обогрева скорость движения воздуха в зоне пребывания людей не должна превышать 0,2 м/с.

РАЗДЕЛ III



Типы кондиционеров

3.1	Принципы работы холодильной машины	55
3.2	Кондиционеры сплит-систем	84
3.3	Канальные кондиционеры и кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией	105
3.4	Системы с чиллерами и фанкойлами	122
3.5	Крышные кондиционеры	157
3.6	Шкафные кондиционеры	164
3.7	Прецизионные кондиционеры	169
3.8	Центральные кондиционеры	180

3.1

ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

§ 3.1.1

Основные понятия, связанные с работой холодильной машины

Охлаждение в кондиционерах производится за счет поглощения тепла при кипении жидкости.

Когда мы говорим о кипящей жидкости, мы, естественно, думаем, что она горячая. Однако это не совсем верно.

Во-первых, температура кипения жидкости зависит от давления окружающей среды. Чем выше давление, тем выше температура кипения и, наоборот, чем ниже давление, тем ниже температура кипения.

При нормальном атмосферном давлении 760 мм рт.ст. (1 атм) вода кипит при 100 °С, но если давление пониженное, как например в горах на высоте 7000–8000 м, вода начнет кипеть уже при температуре 40–60 °С.

Во-вторых, при одинаковых условиях разные жидкости имеют различные температуры кипения.

Например, фреон R-22, широко используемый в холодильной технике, при нормальном атмосферном давлении имеет температуру кипения минус 40,8 °С.

Если жидкий фреон находится в открытом сосуде, т.е. при атмосферном давлении и температуре окружающей среды, то он немедленно вскипает, поглощая при этом большое количество тепла из окружающей среды или любого материала, с которым находится в контакте. В холодильной машине фреон кипит не в открытом сосуде, а в специальном теплообменнике, называемом испарителем. При этом кипящий в трубках испарителя фреон активно поглощает тепло от воздушного потока, омывающего наружную, как правило, оребренную поверхность трубок.

Теперь рассмотрим процесс конденсации паров жидкости на примере того же фреона R-22. Температура конденсации паров фреона, так же, как и температура кипения, за-

висит от давления окружающей среды. Чем выше давление, тем выше температура конденсации. Так, например, конденсация паров фреона R-22 при давлении 23 атм начинается уже при температуре 55 °С. Процесс конденсации фреоновых паров, как и любой другой жидкости, сопровождается выделением большого количества тепла в окружающую среду или применительно к холодильной машине передачей этого тепла потоку воздуха или жидкости в специальном теплообменнике, называемом конденсатором.

Естественно, чтобы процесс кипения фреона в испарителе и соответствующего охлаждения воздуха, а также процесс конденсации и соответствующий отвод тепла в конденсаторе был непрерывным, необходимо постоянно «подливать» в испаритель жидкий фреон, а в конденсатор постоянно подавать пары фреона. Такой непрерывный процесс (цикл) осуществляется в холодильной машине.

Наиболее обширный класс холодильных машин базируется на компрессионном цикле охлаждения, основными конструктивными элементами которого являются — компрессор, испаритель, конденсатор и регулятор потока (капиллярная трубка), соединенные трубопроводами и представляющие собой замкнутую систему, в которой циркуляцию хладагента (фреона) осуществляет компрессор. Кроме обеспечения циркуляции, компрессор поддерживает в конденсаторе (на линии нагнетания) и высокое давление, порядка 20–23 атм.

Теперь, когда рассмотрены основные понятия, связанные с работой холодильной машины, перейдем к более подробному рассмотрению схемы компрессионного цикла охлаждения, конструктивному исполнению и функциональному назначению отдельных узлов и элементов.

§ 3.1.2

Схема компрессионного цикла охлаждения

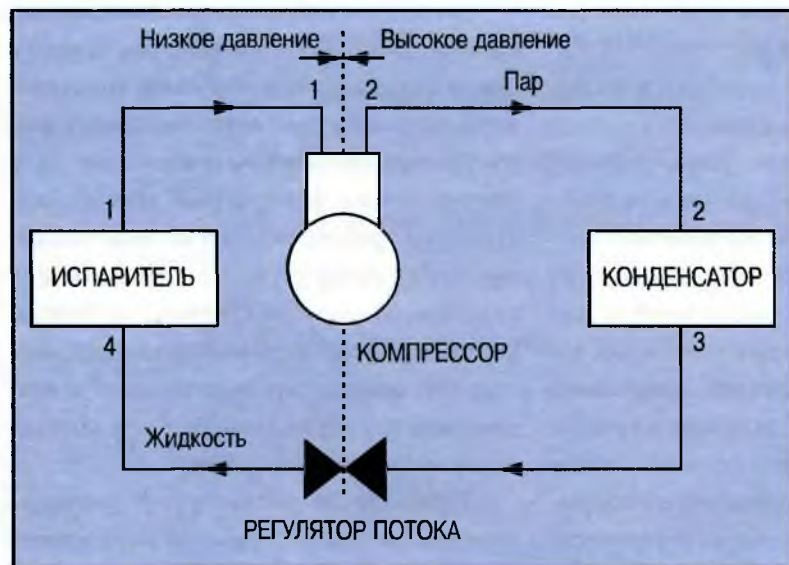
В начале этого раздела следует сразу отметить, что кондиционер — это та же холодильная машина, но предназначенная для тепловлажностной обработки воздушного потока. Кроме того, кондиционер обладает существенно большими возможностями, более сложной конструкцией, многочисленными дополнительными опциями и т.п.

Обработка воздуха предполагает придание ему определенных кондиций, таких как температура и влажность, а также направление движения и подвижность (скорость движения).

Итак, теперь остановимся на принципе работы и физических процессах, происходящих в холодильной машине.

Охлаждение в кондиционере или далее по тексту холодильной машине обеспечивается непрерывной циркуляцией, кипением и конденсацией хладагента в замкнутой системе. Кипение хладагента происходит при низком давлении и низкой температуре, а конденсация — при высоком давлении и температуре. Принципиальная схема компрессионного цикла охлаждения показана на рис. III.1.

Рис. III.1.
Схема компрессионного цикла охлаждения



Начнем рассмотрение работы цикла с выхода испарителя (участок 1–1). Здесь хладагент находится в парообразном состоянии, с низким давлением и температурой.

Парообразный хладагент всасывается компрессором, который повышает его давление до 15–25 атм и температуру до 70–90 °С (участок 2–2).

Далее в конденсаторе горячий парообразный хладагент охлаждается и конденсируется, т.е. переходит в жидкую фазу. Конденсатор может быть либо с воздушным, либо с водяным охлаждением, в зависимости от типа холодильной системы.

На выходе из конденсатора (точка 3) хладагент находится в жидком состоянии при высоком давлении. Размеры конденсатора выбираются таким образом, чтобы газ полностью сконденсировался внутри конденсатора. Поэтому температура жидкости на выходе из конденсатора оказывается несколько ниже температуры конденсации. Переохлаждение в конденсаторах с воздушным охлаждением обычно составляет примерно 4–7 °С.

При этом температура конденсации примерно на 10–20 °С выше температуры атмосферного воздуха.

Затем хладагент в жидкой фазе при высокой температуре и давлении поступает в регулятор потока, где давление смеси резко уменьшается, часть жидкости при этом может испариться, переходя в парообразную фазу. Таким образом, в испаритель попадает смесь пара и жидкости (точка 4).

Жидкость кипит в испарителе, отбирая тепло от окружающего воздуха, и вновь переходит в парообразное состояние.

Размеры испарителя выбираются таким образом, чтобы жидкость полностью испарилась внутри испарителя. Поэтому температура пара на выходе из испарителя оказывается выше температуры кипения, происходит так называемый перегрев хладагента в испарителе. В этом случае даже самые маленькие капельки хладагента испаряются и в компрессор не попадает жидкость. Следует отметить, что в случае попадания жидкого хладагента в компрессор, так называемого «гидравлического удара», возможны повреждения и поломки клапанов и других деталей компрессора.

Для конденсаторов с воздушным охлаждением величина перегрева составляет 5–8 °С.

Перегретый пар выходит из испарителя (*точка 1*), и цикл возобновляется.

Таким образом, хладагент постоянно циркулирует по замкнутому контуру, меняя свое агрегатное состояние с жидкого на парообразное и наоборот.

Все компрессионные циклы холодильных машин включают два определенных уровня давления. Граница между ними проходит через нагнетательный клапан на выходе компрессора с одной стороны и выход из регулятора потока (из капиллярной трубки) с другой стороны.

Нагнетательный клапан компрессора и выходное отверстие регулятора потока являются разделительными точками между сторонами высокого и низкого давлений в холодильной машине.

На стороне высокого давления находятся все элементы, работающие при давлении конденсации.

На стороне низкого давления находятся все элементы, работающие при давлении испарения.

Несмотря на то, что существует много типов компрессионных холодильных машин, принципиальная схема цикла в них практически одинакова.

Теоретический и реальный цикл охлаждения

Цикл охлаждения можно представить графически в виде диаграммы зависимости абсолютного давления и теплосодержания (энтальпии). На диаграмме (*рис. III.2*) представлена характерная кривая насыщения хладагента.

Левая часть кривой соответствует состоянию насыщенной жидкости, правая часть — состоянию насыщенного пара. Две кривые соединяются в центре в так называемой «критической точке», где хладагент может находиться как в жидком, так и в парообразном состоянии. Зоны слева и справа

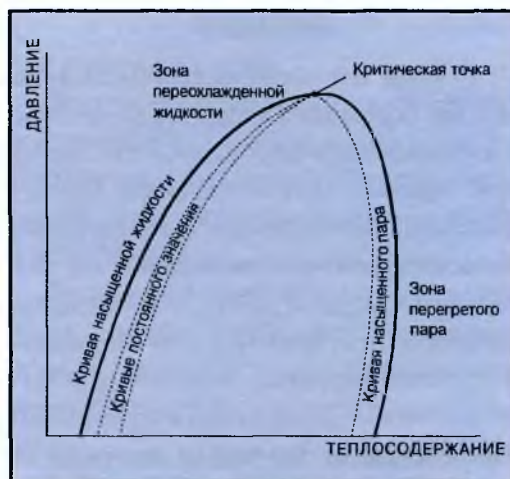


Рис. III.2.
Диаграмма давления и теплосодержания

от кривой соответствуют переохлажденной жидкости и перегретому пару. Внутри кривой линии помещается зона, соответствующая состоянию смеси жидкости и пара.

Рассмотрим схему теоретического (идеального) цикла охлаждения с тем, чтобы лучше понять действующие факторы (*рис. III.3*).

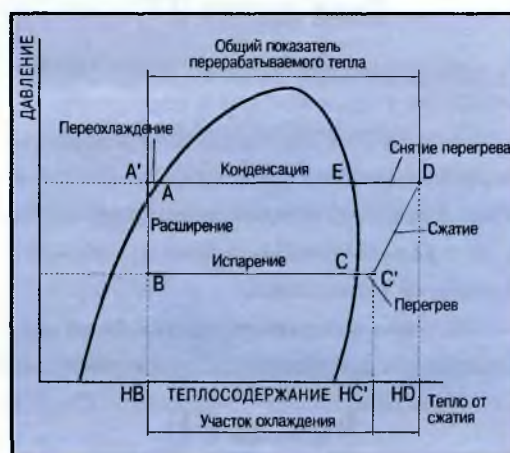


Рис. III.3.
Изображение теоретического цикла сжатия на диаграмме «Давление и теплосодержание»

Рассмотрим наиболее характерные процессы, происходящие в компрессионном цикле охлаждения.

Сжатие пара в компрессоре

Холодный парообразный насыщенный хладагент поступает в компрессор (*точка C'*). В процессе сжатия повышаются его давление и температура (*точка D*). Теплосодержание (энтальпия) также повышается на величину, определяемую отрезком $HC'-HD$, то есть проекцией линии $C'-D$ на горизонтальную ось.

Конденсация

В конце цикла сжатия (*точка D*) горячий пар поступает в конденсатор, где начинается его конденсация и переход из состояния горячего пара в состояние горячей жидкости. Этот переход в новое состояние происходит при неизменных давлении и температуре. Следует отметить, что, хотя температура смеси остается практически неизменной, теплосодержание уменьшается за счет отвода тепла от конденсатора и превращения пара в жидкость, поэтому он отображается на диаграмме в виде прямой, параллельной горизонтальной оси.

Процесс в конденсаторе происходит в три стадии: снятие перегрева ($D-E$), собственно конденсация ($E-A$) и переохлаждение жидкости ($A-A'$).

Рассмотрим кратко каждый этап.

Снятие перегрева ($D-E$)

Это первая фаза, происходящая в конденсаторе, в течение которой температура охлаждаемого пара снижается до температуры насыщения или конденсации. На этом этапе происходит лишь отбор излишнего тепла и не происходит изменение агрегатного состояния хладагента.

На этом участке снимается примерно 10–20% общего теплосъема в конденсаторе.

Конденсация ($E-A$)

Температура конденсации охлаждаемого пара и образующейся жидкости сохраняется постоянной на всем протяжении всей этой фазы. Происходит изменение агрегатного состояния хладагента с переходом насыщенного пара в состояние насыщенной жидкости. На этом участке снимается 60–80% тепла.

Переохлаждение жидкости ($A-A'$)

На этой фазе хладагент, находящийся в жидком состоянии, подвергается дальнейшему охлаждению, в результате чего его темпе-

ратура понижается. Получается переохлажденная жидкость (по отношению к состоянию насыщенной жидкости) без изменения агрегатного состояния.

Переохлаждение хладагента дает значительные энергетические преимущества: при нормальном функционировании понижение температуры хладагента на один градус соответствует повышению мощности холодильной машины примерно на 1% при том же уровне энергопотребления.

Количество тепла, выделяемого в конденсаторе

Участок $D-A'$ соответствует изменению теплосодержания хладагента в конденсаторе и характеризует количество тепла, выделяемого в конденсаторе.

Регулятор потока ($A'-B$)

Переохлажденная жидкость с параметрами в точке A' поступает на регулятор потока (капиллярную трубку или терморегулирующий расширительный клапан), где происходит резкое снижение давления. Если давление за регулятором потока становится достаточно низким, то кипение хладагента может происходить непосредственно за регулятором, достигая параметров точки B .

Испарение жидкости в испарителе ($B'-C'$)

Смесь жидкости и пара (*точка B'*) поступает в испаритель, где она поглощает тепло от окружающей среды (потока воздуха) и переходит полностью в парообразное состояние (*точка C*).

Процесс идет при постоянной температуре, но с увеличением теплосодержания.

Как уже говорилось выше, парообразный хладагент несколько перегревается на выходе испарителя. Главная задача фазы перегрева ($C-C'$) — обеспечение полного испарения остающихся капель жидкости, чтобы в компрессор поступал только парообразный хладагент. Это требует повышения площади

теплообменной поверхности испарителя на 2–3% на каждые 0,5 °C перегрева. Поскольку обычно перегрев соответствуют 5–8 °C, то увеличение площади поверхности испарителя может составлять около 20%, что безусловно оправдано, т.к. увеличивает эффективность охлаждения.

Количество тепла, поглощаемого испарителем

Участок $HB-HC'$ соответствует изменению теплосодержания хладагента в испарителе и характеризует количество тепла, поглощаемого испарителем.

Реальный цикл охлаждения

В действительности в результате потерь давления, возникающих на линии всасывания и нагнетания, а также в клапанах компрессора, цикл охлаждения отображается на диаграмме несколько иным образом (рис. III.4).



Из-за потерь давления на входе (участок $C'-L$) компрессор должен производить всасывание при давлении ниже давления испарения.

С другой стороны, из-за потерь давления на выходе (участок $M-D'$) компрессор должен сжимать парообразный хладагент до давлений выше давления конденсации.

Необходимость компенсации потерь увеличивает работу сжатия и снижает эффективность цикла.

Помимо потерь давления в трубопроводах и клапанах, на отклонение реального

цикла от теоретического влияют также потери в процессе сжатия.

Во-первых, процесс сжатия в компрессоре отличается от адиабатического. Поэтому реальная работа сжатия оказывается выше теоретической, что также ведет к энергетическим потерям.

Во-вторых, в компрессоре имеются чисто механические потери, приводящие к увеличению потребной мощности электродвигателя компрессора и увеличению работы сжатия.

В третьих, из-за того, что давление в цилиндре компрессора в конце цикла всасывания всегда ниже давления пара перед компрессором (давления испарения) также уменьшается производительность компрессора. Кроме того, в компрессоре всегда имеется объем, не участвующий в процессе сжатия, например, объем под головкой цилиндра.

Оценка эффективности цикла охлаждения

Эффективность цикла охлаждения обычно оценивается коэффициентом полезного действия или коэффициентом термической (термодинамической) эффективности.

Коэффициент эффективности может быть вычислен как соотношение изменения теплосодержания хладагента в испарителе ($HC-HB$) к изменению теплосодержания хладагента в процессе сжатия ($HD-HC$).

Фактически он представляет собой соотношение холодильной мощности и электрической мощности, потребляемой компрессором.

Причем он не является показателем производительности холодильной машины, а представляет собой сравнительный параметр при оценке эффективности процесса передачи энергии. Так, например, если холодильная машина имеет коэффициент термической эффективности, равный 2,5, то это означает, что на каждую единицу электроэнергии, потребляемой холодильной машиной, производится 2,5 единицы холода.

Рис. III.4. Изображение цикла реального сжатия на диаграмме «Давление-теплосодержание»

- $C'L$:** потеря давления при всасывании
- MD' :** потеря давления при выходе
- $HDHC'$:** теоретический термический эквивалент сжатия
- $HD'HC'$:** реальный термический эквивалент сжатия
- $C'D$:** теоретическое сжатие
- LM :** реальное сжатие

§ 3.1.3

Основные элементы холодильной машины

1. КОМПРЕССОР

Компрессор всасывает парообразный хладагент, поступающий от испарителя при низкой температуре и низком давлении, производит его сжатие, повышая давление и температуру, и направляет затем к конденсатору. В зависимости от условий работы холодильной машины, давление паров хладагента на выходе компрессора может составлять 15–25 атм, а температура 70–90 °С.

Важной характеристикой компрессора является степень сжатия и объем хладагента, который нагнетается компрессором. Степень сжатия определяется как отношение максимального давления на выходе компрессора к максимальному давлению на входе.

По своему конструктивному исполнению компрессоры, используемые в холодильных машинах, могут быть разделены на две основные категории:

- ◆ поршневые;
- ◆ ротационные, спиральные SCROLL, винтовые.

Принципиальное отличие ротационных, спиральных и винтовых компрессоров от поршневых заключается в том, что всасывание и сжатие хладагента осуществляется не за счет возвратно-поступательного движения поршней в цилиндрах, а за счет вращательного движения рабочих органов, соответственно пластин, спиралей и винтов.

Компрессоры поршневые

Наибольшее распространение получили поршневые компрессоры. Схема работы такого компрессора показана на *рис. III.5*.

Сжатие газа обеспечивается поршнем (3) при его движении вверх по цилиндру (4).

Перемещение поршня обеспечивается электродвигателем через коленчатый вал (6) и шатун (5).

Всасывающие и выпускные клапаны открываются и закрываются под действием давления газа.

Фаза всасывания хладагента показана на *рис. III.5, а*. Поршень (3) начинает опускаться в цилиндре (4) от верхней т.н. «мертвой точки». При движении поршня вниз, над поршнем создается разрежение и парообразный хладагент через открытый впускной клапан (10) всасывается в цилиндр.

Фаза сжатия и выпуска разогретого пара высокого давления показана на *рис. III.5, б*. Поршень движется в цилиндре вверх и сжимает пар. Выпускной клапан (1) открывается, и пар под давлением выходит из компрессора. Конструкция цилиндра такова, что поршень никогда не касается головки клапанов (10), всегда оставляя некоторое свободное пространство, называемое «мертвым объемом».

Поршневые компрессоры производятся в различных модификациях. В зависимости

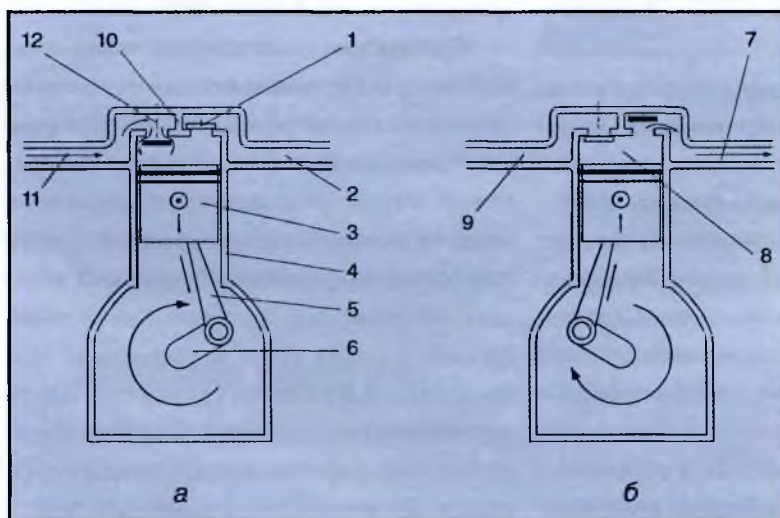
от типа конструкции и от типа электродвигателя различают компрессоры:

- ◆ герметичные
- ◆ полугерметичные
- ◆ открытые.

В герметичных компрессорах электродвигатель и компрессор расположены в едином герметичном корпусе. Мощность таких компрес-

- 1 – Выпускной клапан;
- 2 – Линия нагнетания к конденсатору;
- 3 – Поршень;
- 4 – Цилиндр;
- 5 – Шатун;
- 6 – Коленчатый вал;
- 7 – Давление нагнетания;
- 8 – Давление в цилиндре;
- 9 – Давление всасывания;
- 10 – Головка клапанов;
- 11 – Линия всасывания от испарителя;
- 12 – Впускной клапан

Рис. III.5, а, б.
Схема работы поршневого компрессора



соров может составлять 1,7–35 кВт. Они широко используются в холодильных машинах малой и средней мощности. Типовой герметичный компрессор показан на *рис. III.5, в*.



В полугерметичных компрессорах электродвигатель и компрессор закрыты, соединены напрямую и расположены по горизонтали в едином разборном контейнере. Эти компрессора производятся в широкой гамме мощностей от 30 до 300 кВт. В случае повреждения можно вынимать электродвигатель, получая доступ к клапанам, поршню, шатунам и другим поврежденным частям.

Они широко применяются в холодильных машинах средней и средне-большой мощности (*рис. III.5, г*).



В открытых компрессорах электродвигатель расположен снаружи (вал с соответствующими сальниками выведен за пределы

корпуса). Соединение электродвигателя с компрессором может быть прямым (в линию) либо через трансмиссию.

Охлаждение электродвигателя герметичных и полугерметичных компрессоров производится самим же всасываемым хладагентом.

Регулирование мощности холодильной установки может выполняться как в режиме «пуск-остановка», так и с плавной регулировкой скорости вращения компрессора, с использованием специальных устройств, называемых инверторами.

В полугерметичных компрессорах регулирование мощности может обеспечиваться также перепуском газа с выхода на вход либо закрытием всасывающего клапана одного или нескольких цилиндров.

Для привода компрессора используются, в зависимости от мощности, однофазные с конденсаторным пуском или трехфазные электродвигатели.

Основным недостатком поршневого компрессора является наличие пульсаций давления паров хладагента на выходе из компрессора, а также большие пусковые нагрузки. Поэтому электродвигатель должен иметь запас мощности для пуска компрессора и иметь акустическую защиту для снижения уровня шума.

Количество запусков компрессора является наиболее критичным для его срока службы. Именно на режиме запуска происходит большее количество отказов, поэтому система управления холодильной машины ограничивает время между повторными пусками компрессора (как правило, не менее 6 мин) и время между остановом и повторным пуском (2–4 мин).

Ротационные компрессоры вращения

Ротационные компрессоры осуществляют всасывание и сжатие газа с помощью вращательного движения пластин.

В ротационных, так же, как в спиральных и винтовых, существенно снижены пульсации давления и пусковые токи за счет вра-

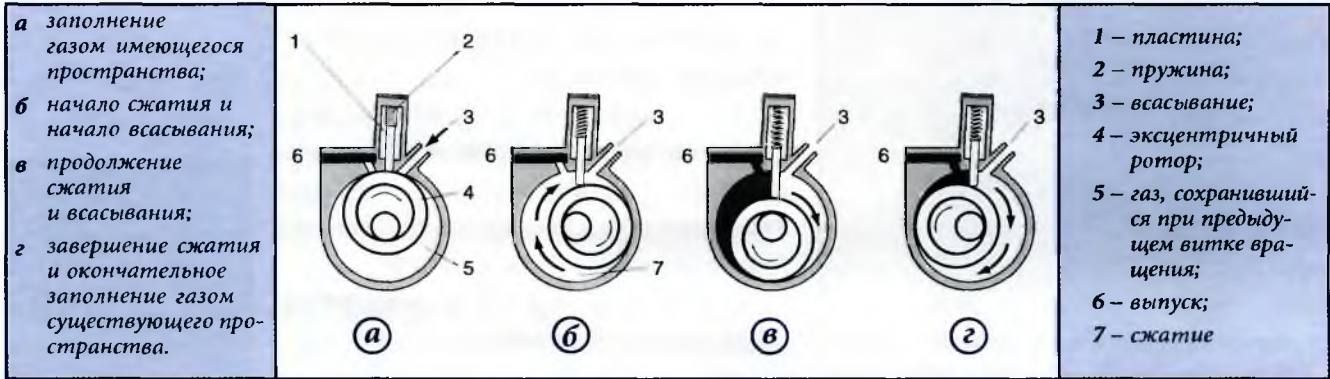
Рис. III.5, в
Герметичный компрессор

Рис. III.5, г
Полугерметичный компрессор

щательного движения рабочих органов. Кроме того, поскольку такие компрессоры не имеют масляного картера, то значительно снижается опасность выброса масла при запуске компрессора.

Ротационные компрессоры производятся в двух вариантах: со стационарными пластинами (рис. III.6) и с вращающимися пластинами (рис. III.7).

Рис. III.6.
Компрессор
ротационный
с неподвижной
пластиной



В компрессоре со стационарными пластинами на роторе двигателя установлен эксцентрик. При вращении ротора эксцентрик обкатывается по внутренней поверхности цилиндра, сжимая перед собой очередную порцию хладагента. Пластины разделяют зоны высокого и низкого давления.

Последовательные циклы всасывания и сжатия схематично показаны на рис. III.6, а–г.

В компрессорах с вращающимися пластинами см. рис. III.7 используется ротор (1), на котором установлены две или несколько пластин.

Рис. III.7.
Ротационный
компрессор
с двумя подвижными
пластинами



Ось ротора смещена относительно оси цилиндра (2). Две пластины (1) образуют две четко разграниченные зоны: высокого и низкого давления. Цикл всасывания и сжатия показан на рис. III.7, а–г.

Спиральные компрессоры SCROLL

Спиральные компрессоры появились несколько лет назад и нашли широкое применение в холодильных машинах малой и средней мощности.

Компрессор состоит из двух стальных спиралей, расширяющихся от центра к краю цилиндра и вставленных одна в дру-

гую. Одна из спиралей закреплена неподвижно (1), вокруг нее вращается спираль подвижная (2).

Профиль спиралей образован кривой, которая в математике называется «эвольвентой». К примеру, зубчатые колеса шестерен имеют такой же профиль, благодаря которому в месте контакта зубья перекатываются друг по другу без проскальзывания.

В компрессоре SCROLL подвижная спираль (2) установлена на эксцентрике и при вращении ее внешняя поверхность как бы катится по внутренней поверхности непо-

двигной спирали (1). Благодаря этому точка контакта обеих спиралей постепенно перемещается от периферии к центру, сжимая перед собой пары хладагента и вытесняя их в центральное отверстие (3) в верх-

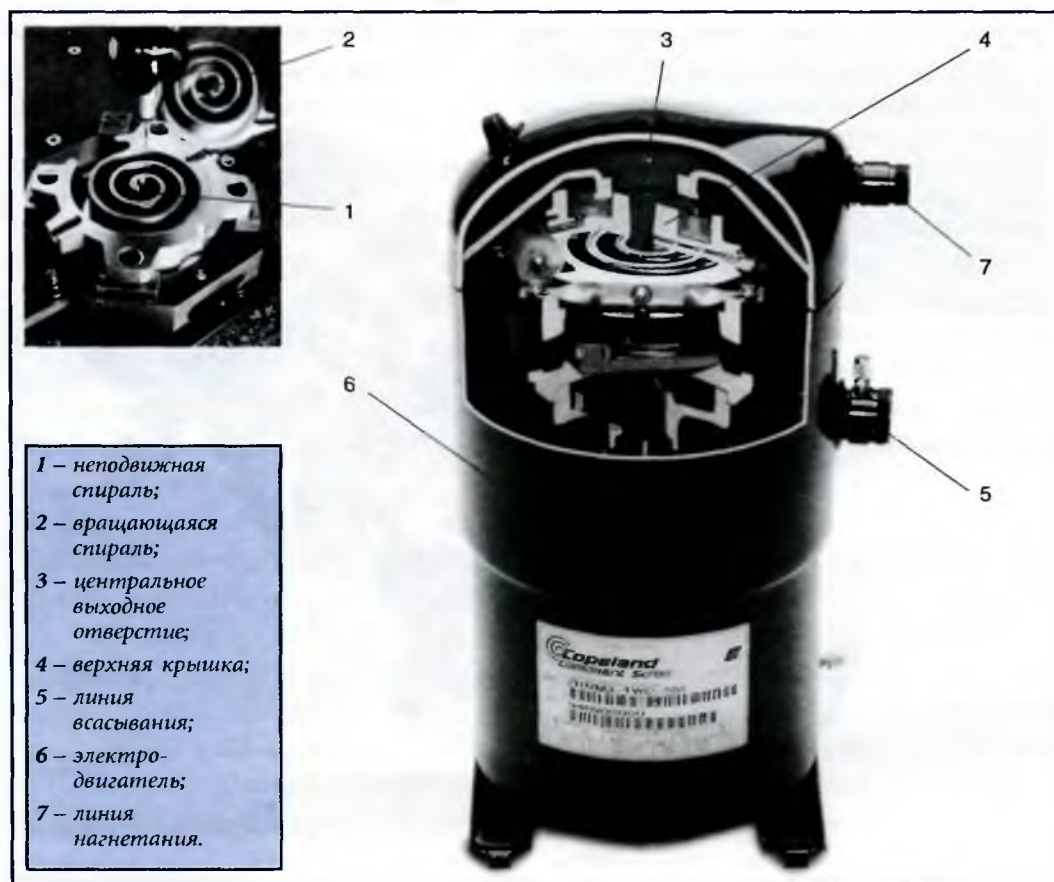


Рис. III.8.
Схема компрессора
SCROLL

ней крышке (4). Так как точек контакта несколько (они расположены на каждом витке подвижной спирали), то происходит более плавное сжатие паров, уменьшается нагрузка на электродвигатель, особенно в момент пуска.

Пары хладагента поступают через входной штуцер (5) в цилиндрической части, охлаждают электродвигатель (6), сжимаются в спиралях (1) и (2) и выходят через подающий штуцер (7) в верхней части компрессора.

Естественно, в технологическом плане компрессор SCROLL более сложен, поскольку необходимо обеспечить герметичность по торцам спиралей и очень точное прилегание профилей спиралей. Поэтому пока такие компрессоры устанавливаются на холодильных машинах малой и средней мощности от 5 до 40 кВт.

Однако в перспективе предусматривается повышение их мощности.

Винтовые компрессоры

Винтовые компрессоры нашли широкое применение в холодильных машинах большой мощности от 160 до 3500 кВт.

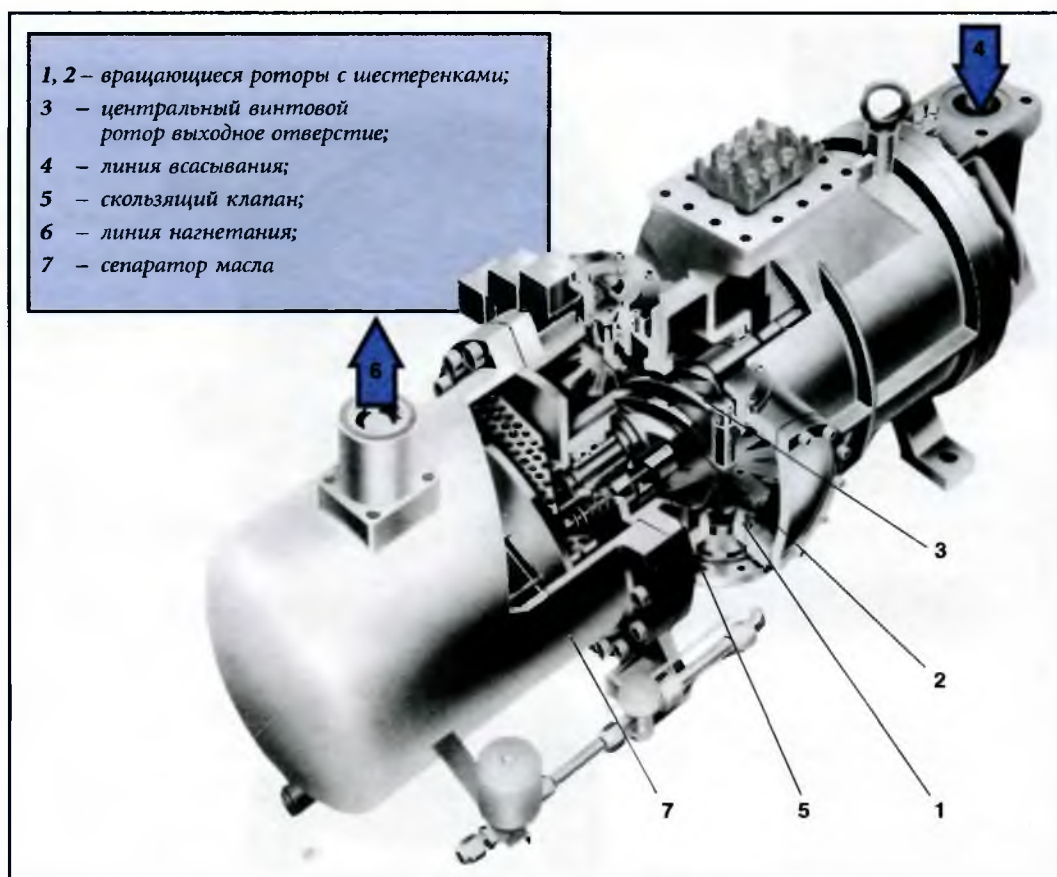
Компрессоры выполняются в двух различных модификациях:

- ◆ с одинарным винтом;
- ◆ с двойным винтом.

В моделях с одинарным винтом используются одна или две шестерни-сателлиты, подсоединенные с боков к ротору. Ротор и шестерни располагаются в соответствующем картере. Схематическое изображение компрессора этого типа показано на рис. III.9.

Сжатие паров хладагента обеспечивается по принципу, используемому в шестеренчатых насосах, с помощью вращающихся в разные стороны роторов (1) и (2). Вращение роторов обеспечивается центральным ротором (3), выполненным в виде винта.

Рис. III.9.
Схема винтового компрессора



Пары хладагента через отверстие всасывания (4) поступают на охлаждение двигателя и попадают во внешний сектор вращающихся шестеренок роторов (1) и (2), сжимаются и через скользящий клапан (5) поступают к выходному отверстию (6).

Герметичность прилегания винтов обеспечивается использованием смазывающего масла, которое в дальнейшем отделяется от хладагента в специальном сепараторе, входящем в конструкцию компрессора.

В моделях с двойным винтом используются два ротора, один из которых основной, другой — приводной.

В винтовых компрессорах отсутствуют впускные и выпускные клапаны. Всасывание хладагента производится непрерывно с одной стороны, а выпуск — с противоположной. Они имеют меньший уровень шума по сравнению с поршневыми компрессорами.

Винтовые компрессоры обеспечивают

плавную работу компрессора и позволяют регулировать мощность холодильной машины изменением оборотов электродвигателя.

2. КОНДЕНСАТОР

Конденсатор представляет собой теплообменный аппарат, который передает тепловую энергию от хладагента к окружающей среде, чаще всего воде или воздуху. Тепловая энергия, передаваемая хладагентом через конденсатор, складывается из:

- тепла, поглощенного испарителем холодильного контура;
- тепла, вырабатываемого компрессором при сжатии хладагента.

Тепло, выделяемое конденсатором, примерно равно холодопроизводительности холодильной машины, увеличенной на 30–35%. Так, для холодильной машины мощностью 10 кВт общий объем тепла, выделяемый конденсатором, составляет около 13–13,5 кВт.

Выделяемое тепло отводится окружа-

ющим воздухом (конденсаторы с воздушным охлаждением) или жидкостью (конденсаторы с водяным охлаждением).

Конденсаторы с воздушным охлаждением

Наибольшее распространение получили конденсаторы с воздушным охлаждением.

Они состоят из теплообменника и блока вентилятора с электродвигателем.

Теплообменник обычно изготавливается из медных трубок диаметром от 6 мм до 19 мм, как правило, с оребрением. Расстояние между ребрами обычно составляет 1,5–3 мм.

Медь легко поддается обработке, не подвержена окислению и имеет высокие показатели теплопроводности. Выбор диаметра трубок зависит от большого количества факторов: легкости обработки, потерь давления в линии хладагента, потерь давления со стороны охлаждающей воздушной среды и т.д. В настоящее время наблюдается тенденция использования трубок малого диаметра.

Оребрение трубок теплообменника чаще всего изготавливают из алюминия.

Причем тип оребрения, его профиль и конфигурация могут быть весьма разнообразны и существенно влиять на тепловые и гидравлические характеристики теплообменника.

Так, например, использование сложного профиля оребрения с просечками, выступами и т.п. позволяет создать большую турбулентность воздуха вблизи поверхности ребра. Тем самым повышается эффективность теплопередачи между хладагентом, проходящим по трубкам, и внешним воздухом. В этом случае несколько увеличивается гидравлическое сопротивление, что потребует установки вентилятора большей мощности. При этом достигается существенное повышение производительности холодильной машины, что с лихвой оправдывает увеличенную энергоёмкость установки.

Соединение трубки с ребрами может быть выполнено двумя способами:

- либо в ребре просто делается отверстие для непосредственного контакта с трубкой,
- либо в месте подсоединения ребра к трубке делается воротничок (буртик), увеличивающий поверхность теплообмена.

Преимущество первого варианта состоит в простоте (экономичности) производства, однако, в связи с неплотным контактом ребра с трубкой, передача тепла внешней среде ограничена.

Кроме того, при работе в загрязненной либо агрессивной атмосфере по контуру прилегания ребер к трубке может появиться коррозия. Это значительно снижает полезную поверхность теплообмена, приводит к снижению производительности и повышению температуры конденсации.

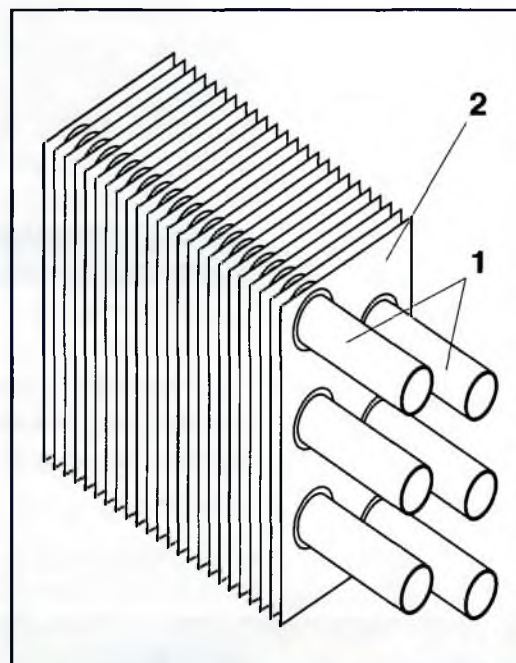
Скорость воздушного потока, проходящего через теплообменник, обычно составляет от 1,0 до 3,5 м/с.

Внутренняя поверхность трубок также может быть рифленой, что позволяет обеспечить большую турбулентность, а следовательно, большую теплоотдачу хладагента.

Конденсаторы обычно имеют один или несколько рядов трубок (чаще всего — до 4-х), расположенных в направлении прохождения потока охлаждающего воздуха. Трубки могут располагаться на одном уровне, либо ступенями (в шахматном порядке) для повышения эффективности теплообмена (рис. III.10).

Важным аспектом является схема движения рабочих сред в теплообменнике. Горячий

Рис. III.10.
Схема конденсатора с воздушным охлаждением



1 – медная трубка;
2 – оребрение

хладагент поступает в конденсатор сверху и постепенно опускается вниз. В верхней части теплообменника происходит наиболее интенсивное охлаждение хладагента, для чего используется примерно 5% полезной площади теплообменника.

На этом начальном участке теплообменника теплопередача весьма значительна, благодаря большому перепаду температур между хладагентом и холодным воздухом и высокому коэффициенту теплопередачи, обусловленному высокой скоростью движения хладагента.

На следующем основном участке охлаждения, составляющем около 85% всей полезной поверхности теплообменника, процесс конденсации парообразного фреона проходит при почти неизменной температуре.

Остающиеся 10% полезной поверхности теплообмена используются для «дополнительного охлаждения» хладагента. Количество отводимого в этой зоне тепла составляет примерно 5% общего показателя теплообмена, что связано с небольшим перепадом температур между хладагентом, перешедшим в жидкую фазу, и продувочным воздухом.

Температура конденсации превышает температуру окружающего воздуха примерно на 10–20 °С, а температура выходящего из теплообменника воздуха на 3–5,5 °С ниже температуры конденсации.

Абсолютные показатели температуры конденсации обычно составляют 42–55 °С.

В табл. III.11 представлена зависимость температуры конденсации парообразного фреона R-22 от температуры окружающего воздуха.

Таблица III.11

ЗАВИСИМОСТЬ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕГО ВОЗДУХА

Конденсатор с воздушным охлаждением	Температура наружного воздуха, °С	Температура конденсации, °С
	32	46 ÷ 49
	35	49 ÷ 51
	38	51 ÷ 54

Характеристики конденсаторов зависят как от типа хладагента и температуры окружающей среды, так и от атмосферного давления окружающего воздуха (высоты над уровнем моря). При больших высотах производительность конденсатора снижается в связи с уменьшением плотности воздуха. В табл. III.12 приведены коэффициенты, позволяющие точно скорректировать холодопроизводительность холодильных машин в зависимости от высоты над уровнем моря.

Таблица III.12

КОЭФФИЦИЕНТ КОРРЕКЦИИ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОТ ВЫСОТЫ НАД УРОВНЕМ МОРЯ

Высота над уровнем моря, м	Коэффициент коррекции холодильной мощности (холодопроизводительности)
300	0,991
600	0,981
900	0,972
1200	0,962
1500	0,953
1800	0,943

Конденсаторы с водяным охлаждением

Конденсаторы с водяным охлаждением по своему конструктивному исполнению подразделяются на следующие основные группы:

- кожухотрубные конденсаторы;
- конденсаторы типа «труба в трубе»;
- пластинчатые конденсаторы.

Конденсаторы первой группы чаще всего используются на установках средней и большой мощности, другие же — на установках средней и малой мощности.

Кожухотрубные конденсаторы

Выполняются в виде стального цилиндрического кожуха, с обоих концов которого приварены стальные трубные решетки. В них запрессовываются медные трубки. К трубным

решеткам крепятся головки с входными и выходными патрубками для подключения к системе водяного охлаждения (рис. III.13).



В верхней части кожуха располагается патрубок подвода горячего парообразного хладагента, поступающего от компрессора. В нижней части установлен патрубок отвода жидкого хладагента.

Горячий парообразный хладагент омывает трубки и заполняет свободное пространство между трубками и кожухом.

Холодная вода подается по трубкам снизу и выходит через верхнюю часть кожуха.

Горячий парообразный хладагент соприкасается с трубками, по которым циркулирует холодная вода, остывает, конденсируется и скапливается на дне конденсатора. Вода, поглощая тепло от хладагента, выходит из конденсатора с более высокой температурой, чем на входе. Участок «дополнительного охлаждения», если таковой предусмотрен, состоит из пучка трубок, расположенных на дне конденсатора и отделенных от остальных трубок металлической перегородкой. В таком случае поступающая в конденсатор холодная вода в первую очередь проходит через участок «дополнительного охлаждения».

Трубки конденсатора обычно изготавливаются из меди и имеют номинальный диаметр $\frac{3}{4}$ " и 1" (20 и 25 мм). С внешней стороны они имеют оребрение, позволяющее повысить теплообмен между хладагентом и находящейся внутри трубок водой.

Обычно в конденсаторах используется вода из системы оборотного водоснабжения. Температура конденсации хладагента примерно на 5 °С выше температуры воды

на выходе из конденсатора. Например, при температуре воды на выходе из конденсатора 35 °С температура конденсации

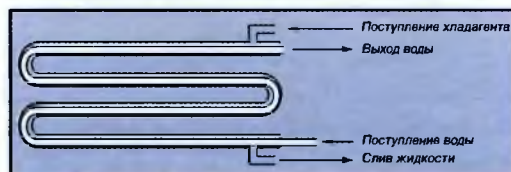
хладагента R-22 составляет примерно 40 °С. В этих условиях перепад температуры воды в конденсаторе не превышает 5 °С.

Для передачи 1 кВт тепла от хладагента

проточной воде требуемый расход воды составит около 170 л/ч.

Конденсаторы типа «труба в трубе»

Эти конденсаторы представляют собой выполненную в виде спирали трубку, внутри которой соосно расположена другая трубка. Хладагент может перемещаться по внутренней трубке, а охлаждающая жидкость — по внешней, либо наоборот (рис. III.14).



Вся конструкция может быть выполнена из меди, либо внутренняя трубка может быть медной, а внешняя — стальной.

Как внешняя, так и внутренняя поверхности трубки могут иметь оребрение, увеличивающее эффективность теплопередачи. Два потока жидкостей движутся навстречу друг другу. Вода поступает снизу и выходит сверху, хладагент перемещается в противоположном направлении.

Этот тип конденсаторов используется в автономных установках кондиционирования воздуха и установках для охлаждения воды малой мощности. В связи с тем, что конденсатор этого типа представляет собой неразъемную конструкцию, очистка трубки, по которой циркулирует вода, может проводиться только химическим путем.

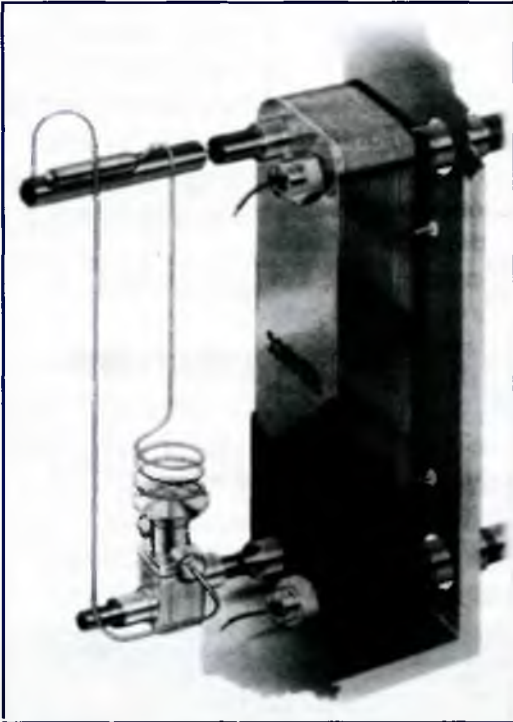
Рис. III.13.
Схема кожухотрубного конденсатора с водяным охлаждением

Рис. III.14.
Схема конденсатора типа «труба в трубе»

Пласти́нчатые конденса́торы

Этот тип теплообменника отличается тем, что циркуляция жидкостей происходит между пластинами из нержавеющей стали, расположенными «елочкой» (рис. III.15).

Рис. III.15.
Схема
пластинчатого
конденсатора



Внутри теплообменника создаются два независимых контура циркуляции (хладагента и охлаждающей воды), движущихся навстречу друг другу. Пласти́нчатые теплообменники имеют очень высокие теплотехнические характеристики, что обусловило их большое распространение в установках средней и малой мощности. Высокая эффективность этих теплообменников сочетается с компактными размерами и малой массой, небольшими перепадами температур между двумя жидкостями, что повышает эффективность установки, меньшим количеством требуемого хладагента.

Пласти́нчатые теплообменники используются как в качестве конденсаторов, так и в качестве испарителей.

В табл. III.16 приводятся наиболее часто встречающиеся значения температуры воды, используемой в конденсаторах, и соответствующие температуры конденсации.

Таблица III.16

ТЕМПЕРАТУРЫ ВОДЫ НА ВХОДЕ
В КОНДЕНСАТОР И ТЕМПЕРАТУРЫ
КОНДЕНСАЦИИ

Температура воды на входе, °С	Температура конденсации, °С
16	32 ÷ 38
24	38 ÷ 40

Максимально допустимые при испытании значения давления в конденсаторах с водяным охлаждением указаны в табл. III.17.

Таблица III.17

МАКСИМАЛЬНО ДОПУСТИМЫЕ
ЗНАЧЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В КОНДЕНСАТОРАХ
С ВОДЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Максимальное давление в рабочем режиме со стороны контура хладагента, кПа	2450
Максимальное давление в рабочем режиме со стороны контура воды, кПа	1000

Коэффициент загрязнения

Коэффициент загрязнения характеризует термическое сопротивление, вызванное отложением на внутренних стенках трубок осадка, содержащегося в воде. В результате снижается теплопередача.

Загрязнение трубок приводит к повышению средней температуры и увеличению количества охлаждающей жидкости, требуемой для охлаждения заданного количества хладагента. В результате повышается давление в контуре конденсации и, как следствие, — энергоёмкость процесса.

Проблема загрязнения трубок является большим препятствием при использовании теплообменников в регионах с повышенными показателями жесткости воды.

Согласно стандарту ARI Standard 590 характеристики холодильных машин должны соответствовать коэффициенту загрязнения конденсатора:

$$K_3 = 8,8 \cdot 10^{-5} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Вт}.$$

Таблица III.18

КОЭФФИЦИЕНТЫ КОРРЕКЦИИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ
УСТАНОВКИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОЭФФИЦИЕНТА
ЗАГРЯЗНЕНИЯ

Коэффициент загрязнения, K_z ($\text{м}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$)	Поправочный коэффициент холодопроизводительности		Поправочный коэффициент потребляемой мощности компрессора
	Испаритель	Конденсатор	
чистые трубки	1,01	1,02	0,98
$8,8 \times 10^{-5}$	1,00	1,00	1,00
$17,6 \times 10^{-5}$	0,98	0,98	1,03
$35,2 \times 10^{-5}$	0,94	0,94	1,05

Для других коэффициентов загрязнения необходимо скорректировать характеристики холодильных машин. В табл. III.18 указаны коэффициенты коррекции эффективности холодильных машин для разных коэффициентов загрязнения.

Следует отметить, что приведенные в табл. III.18 коэффициенты обычно используются для корректировки холодо- и теплопроизводительности установок большой мощности.

Для установок малой и средней мощности в качестве исходной точки принимаются чистые пластины конденсатора и испарителя, а значения поправочных коэффициентов соответствуют приведенным в табл. III.19.

В технической документации на оборудование обязательно приводится методика пересчета характеристик в зависимости от коэффициента загрязнения.

В табл. III.20 указаны коэффициенты загрязнения, соответствующие различным типам используемой воды.

С целью сокращения загрязнения до минимально возможного уровня зачастую рекомендуют устанавливать скорость потока воды на уровне, превышающем 1 м/с. Рекомендуется также периодически производить очистку трубок механическим либо химическим путем.

3. ИСПАРИТЕЛЬ

Испарители служат для охлаждения рабочей среды — воздуха или воды. Соответственно эти теплообменники подразделяются на испарители для охлаждения воды или жидкостей, содержащих антифриз, и для охлаждения воздуха.

Пластинчатые испарители для охлаждения воды

Пластинчатые испарители обладают теми же характеристиками, что и аналогичные конденсаторы, описание которых было приведено ранее. Они обладают большей

Таблица III.19

КОЭФФИЦИЕНТЫ КОРРЕКЦИИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ УСТАНОВКИ МАЛОЙ
МОЩНОСТИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОЭФФИЦИЕНТА
ЗАГРЯЗНЕНИЯ

Коэффициент загрязнения, K_z ($\text{м}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$)	Поправочный коэффициент холодильной мощности	Поправочный коэффициент потребляемой мощности компрессора
чистые трубки	1,00	1,00
$4,4 \times 10^{-5}$	0,98	0,99
$8,8 \times 10^{-5}$	0,96	0,99
$17,6 \times 10^{-5}$	0,93	0,98

Таблица III.20

ТИПИЧНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ЗАГРЯЗНЕНИЯ
ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ВОДЫ

Тип воды	Коэффициент загрязнения ($\text{м}^2\cdot^\circ\text{C}/\text{Вт}$)
Вода из водонапорной башни (необработанная)	$17,6 \times 10^{-5}$
Морская вода (открытое море)	$0,044 \times 10^{-5}$

устойчивостью к замораживанию в случае поломки или различных аномалий по сравнению с традиционными типами испарителей. Учитывая малый объем жидкости в пластинчатом испарителе, необходимо предусмотреть в системе наличие аккумулирующего бака, позволяющего избежать слишком частые включения и отключения компрессора. Более подробно эта проблема рассмотрена в разделе 3.4.3.

Кожухотрубные испарители для охлаждения воды

Эти испарители состоят из кожуха и собранных в пучок прямых трубок. Хладагент циркулирует в трубках испарителя, в то время как вода омывает трубки с внешней стороны. Разделительные пластины, установленные в корпусе, направляют поток воды и несколько раз меняют его направление.

На рис. III.21 показана внутренняя конструкция кожухотрубного испарителя.

Рис. III.21.
Схема
кожухотрубного
испарителя



Как видно из рисунка, пластины крепления трубок имеют соответствующие головки с патрубками входа и выхода хладагента.

Испаритель может иметь один или два независимых контура. Вода, поступающая для охлаждения, входит и выходит через два боковых горизонтальных патрубка, расположенных с двух сторон кожуха.

Конструкция и характеристики испарителя аналогичны конденсаторам с водяным охлаждением.

Вода в испарителе циркулирует перпендикулярно трубкам и с довольно большой скоростью (от 0,6 до 3,0 м/с) благодаря раз-

делительным перегородкам. Такое техническое решение, существенно повышает эффективность теплообмена.

Кожухотрубные испарители предназначены для работы с различными хладагентами и выполняются в очень широкой гамме мощностей от 7 до 200 кВт и более.

Испарители для охлаждения воздуха

Воздушные испарители представляют собой теплообменники с одним или несколькими рядами медных трубок с алюминиевым оребрением аналогично воздушным конденсаторам.

Хладагент циркулирует внутри трубок, охлаждаемый воздух — между пластинами (ребрами). Характеристики трубок и пластин аналогичны воздушным конденсаторам. Количество рядов трубок чаще всего колеблется в пределах от 4-х до 6-ти.

Наиболее распространенные диаметры трубок: 5/16", 3/8" и 1/2"; расстояние между ребрами колеблется от 1,4 до 1,8 мм. Трубки могут располагаться по ходу воздуха в ряд или в шахматном порядке.

Начиная с определенной мощности, воздушные испарители изготавливаются с двумя или более контурами охлаждения, имеющими независимый подвод хладагента с помощью распределителя.

Это делается для того, чтобы более равномерно запитать теплообменник. Распределение на два и более независимых контура позволяет более гибко реагировать на изменения в режиме работы. Соединение распределителя с каждым из независимых контуров осуществляется через трубки малого диаметра.

Каждый контур наполняется одинаковым количеством хладагента. Поток воздуха также распределяется по теплообменнику равномерно, что предотвращает сбой в работе и исключает обледенение отдельных участков теплообменника.

Опыт показывает, что наилучшие показатели качества работы испарителя достига-

ются, когда его объем позволяет развивать мощность от 2,8 до 7,0 кВт на каждый контур при использовании хладагента R-22.

Скорость воздушного потока на входе в испаритель обычно составляет 2–3 м/с; при более высоких скоростях возможен проскок капель конденсата на выходе теплообменника.

Размеры теплообменников современных холодильных машин определяются исходя из расхода охлаждаемого воздуха. Ориентировочно это составляет около 195 м³/ч на 1 кВт холодопроизводительности.

Общая холодопроизводительность испарителя зависит от температуры испарения хладагента, задаваемой при проектировании, и температуры поступающего в испаритель воздуха, определяемой условиями его эксплуатации.

Потери давления воздуха, проходящего через испаритель, зависят от многих факторов: диаметра трубок, площади и конфигурации ребер, количества рядов трубок, скорости воздушного потока на входе и количества образующегося на оребрении трубок конденсата.

Коэффициент просачивания (Bypass)

Следует отметить, что не весь воздух, который подается в испаритель, участвует в процессе теплообмена. Часть воздуха может проходить мимо теплообменника по периферии. Коэффициент просачивания характеризует процентное количество воздуха, которое проходит минуя испаритель, не изменяя своих параметров.

При низком коэффициенте просачивания

- ◆ увеличивается температура испарения и, следовательно, производительность холодильной машины. Возможно снижение габаритов компрессора;
- ◆ уменьшается потребный расход воздуха через испаритель. Возможно уменьшение размеров и мощности электровентиляторов;

- ◆ уменьшается потребная рабочая поверхность теплообменника. Возможно уменьшение количества трубок или количества рядов трубок теплообменника.

При высоком коэффициенте просачивания

- ◆ уменьшается температура испарения и, следовательно, холодопроизводительность. Может понадобиться компрессор большего размера;
- ◆ увеличивается потребный расход воздуха через испаритель. Требуется электровентилятор большего размера и большей мощности;
- ◆ увеличивается потребная рабочая поверхность теплообмена, количество трубок или рядов теплообменника.

4. ВЕНТИЛЯТОР

Вентиляторы обеспечивают обдув воздухом конденсаторов и испарителей.

Обдув конденсаторов с воздушным охлаждением, устанавливаемых на открытом месте, выполняется, как правило, вентиляторами осевого типа, обеспечивающими необходимый расход охлаждающего воздуха при малом напоре.

На 1 кВт поглощенного конденсатором тепла расходуется примерно 300–370 м³/ч наружного воздуха с перепадом температур 8–10 °С.

Вентилятор обычно работает на всасывание, так как при этом воздух перед теплообменником не нагревается от вентилятора и электродвигателя. Кроме того, такое размещение позволяет создать более равномерный поток воздушной струи.

Скорость вращения вентилятора составляет 750–1450 об./мин.

В тех случаях, когда конденсатор устанавливается в помещении и воздух от конденсатора приходится выбрасывать на улицу через воздухопроводы, используются центробежные вентиляторы, обеспечивающие более высокий напор 150–350 Па.

В этих модификациях передача вращательного момента между двигателем и вентилятором производится с использованием клиноременной передачи.

Подробная информация о типах и конструктивных особенностях вентиляторов представлена в разделе IV.

5. РЕГУЛЯТОР ПОТОКА

Регулятор потока служит для дозированной подачи жидкого хладагента из области высокого давления (от конденсатора) в область низкого давления (к испарителю).

Самым простым регулятором потока является свернутая в спираль тонкая длинная трубка, называемая капиллярной трубкой, диаметром 0,6–2,25 мм различной длины.

Капиллярные трубки наиболее широко применяются в кондиционерах сплит-систем малой мощности. Это обусловлено их низкой стоимостью, простотой конструкции и надежностью в эксплуатации.

Капиллярная трубка надежно функционирует как в условиях постоянной нагрузки (постоянных давлений нагнетания и всасывания), так и на переходных режимах.

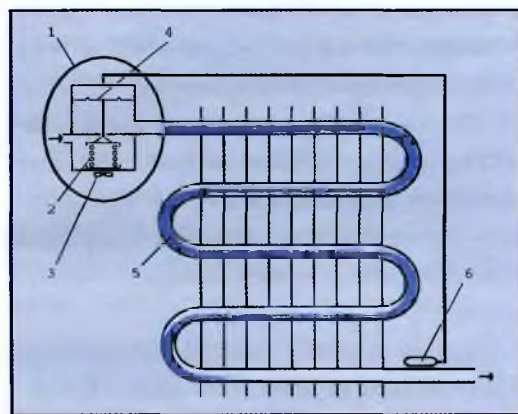
Однако в эксплуатации бывают случаи изменения нагрузки испарителя или колебания давления нагнетания компрессора, которые могут привести к недостаточному или избыточному питанию испарителя хладагентом. Это связано с тем, что расход хладагента через трубку зависит только от перепада давлений на трубке.

Например:

- 1) при понижении давления конденсации из-за снижения окружающей температуры заполнение испарителя будет недостаточно, вследствие чего упадет холодопроизводительность;
- 2) при снижении тепловой нагрузки на испаритель жидкий хладагент **будет выкипать в испарителе не полностью** и может попасть в компрессор и повредить его клапаны и подшипники. Это явление называют «гидравлическим ударом».

В более мощных установках применяется терморегулирующий клапан (ТРВ), регулирующий подачу хладагента в испаритель таким образом, чтобы поддерживать заданное давление испарения и перегрев в испарителе при изменении условий работы холодильной машины.

На рис. III.22 показана схема ТРВ с внутренним уравниванием для холодильных машин малой и средней мощности.



Расход хладагента через ТРВ определяется проходным сечением регулирующего клапана.

На регулируемую мембрану (4) воздействует усилие пружины (2) и давление за клапаном (давление испарения), направленные на закрытие клапана. Над мембраной (4) термобаллоном (6) создается давление, направленное на открытие клапана.

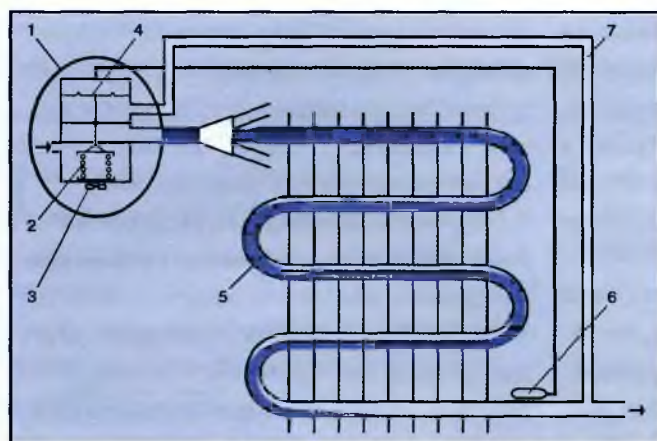
Термобаллон крепится к трубопроводу на выходе испарителя, поэтому давление в баллоне и, следовательно, над мембраной, определяется температурой на выходе испарителя (или перегревом в испарителе).

При увеличении температуры наружного воздуха хладагент начинает кипеть более интенсивно. Перегрев хладагента увеличивается и соответственно растет температура термобаллона. Возросшее давление в баллоне воздействует на мембрану ТРВ и открывает клапан, увеличивая подачу хладагента в испаритель и восстанавливая состояние равновесия.

При уменьшении температуры наружного воздуха процесс идет в обратную сторону.

Рис. III.22.
Схема
терморегулирующего
клапана (ТРВ)
с внутренним
уравниванием

- 1 – ТРВ;
- 2 – пружина;
- 3 – регулировочный винт;
- 4 – мембрана;
- 5 – испаритель;
- 6 – термобаллон.



ирования условий работы холодильной машины ТРВ с внутренним уравниванием не позволяет точно поддерживать постоянное давление испарения на выходе.

На рис. III.23 показана схема ТРВ с внешним уравниванием.

В холодильных машинах средней и большой мощности при регулировании мощности применяют ТРВ с внешним уравниванием, в котором давление

Рис. III.23.
Схема терморегулирующего вентиля с внешним уравниванием

- 1 – ТРВ;
- 2 – пружина;
- 3 – регулировочный винт;
- 4 – мембрана;
- 5 – испаритель;
- 6 – термобаллон;
- 7 – управляющая линия

ТРВ прикрывается и уменьшает подачу хладагента в испаритель.

Регулировкой настройки пружины (2) можно изменять настройку ТРВ, задавая давление испарения и величину перегрева.

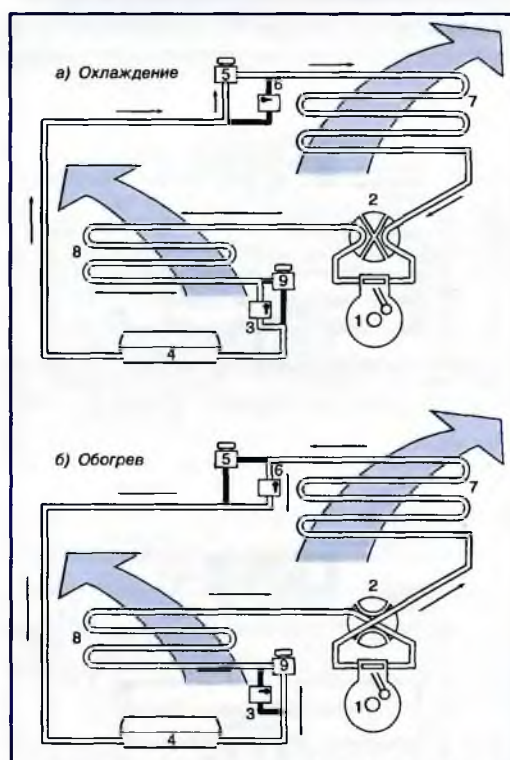
Однако при изменении гидравлического сопротивления испарителя вследствие варь-

замеряется не за клапаном, а на выходе из испарителя с помощью дополнительной управляющей трубки (7). Благодаря такому подключению, ТРВ обеспечивает стабильное поддержание давления испарения и перегрева при переменном гидравлическом сопротивлении в испарителе.

Как видно из схемы холодильного цикла, в кондиционере идет как бы перекачка тепла из помещения, в котором установлен испаритель, в окружающее пространство, как правило на улицу, где установлен конденсатор. Из испарителя всегда выходит более холодный воздух, а из конденсатора — более теплый.

Если поменять местами конденсатор и испаритель, то мы будем греть помещение и охлаждать улицу, перекачивая тепло с улицы в комнату. Поскольку кондиционер *не создает* тепло (если, конечно, не учитывать нагрев от компрессора), а только перекачивает его, то затраты энергии получаются примерно в три раза меньше тепла, которое поступает в помещение. Когда речь идет о замене конденсатора на испаритель, то под этим понимается так называемый реверсный (обратный) цикл или иначе цикл «теплового насоса», для чего в схему встраивается 4-х ходовой клапан, переключающий направление потоков хладагента.

Схема холодильного контура, способного работать как в режиме охлаждения, так и в режиме «теплового насоса», показана на рис. III.24.



В режиме охлаждения (рис. III.24, а) пары хладагента с выхода компрессора (1) четырехходовым клапаном (2) направляются в теплообменник наружного блока (8), где конденсируются. Через обратный клапан (3) и ресивер (4) жидкий фреон с высоким давле-

§ 3.1.4 Работа холодильной машины в режиме теплового насоса

Рис. III.24.
Схема реверсивного холодильного цикла

- 1 – компрессор;
- 2 – четырехходовой клапан;
- 3, 6 – обратный клапан;
- 4 – ресивер;
- 5, 9 – терморегулирующий вентиль;
- 7, 8 – теплообменник внутреннего блока

нием попадает на терморегулирующий вентиль (5). Терморегулирующий вентиль (9) и обратный клапан (6) при этом закрыты. Из ТРВ (5) жидкий хладагент поступает к теплообменнику внутреннего блока (7), где испаряется и через четырехходовой клапан (2) поступает на вход компрессора (1).

В режиме обогрева (рис. III.24, б) пары хладагента четырехходовым клапаном (2) направляются в теплообменник внутреннего блока (7), выполняющего роль конденсатора. Через обратный клапан (6) и ресивер (4) жидкий фреон с высоким давлением попадает на терморегулирующий вентиль (9). Терморегулирующий вентиль (5) и обратный клапан (3) при этом закрыты.

Реверсирование цикла производится четырехходовым клапаном (2).

Схема работы четырехходового клапана в разных режимах показана на рис. III.25 и рис. III.26.

Рис. III.25.
Работа реверсивного
клапана в режиме
охлаждения

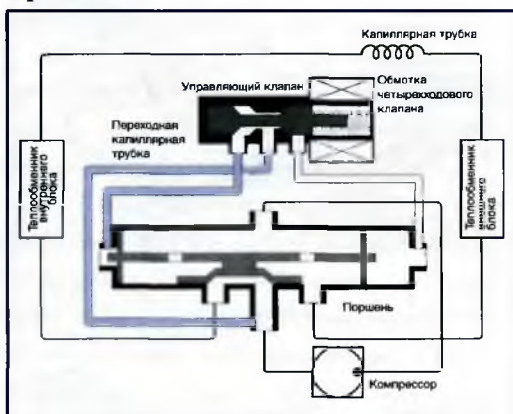
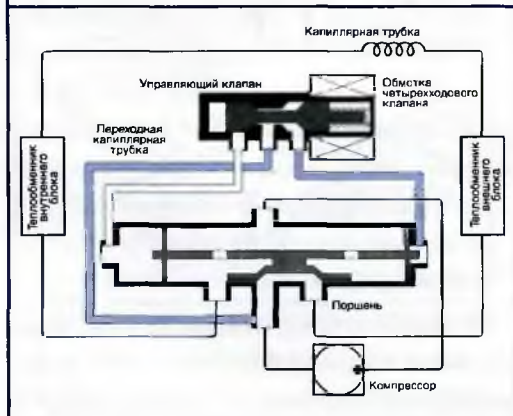


Рис. III.26.
Работа реверсивного
клапана в режиме
обогрева



В режиме охлаждения см. рис. III.25 обмотка клапана обесточена и управляющий клапан соединяет левую полость поршня

клапана с линией всасывания перед компрессором. Поршень перемещается влево и соединяет выход компрессора с теплообменником внешнего блока, а вход — с теплообменником внутреннего блока.

В режиме обогрева см. рис. III.26 электропитание подается на обмотку клапана и управляющий клапан соединяет правую полость поршня с линией всасывания перед компрессором. Поршень перемещается вправо и соединяет выход компрессора с теплообменником внутреннего блока, а вход — с теплообменником внешнего блока.

Таким образом, для обеспечения возможности работы кондиционера в режиме теплового насоса необходимо выполнить следующие мероприятия:

- 1) Установить четырехходовой клапан реверсирования цикла.
- 2) Изменить (усилить) конструкцию теплообменника внутреннего блока, так как в режиме обогрева он работает под высоким давлением.
- 3) Установить отделитель жидкости перед компрессором, чтобы исключить попадание жидкого хладагента в компрессор при изменении режима работы кондиционера с охлаждения на обогрев и обратно.
- 4) Установить еще один ТРВ и комплект обратных клапанов.
- 5) Установить дополнительный ресивер для жидкого хладагента, так как усложняются условия работы кондиционера и увеличивается количество заправляемого хладагента.

Эффективность работы кондиционера в режиме обогрева оценивается отношением изменения энтальпии хладагента (или количества тепла, выделяемого в конденсаторе ($HD-HB$) к изменению энтальпии хладагента в процессе сжатия ($HD-HC'$) см. рис. III.3.

Аналогично режиму охлаждения, значение коэффициента эффективности кондиционера в режиме обогрева определяет

ся как отношение тепловой мощности к электрической мощности компрессора, а также других энергопотребляющих элементов кондиционера.

Как правило воздушный конденсатор холодильной машины эксплуатируется в атмосферных условиях (на открытой площадке).

Работа холодильной машины при низких температурах окружающего воздуха связана с рядом проблем, среди которых выделим пять основных:

1. Уменьшение холодопроизводительности в режиме охлаждения

Из-за снижения температуры воздуха, обдувающего конденсатор наружного блока, уменьшаются температура и давление конденсации. Как следствие, уменьшается расход жидкого хладагента, поступающего в испаритель через регулятор расхода.

В результате уменьшения расхода хладагента падает давление испарения и возможно отключение кондиционера при срабатывании устройств защиты по низкому давлению.

Особенно заметно снижение расхода хладагента и уменьшение холодопроизводительности в кондиционерах с капиллярной трубкой, которой оснащаются практически все бытовые кондиционеры.

В кондиционерах, оборудованных терморегулирующим вентилем, открытие ТРВ до какого-то момента компенсирует падение давления конденсации, но после того, как ТРВ откроется полностью, эффект будет таким же, как и в случае с капиллярной трубкой.

Для увеличения давления конденсации при низкой температуре наружного воздуха принимаются следующие технические меры:

- уменьшается скорость вращения вентилятора обдува конденсатора (плавно или ступенчато) вплоть до полной его остановки;
- охлаждающий воздух перепускается мимо конденсатора или полностью перекрывается;

- перед конденсатором устанавливается специальный клапан регулирования давления конденсации, который отводит большую часть хладагента мимо конденсатора. Такое техническое решение позволило, например, в прецизионных кондиционерах фирмы *UNIFLAI*R (см. раздел 3.7) сохранить холодопроизводительность до температуры наружного воздуха минус 35 °С.

Эффективной мерой сохранения холодопроизводительности блоков с центробежными вентиляторами, установленных в помещении (подвале, на чердаке и т.д.), является выброс выходящего из конденсатора воздуха не на улицу, а в это же помещение. Для этого в воздуховоде отвода воздуха от конденсатора устанавливаются дополнительные заслонки, которые перепускают часть или полный расход теплого воздуха, идущего от конденсатора.

2. Уменьшение теплопроизводительности в режиме обогрева

В режиме обогрева происходит реверсирование цикла и теплообменник наружного блока выполняет роль испарителя.

При низкой температуре наружного воздуха уменьшается перепад между температурой кипящего хладагента и температурой окружающего воздуха. Количество передаваемого тепла, необходимого для кипения хладагента, уменьшается и соответственно ухудшаются условия кипения хладагента.

Как следствие, снижается давление всасывания, падает производительность компрессора. Одновременно снижаются давление и температура конденсации, что приводит к уменьшению теплопроизводительности кондиционера.

В этих условиях необходимо максимально увеличить обдув испарителя.

§ 3.1.5 Работа кондиционера при низкой температуре окружающего воздуха

Обычно это достигается увеличением скорости вращения вентилятора наружного блока.

По мере приближения температуры наружного воздуха к температуре кипения хладагента теплопроизводительность кондиционера снижается и при достижении минус 20–22 °С составляет 20–25%.

3. Обмерзание теплообменника наружного блока при длительной работе в режиме обогрева

При работе кондиционера в режиме обогрева происходит охлаждение наружного воздуха, обдувающего теплообменник.

При определенном соотношении температурных и влажностных параметров атмосферного воздуха возможно появление конденсата на пластинах теплообменника наружного блока, образование льда и обмерзание теплообменника. В ряде случаев возможно образование льда и обмерзание теплообменника.

Образовавшийся лед не только ухудшает характеристики кондиционера, уменьшая теплопередачу, но и может физически повредить наружный блок, что может привести к довольно дорогостоящему ремонту.

Поэтому предотвращению обмерзания и своевременной разморозке теплообменника наружного блока уделяется самое большое внимание.

Для удаления льда и снеговой шубы с теплообменника наружного блока кондиционер кратковременно переводят в режим охлаждения. Теплообменник прогревается горячим конденсирующимся хладагентом, накопившийся лед растапливается, и наружный блок вновь готов к эксплуатации. На время оттайки теплообменника вентиляторы наружного и внутреннего блоков останавливаются.

Алгоритм системы оттайки должен быть построен таким образом, чтобы, с одной стороны, — режим оттаивания включался как можно реже и на минимальное время,

с другой стороны, чтобы не возникало накопление льда на теплообменнике.

4. Возможность повреждения компрессора при пуске

При низких температурах наружного воздуха жидкий хладагент может растворяться в масле компрессора. Поэтому во время остановки компрессора возможно попадание хладагента в масло, находящееся в картере компрессора.

Во время пуска поршневого компрессора при движении поршня вверх в картере возникает разрежение и может происходить вскипание хладагента. Одновременно вспенивается масло и происходит его выброс в выходной трубопровод.

Для исключения этого на компрессорах средней и большой мощности обязательно устанавливаются обогреватели картера, предотвращающие накопление жидкого хладагента в масле при выключенном компрессоре.

В компрессорах роторного типа, не имеющего масляного картера, эта проблема менее остра, чем в поршневых компрессорах. Поэтому на компрессорах SCROLL малой мощности (примерно до 8–10 кВт) отсутствие обогревателя картера практически не влияет на работоспособность компрессора.

5. Опасность попадания жидкого хладагента в компрессор при работе в режиме обогрева

Ухудшение условий кипения хладагента в теплообменнике наружного блока при работе кондиционера в режиме охлаждения может привести к «проскоку» жидкого хладагента и попаданию его в компрессор.

Возникающий при этом гидравлический удар может повредить компрессор.

В связи с этим приходится устанавливать дополнительный ресивер (отделитель жидкости) перед компрессором на линии всасывания.

§ 3.1.6 Основные сведения о хладагентах

- Н**аиболее важными характеристиками хладагента являются следующие показатели:
- отсутствие негативных эффектов при воздействии на внешнюю среду, отсутствие токсичности и воспламеняемости;
 - невысокое рабочее давление, приближенное к атмосферному, совместимость с материалами, используемыми в холодильных контурах, и со смазывающими маслами;
 - высокие удельные показатели перехода в газообразную фазу (для перевода килограмма жидкости в газообразную фазу требуется большее количество тепла и, соответственно, меньшее количество хладагента при сохранении заданной производительности);
 - невысокий удельный объем в газообразной фазе, что позволяет сократить объем и массу компрессора;
 - умеренные температуры в конце сжатия в компрессоре с тем, чтобы избежать сгорания смазки;
 - низкие показатели удельной теплоемкости в жидкой фазе с тем, чтобы сократить до минимума количество образуемого пара при прохождении через терморегулирующий расширительный клапан;
 - низкая себестоимость и достаточный объем производства.

В практике холодильной техники применяются две группы фреоновых хладагентов: хлорофтороуглероды (CFC) и гидрофтороуглероды (HCFC).

К первым относятся хладагенты типа *R-11*, *R-12*, *R-500* и *R-502*. Ко вторым — *R-22*.

В прошедшие годы выяснилось, что перечисленные хладагенты при утечке в атмосферу вредно влияют на озоновый слой, защищающий землю от ультрафиолетовых солнечных лучей. Кроме того, подтвердились данные о влиянии их на увеличение парникового эффекта в атмосфере Земли (так называемые «парниковые газы»).

Свойство хладагентов разрушать озон оценивается так называемым потенциалом

разрушения озона — *ODP* (*Ozon Depletion Potential*), который варьируется от 0 до 1.

Для первой группы показатель *ODP* очень высок, для HCFC он значительно более ниже.

Поэтому далее последовали важные решения, направленные на введение ограничений и остановку производства как CFC, так и HCFC.

Эти решения впервые были приняты на международном уровне в Монреальском протоколе в 1990 г., вслед за которым последовало принятие в отдельных странах независимых решений о предупредительном запрете их использования.

В ноябре 1992 г. на Конференции в Копенгагене была принята программа постепенного прекращения производства фреонов группы CFC и HCFC, так называемая «поправка» к Монреальскому протоколу.

Программа вступила в силу с 14 июня 1994 г. только для тех государств, которые ратифицировали поправку. Было принято решение прекратить производство фреонов группы CFC: *R-12* и *R-11*. В соответствии с поправкой предполагалось также на 90% сократить потребление фреонов группы HCFC (*R-22*) к 2015 г., а полностью прекратить их производство к 2030 г.

Российская Федерация пока не ратифицировала Копенгагенскую программу, ограничивающую производство и использование *R-22*, мотивируя это рядом экономических и технических трудностей.

В настоящее время найден заменитель для *R-12* — это новый фреон *R-134a*, относящийся к группе HFC и не содержащий хлора в своей молекуле, а только атомы фтора и водорода, абсолютно не наносящий вреда озоновому слою с показателем *ODP* равным 0. Однако он также относится к «парниковым газам». И, кроме того, его тепловые характеристики существенно ниже.

Поиск заменителя для *R-22* пока не завершен. Можно предвидеть, что и *R-22* и *R-502* будут заменены смесями из двух или трех компонентов. Смеси эти могут быть

стабильными и нестабильными. Первые сохраняют постоянным газовый состав в случае утечек, для вторых же газовый состав изменяется в связи с испарением наиболее легких элементов. В этих условиях могут происходить изменения показателей функционирования установок.

С тем, чтобы преодолеть это препятствие, ведется поиск «почти стабильных» смесей, использование которых, даже при больших утечках, мало меняет состав смеси.

Наиболее перспективной альтернативой R22 можно считать хладагент R407C, представляющий собой смесь R125 (25%), R143a (52%) и R32 (23%).

Физические свойства хладагентов R-22, R-134a и R407C приведены в табл. III.27.

Таблица III.27

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ХЛАДАГЕНТОВ R-22 и R-134a

Свойство	R-22	R-134a	R407C
Химическая формула	CHClF ₂	CH ₂ FCF ₃	смесь
Молекулярная масса, г/моль	86,47	102	86,2
Температура кипения при 1,01325 бар, °C	-40,75	-26,1	-43,6
Температура замерзания, °C	-160	-101,0	-
Критическая температура, °C	96	101,1	86,7
Критическое давление, бар	49,77	40,6	46
Критическая плотность, кг/м ³	525	515,3	506,8
Плотность жидкости при 25°C, кг/м ³	1194	1206	1136
Теплота испарения при температуре кипения, кДж/кг	233,5	217,1	246,1
Плотность насыщенного пара при -25°C, кг/м ³	12,88	8,288	11,14
Давление пара при 25°C, бар	10,4	6,66	11,85
Температура самовоспламенения, °C	635	743	733

Применение новых хладагентов категории HFC типа R-134a требует:

- употребления специальных «эфирных масел», несовместимых с известными маслами для R-22 и требующих большой аккуратности и осторожности при обращении;
- тщательности при герметизации стыков, так как молекулы HFC имеют гораздо меньшие размеры, чем молекулы традиционных хладагентов;
- установки фильтров-осушителей с гораздо более мелким фильтром;
- применения теплообменников (испарителей, конденсаторов) увеличенного размера, в связи с более низкими тепловыми характеристиками;
- более тщательного проведения операции вакуумирования, потому что при соприкосновении хладагента и воды может образовываться фторводородная кислота.

Все вышеперечисленные проблемы, связанные с использованием новых хладагентов, и определяют широкое применение до настоящего времени и в ближайшем будущем, по крайней мере на период ближайших 10 лет, хладагента R-22.

§ 3.1.7
Трубка
холодильного
контура

Основные элементы холодильного контура — компрессор, конденсатор, испаритель, регулятор потока — соединяются между собой медными трубками. В соответствии с фазовым состоянием хладагента линии можно разделить на следующие группы:

1. Жидкостные линии, по которым жидкий хладагент подается от конденсатора к испарителю.
2. Линии нагнетания, по которым газобразный хладагент с высоким давлением подается от компрессора к конденсатору.

3. Линии всасывания, по которым газобразный хладагент низкого давления подается от испарителя к компрессору.

При подборе и монтаже трубок каждой линии учитываются следующие факторы:

Потери давления хладагента
в соединительных трубках

Потери давления хладагента в соединительных трубках уменьшают холодо- и теплопроизводительность. Потери давления хладагента в соединительных трубках принято

оценивать потерями температуры кипения или конденсации, выраженными в °С.

Как говорилось выше, температура кипения и конденсации зависят от давления и наоборот. Причем зависимость давления и температуры в рассматриваемом диапазоне практически линейная.

Для R-22 давление составляет 584,4 кПа при температуре испарения +5 °С. Потери давления, приводящие к уменьшению температуры кипения на 1 °С, соответствуют 18,1 кПа.

Потери давления на линии всасывания заставляют компрессор работать при давлениях всасывания ниже, чем давление испарения в испарителе. В этом случае производительность компрессора падает, снижается расход хладагента и уменьшается холодопроизводительность кондиционера.

Падение давления на линии нагнетания вынуждает компрессор работать с давлением более высоким, чем давление конденсации. Так же, как и в предыдущем случае, производительность компрессора и холодопроизводительность кондиционера снижаются, хотя и не в такой степени (табл. III.28).

Из таблицы видно, насколько критичными являются потери давления в линии всасывания.

Максимальные потери давления в линии нагнетания и всасывания не должны превышать 1 °С.

Потери давления в жидкостной линии практически не влияют на холодопроизводительность кондиционера и потребляемую им электрическую мощность. Тем не менее,

потери в жидкостной линии также должны быть минимальными из-за опасности вскипания жидкого хладагента вследствие следующих причин:

во-первых, повышенные потери давления приводят к нагреву хладагента из-за трения хладагента о стенки труб (переход механической работы в тепло);

во-вторых, из-за уменьшения давления хладагента может оказаться, что температура хладагента в трубе станет выше температуры конденсации.

В обоих случаях начнется кипение хладагента не в испарителе, а в трубопроводе высокого давления перед регулятором потока. В этих условиях напрасно теряется полезная холодопроизводительность (происходит охлаждение воздуха не в помещении, а в окружающем трубопровод пространстве). Кроме того, регулятор потока не может устойчиво работать на смеси жидкости и газа, так как резко уменьшится расход хладагента через регулятор.

Обычно в жидкостных магистралях допускаются потери давления, соответствующие 0,5–1,0 °С.

При больших значениях переохлаждения в конденсаторе потери давления могут достигать до 6–8 °С.

Проблемы возврата масла в компрессор

Компрессор, как и любой работающий механизм, нуждается в смазке контактирующих деталей. Для смазки элементов компрессора применяются специальные масла, способные работать в среде хладагента. Перед

заправкой хладагента масло заливается в картер компрессора в количестве примерно 10% от объема заправляемого хладагента.

При работе компрессора, и особенно в момент его включе-

Таблица III.28

ВЛИЯНИЕ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В ЛИНИЯХ НАГНЕТАНИЯ И ВСАСЫВАНИЯ НА ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Потери давления	Холодопроизводительность кондиционера, %	
	Линия всасывания	Линия нагнетания
Ноль	100,0	100,0
Потери 1°С	95,7	98,4
Потери 2°С	92,2	96,8

Таблица III.29

МИНИМАЛЬНАЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ (кВт), ОБЕСПЕЧИВАЮЩАЯ
ПОДЪЕМ МАСЛА В ВЕРТИКАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ЛИНИИ ВСАСЫВАНИЯ
(R-22, $T_{\text{испарения}} +5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{конденсации}} +40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Температура всасывания, $^{\circ}\text{C}$	Внешний диаметр медной трубки, мм									
	12	14	16	18	22	28	35	42	54	63
10	0,470	0,731	1,057	1,449	2,468	4,692	8,325	13,44	25,77	38,79
20	0,440	0,684	0,990	1,356	2,311	4,393	7,794	12,58	24,13	36,31
30	0,422	0,666	0,949	1,301	2,217	4,213	7,476	12,07	23,14	34,83

ния, масло выбрасывается с газообразным хладагентом в линию нагнетания. Количество выбрасываемого масла зависит в первую очередь от типа компрессора, окружающих условий и режима работы кондиционера.

Масло, попавшее в линию нагнетания, может вернуться обратно в компрессор только пройдя весь контур охлаждения. Если по каким-либо причинам этого не произойдет, то компрессор, при отсутствии смазки, может выйти из строя. Кроме того, масло должно возвращаться в компрессор очень небольшими порциями, чтобы не было гидравлического удара на впускном клапане, как и в случае попадания жидкого хладагента.

Известные и широко используемые смазочные масла хорошо смешиваются с жидким хладагентом. Поэтому в жидкостных линиях проблемы, связанные с возвратом масла, не возникают.

В газовых линиях смешивания парообразного хладагента и масла не происходит. Масло может перемещаться по стенкам трубопровода либо под действием гравитации, либо под действием парового потока, увлекающего за собой пленку масла.

В горизонтальных участках линий нагнетания и всасывания перенос масла может обеспечиваться при относительно низких скоростях парообразного хладагента. Тем не менее целесообразно предусмотреть небольшой наклон трубопроводов в направлении движения газового потока. Обычно принимается наклон примерно 0,5%.

В вертикальных участках трубопроводов перенос масла может обеспечиваться только

потоком парообразного хладагента. Перенос масла в этом случае может происходить только при скорости парового потока не менее 5 м/с на всех режимах работы кондиционера, в том числе при работе с уменьшенной холодопроизводительностью.

Поскольку холодопроизводительность кондиционера и расход хладагента взаимосвязаны, то существует определенная минимальная холодопроизводительность, при которой обеспечивается подъем масла в вертикальных трубопроводах линии всасывания и линии нагнетания для заданного диаметра трубки. Такая зависимость для линии всасывания показана в *табл. III.29*, для линии нагнетания в *табл. III.31*.

Возможные варианты расположения элементов холодильного контура кондиционера, при которых газообразный хладагент движется вверх, показаны на *рис. III.30*. Во-первых, это случай, когда испаритель расположен ниже компрессора (*рис. III.30, а*), и, во-вторых, когда компрессор расположен ниже выносного конденсатора (*рис. III.30, б*).

Если высота вертикального трубопровода не превышает 3 м и обеспечена минимальная скорость потока в трубопроводе,

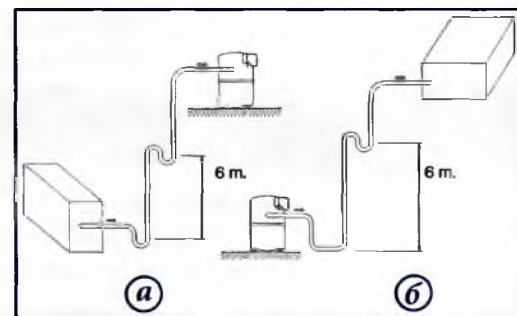


Рис. III.30:
а – расположение
испарителя
ниже компрессора;
б – расположение
компрессора
ниже конденсатора

Таблица III.31

МИНИМАЛЬНАЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ (кВт), ОБЕСПЕЧИВАЮЩАЯ ПОДЪЕМ МАСЛА В ВЕРТИКАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ ЛИНИИ НАГНЕТАНИЯ (R-22, $T_{\text{испарения}} +5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{конденсации}} +40^{\circ}\text{C}$)

Температура всасывания, °C	Внешний диаметр медной трубки, мм									
	12	14	16	18	22	28	35	42	54	63
80	0,618	0,96	1,389	1,903	3,242	6,163	10,93	17,65	33,85	50,95
90	0,601	0,935	1,353	1,853	3,157	6,001	10,65	17,19	32,96	49,61
100	0,584	0,908	1,314	1,800	3,067	5,830	10,34	16,69	32,02	48,19

то проблемы возврата масла в компрессор не возникает.

Если конденсатор расположен выше компрессора более чем на 3 м (см. рис. III.30, б), то при каждой остановке компрессора движение парообразного хладагента в трубопроводе прекращается и масло, находящееся на стенках вертикального трубопровода, под действием силы тяжести стекает вниз.

Если к тому же температура окружающего воздуха достаточно низкая, то находящийся в трубопроводе парообразный хладагент конденсируется и так же стекает вниз.

При этом создается опасность гидравлического удара при включении компрессора из-за накопления масла и жидкого хладагента в нагнетающей полости компрессора.

Если компрессор расположен выше испарителя (см. рис. III.30, а), то в нижней части трубопровода также может накопиться большое количество масла при остановке компрессора. Ситуация еще больше ухудшится, если одновременно в нижнюю часть восходящего трубопровода будет стекать масло из испарителя, которое, попадая во всасывающую полость компрессора, также вызовет при его запуске гидравлический удар.

Чтобы избежать таких проблем, рекомендуется в нижней части восходящей линии нагнетания или всасывания, когда разность высот превышает 3 м, устанавливать т.н. маслоподъемную петлю, а горизонтальные участки прокладывать с наклоном в направлении движения потока.

Если разность высот превышает 6–7,5 м, то необходимо через каждые 6–7 м устанавливать так называемые маслоподъемные петли. По мере накопления масла в сифоне или в маслоподъемной петле, его уровень поднимается, снижая проходное сечение для газа, что вызывает плавное увеличение скорости газа (рис. III.32).

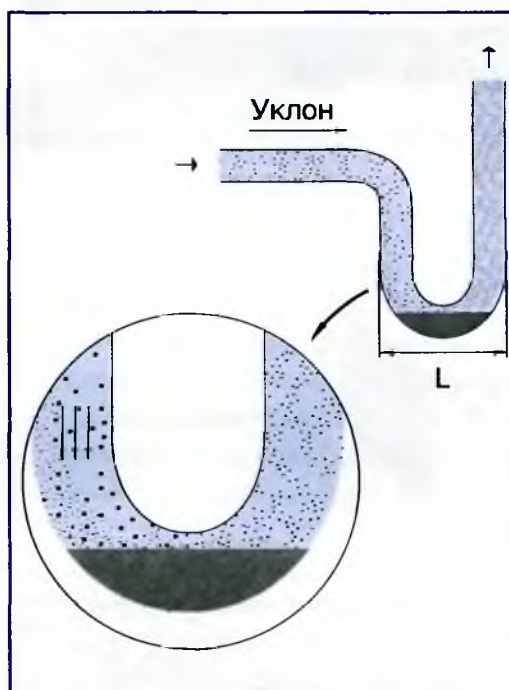


Рис. III.32.
Работа
маслоподъемной
петли

Повышение скорости пара способствует разрушению масляной поверхности с образованием мелких капелек и увлечению масла в вертикальный трубопровод в виде масляного тумана и масляной пленки, которая движется по стенкам трубопровода.

Как уже говорилось, скорость потока в восходящей паровой линии должна превышать 5 м/с при любых условиях.

Проблемы перетекания хладагента

При выключении холодильной машины часть жидкого хладагента может остаться в жидкостной линии, конденсаторе или испарителе. Когда компрессор выключен, то жидкий хладагент начинает перетекать к самым холодным элементам системы.

Если испаритель расположен выше компрессора, то оставшийся в испарителе хладагент может под действием силы тяжести стечь вниз и смешаться с накопившимся внизу маслом. Кроме того, жидкий хладагент может заполнить выпускные клапаны компрессоров.

Последствия такого явления были рассмотрены выше.

В этом случае рекомендуется на выходе из испарителя сделать маслоподъемную петлю, препятствующую перетеканию хладагента (рис. III.33, а).

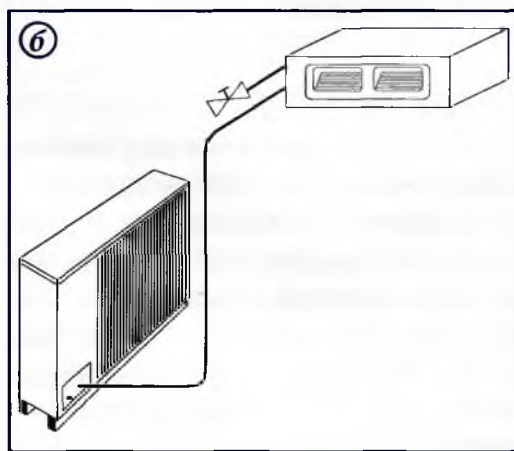
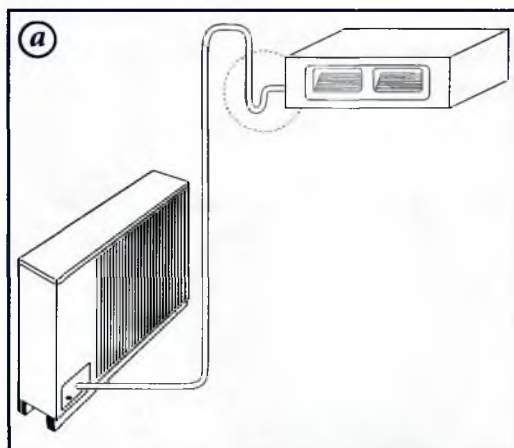


Рис. III.33.
Схемы нисходящей
линии всасывания

а – с петлей
на газовой линии;

б – с электро-
магнитным клапаном
на жидкостной линии

В случае, если в жидкостной линии установлен электромагнитный клапан, перекрывающий линию при выключении компрессора, такую петлю можно не устанавливать (рис. III.33, б). Особенно электромагнитный клапан необходим на кондиционерах без теплового насоса, в которых отсутствует отделитель жидкости на линии всасывания перед компрессором.

Установка такого клапана в жидкостной линии целесообразна в любом случае.

Выбор диаметра трубопроводов

Диаметр трубопроводов должен обеспечить допустимый уровень потерь давления. Кроме того, выбранный диаметр трубопровода должен обеспечить скорость потока на вертикальных участках трубопроводов не менее 5 м/с.

Хладагент в жидкостных линиях, линиях нагнетания и всасывания имеет различные фазовые состояния и давления, поэтому диаметры трубопроводов каждой линии для одинаковой холодопроизводительности получаются различными (табл. III.34).

Обычно диаметр соединительных трубок указан в документации на кондиционер. Как правило, этого диаметра достаточно при стандартной установке блоков.

Реальный трубопровод имеет повороты, сужения, тройники и т.д., поэтому расчет потерь давления ведется по эквивалентной длине трубопровода.

Каждому элементу, создающему сопротивление свободному прохождению жидкости или пара, соответствует эквивалентная длина для расчета прямого участка трубопровода, который вызовет такое же падение давления.

Сумма эквивалентных длин и длины прямых участков трубопровода дает расчетную длину прямой трубы, которая имеет такое же падение давления, как и реальная линия.

Увеличение диаметра трубопровода не всегда возможно в паровых линиях из-за проблемы возврата масла. В жидкостных линиях увеличение диаметра трубопровода

приводит к увеличению количества заправляемого хладагента.

Поэтому необходимо всегда искать компромисс между стоимостью труб, падением давления и скоростью хладагента.

Определение размеров трубопроводов в системах с тепловым насосом

Необходимость найти компромисс между стоимостью труб, падением давления и скоростью хладагента обычно приводит к выбору разных диаметров для линий нагнетания и всасывания.

Так как инверсия холодильного цикла (переход с режима охлаждения на режим «теплового насоса») приводит к изменению фазового состояния хладагента в линиях нагнетания и всасывания, то определение размеров трубопроводов установок с тепловым насосом необходимо выполнять с особой тщательностью.

При работе в режиме обогрева линия, работавшая ранее на всасывание, будет работать на нагнетание. Эта линия часто делается переразмеренной, что дает очевидные преимущества с точки зрения потерь давления. Повышенные диаметры линии всасывания приводят к уменьшению скорости потока хладагента.

Во время работы в режиме обогрева линия всасывания часто оказывается недоразмеренной. Это приводит к увеличению скорости хладагента и соответствующему росту потерь давления.

Кроме перечисленных выше факторов, влияющих на подбор и монтаж трубок холодильного контура, следует указать еще ряд дополнительных замечаний:

- ◆ Линия всасывания должна быть всегда изолирована, чтобы избежать образования конденсата.
- ◆ Линия нагнетания также должна быть изолирована, чтобы избежать ожогов при случайном соприкосновении и не допустить нагрева окружающего пространства.

Таблица III.34

ЗАВИСИМОСТЬ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОТ ДИАМЕТРОВ ТРУБОПРОВОДОВ В ЛИНИЯХ ВСАСЫВАНИЯ, НАГНЕТАНИЯ И ЖИДКОСТНЫХ ЛИНИЯХ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ R-22

Внешний диаметр трубопровода, мм	Холодопроизводительность, кВт ($T_{\text{конд}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{испарения}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$)		
	Линия всасывания $\Delta P = 0,731\text{ кПа/м}$	Линия нагнетания $\Delta P = 0,749\text{ кПа/м}$	Жидкостная линия $\Delta P = 0,749\text{ кПа/м}$
10	—	—	4,37
12	1,76	2,60	11,24
14	2,83	4,16	18,10
16	4,19	6,15	26,80
18	5,85	8,59	37,49
22	10,31	15,07	66,10
28	20,34	29,70	131,0
35	37,31	54,37	240,7
42	61,84	90,00	399,3
54	122,7	178,1	794,2
63	188,9	273,8	1223,9

ва, так как температура пара в линиях нагнетания может достигать 80–100 °C.

Иногда при транспортировке труб всасывания и нагнетания кондиционеров малой мощности, работающих только в режимах охлаждения, трубы прокладывают и изолируют вместе.

- ◆ Жидкостная линия должна быть покрыта изоляцией только в том случае, если температура окружающего воздуха выше температуры жидкого хладагента (обычно на 4–5 °C).

В кондиционерах с водяными конденсаторами жидкостная линия обязательно теплоизолируется, поскольку в конденсатор может подаваться вода с температурой ниже температуры окружающего воздуха.

Особенности монтажа фреоновых трубопроводов подробно представлены в § 8.4.1.

КОНДИЦИОНЕРЫ СПЛИТ-СИСТЕМ

§ 3.2.1

Классификация и основные технические характеристики кондиционеров сплит-систем

Для кондиционирования воздуха в жилых и общественных (офисных) помещениях наибольшее распространение получили кондиционеры сплит-систем.

Кондиционеры сплит-систем состоят из внешнего блока (компрессорно-конденсаторного агрегата) и внутреннего блока (испарительного).

Во внешнем блоке находятся компрессор, конденсатор и вентилятор.

Внешний блок может быть установлен на стене здания, на крыше или чердаке, в подсобном помещении или на балконе, т.е. в таком месте, где горячий конденсатор может продуваться атмосферным воздухом более низкой температуры.

Внутренний блок устанавливается непосредственно в кондиционируемом помещении и предназначен для охлаждения или нагревания воздуха, фильтрации его и создания необходимой подвижности воздуха в помещении.

мещений от 15 до 140 м², учитывая при этом интерьер помещений и индивидуальные требования потребителя.

Внутренние блоки сплит-систем эффективно поддерживают заданную температуру, обеспечивают равномерное распределение воздуха в помещении и работают практически бесшумно.

Основным преимуществом кондиционеров сплит-систем является относительная простота конструкции, позволяющая получить достаточно низкую стоимость кондиционера при быстрой и легкой его установке.

Недостатком таких кондиционеров можно считать невозможность подачи в помещение свежего воздуха. Только модели большой мощности и настенно-потолочного типа позволяют организовывать подмес небольшого количества свежего воздуха (до 10%).

Типология кондиционеров сплит-систем представлена на *рис. III.35*.

Наибольшее распространение получили

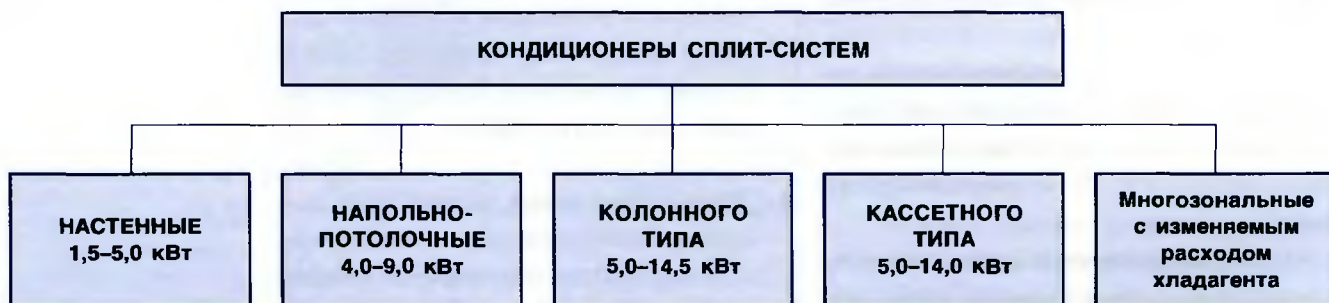


Рис. III.35.
Типология
кондиционеров
сплит-систем

Блоки соединены между собой двумя тонкими медными трубками в теплоизоляции, которые проводятся, как правило, в подвесных потолках, за панелями или закрываются декоративными пластиковыми коробами.

Конструктивное и дизайнерское исполнение внутренних блоков весьма разнообразно, что позволяет решать практически любые задачи по кондиционированию по-

настенные кондиционеры, в которых к одному наружному блоку подключается один внутренний блок.

При кондиционировании нескольких соседних комнат могут использоваться модели, в которых к одному наружному блоку подключены два внутренних блока и даже три-четыре блока, так называемые мульти-сплит-системы (*рис. III.36*).

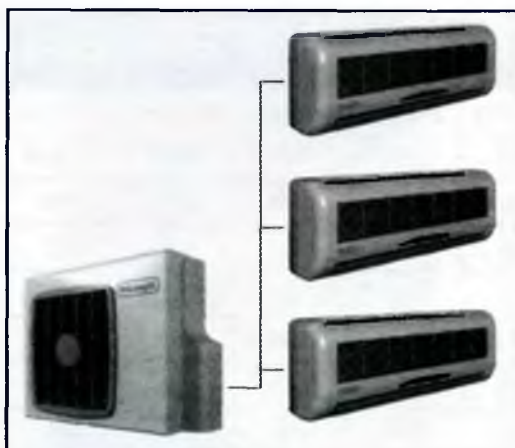


Рис. III.36.
Настенный кондиционер с тремя внутренними блоками

В табл. III.39 приведены основные технические характеристики настенных кондиционеров серии CP ведущего европейского производителя — фирмы **DELONGHI** (Италия).

Управление работой настенного кондиционера производится с пульта дистанционного управления (рис. III.37).



Рис. III.37.
Схема пульта дистанционного управления кондиционера серии CP

Исполнение и возможности пультов управления отличаются друг от друга, но, как правило, все они позволяют:

- задать режим работы кондиционера: обогрев, охлаждение, осушку, вентиляцию, а также ночной режим;
- определить фактическую температуру в помещении (в зоне нахождения пульта дистанционного управления) и задать кондиционеру требуемую температуру,

которую он должен автоматически поддерживать;

- выбрать режим работы вентилятора;
- настроить таймер, который включит или выключит кондиционер в заданное время, что позволяет, например, к приходу сотрудников создать необходимые условия и автоматически выключить кондиционер в конце рабочего дня;
- автоматически регулировать положение направляющих шторок и изменять таким образом направление воздушного потока.

Мощность настенных кондиционеров ограничена, так как сильная струя холодного воздуха, характерная для кондиционеров большой мощности, может вызвать неприятные ощущения у потребителя.

Поэтому в помещениях, где необходима установка более мощного кондиционера, или в вытянутых помещениях устанавливаются кондиционеры напольно-потолочного типа, позволяющие направить сильную струю вдоль стены или потолка и таким образом обеспечить равномерное распределение температуры в помещении (рис. III.38).

Внутренний блок напольно-потолочного кондиционера имеет несколько иной внешний вид и устанавливается на стене или потолке. Пульт управления может быть или дистанционным, или встраиваться в конструкцию внутреннего блока.



Рис. III.38.
Напольно-потолочный кондиционер

Табл. III.39.
Технические
характеристики
настенных
кондиционеров
серии CP фирмы
DELONGHI

МОДЕЛИ		CP 10	CP 20	CP 30	CP 40	CPD 2
Эл. питание	В/ф/Гц	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50	230/1/50
Производительность по холоду	Вт	1891	2350	3520	5073	2 × 2350
Потребляемая эл. мощность	Вт	650	850	1248	1603	1600
Потребляемый ток	А	2,8	3,6	5,4	6,9	7,2
Удаление влаги (тах)	л/ч	1,0	1,5	1,8	2,2	3,0
Производительность по теплу	Вт	2052	2490	3528	5542	2x2490
Потребляемая эл. мощность	Вт	610	760	1204	1760	1520
Потребляемый ток	А	2,6	3,3	5,2	7,6	6,6
Внутренний блок						
Расход воздуха (тах)	м³/ч	320	320	570	640	640
Уровень шума (тах)	дБ	35	35	38	38	35
Размеры:						
длина	мм	750	750	810	967	750
высота	мм	270	270	300	300	270
глубина	мм	175	175	195	195	175
Внешний блок						
Расход воздуха (тах)	м³/ч	950	950	1300	2200	2200
Уровень шума (тах)	дБ	43	43	44	47	47
Размеры:						
длина	мм	660	660	660	800	800
высота	мм	500	500	500	640	640
глубина	мм	230	230	230	280	280
диаметры труб						
Жидкостные линии, наружный диаметр		1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"
Газовые линии, наружный диаметр		1/2"	1/2"	1/2"	5/8"	1/2"
спецификации						
Термостат		•	•	•	•	•
Таймер		•	•	•	•	•
Электронное противообледенительное устройство		•	•	•	•	•
Дистанционное управление с ж/к дисплеем		•	•	•	•	•
Микрокомпьютер		•	•	•	•	•
Автоматическая ночная функция		•	•	•	•	•
Скорости вентилятора		3	3	3	3	3
Бактерицидный фильтр		•	•	•	•	•

Мощность напольно-потолочных кондиционеров обычно составляет 4–9 кВт по холоду и теплу.

В больших помещениях — залах, ресторанах, холлах, особенно там, где нет подвесных потолков, часто используются кон-

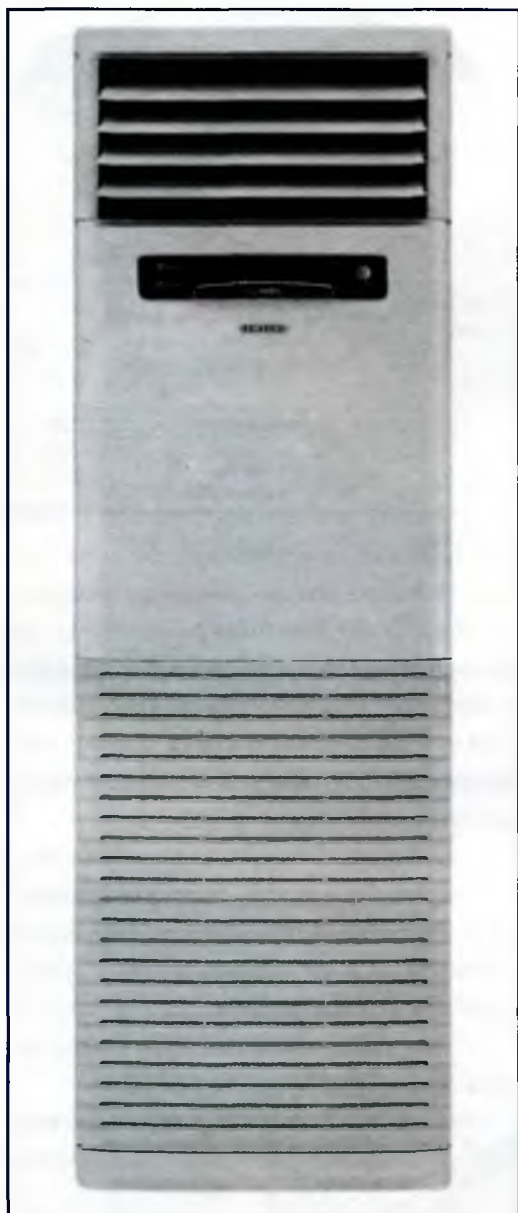


Рис. III.40.
Кондиционер
колонного типа
серии APH фирмы
SAMSUNG

делительные жалюзи с автоматическим регулированием направления воздушного потока.

Основные технические характеристики кондиционеров колонного типа серии APH фирмы SAMSUNG (Корея) приведены в табл. III.41.

Еще один тип кондиционеров сплит-систем — кондиционеры кассетного типа, специально разработанные для больших помещений с подвесным потолком — операционных залов банков, офисов, супермаркетов. Они очень хорошо вписываются в интерьер помещения и во многих случаях их использование — единственное решение проблемы кондиционирования помещения (рис. III.42).

Внутренний блок монтируется в пространстве за подвесным потолком, при этом видна только декоративная решетка с размерами, как правило, соответствующими стандартному размеру 600 × 600 мм потолочной панели.

Воздух из помещения забирается через центральную решетку внутреннего блока, проходит в нем все виды обработки и далее распределяется по четырем направлениям через регулируемые жалюзи, что обеспечивает равномерный воздухообмен в помещении.

В кассетных кондиционерах предусмотрена возможность подсоединения воздуховодов как для подачи небольшого количества свежего воздуха (до 10%), так и для распределения подготовленного воздуха через дополнительные вентиляционные решетки.

Таблица III.41

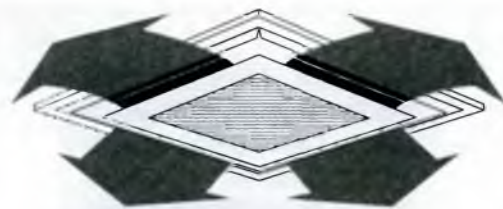
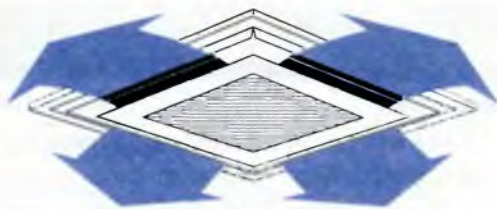
ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАПОЛЬНЫХ
СПЛИТ-СИСТЕМ SAMSUNG КОЛОННОГО ТИПА

Модель	Размеры внутреннего блока	Мощность, кВт		Потребляемая мощность, кВт	
		Холод	Тепло	Холод	Тепло
A-H-2807ER	500 × 1,820 × 320	7,55	8,7	2,7	2,9
A-H-450PG	500 × 1,810 × 400	14,5	14,5	4,8	4,8

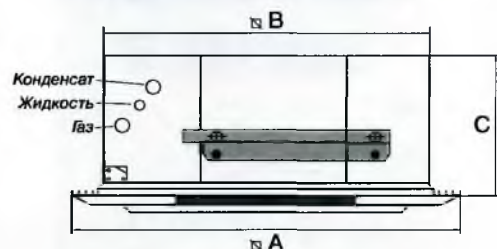
диционеры колонного типа. Такие кондиционеры имеют большую холодопроизводительность и создают сильный воздушный поток, который может первоначально подаваться в потолочное пространство, а затем равномерно распространяться на весь объем помещения (рис. III.40).

Как правило, такие кондиционеры имеют распре-

Рис. III.42.
Кассетный
кондиционер



Мощность кассетных кондиционеров обычно составляет 6–13 кВт по холоду и теплу.



§ 3.2.2 Конструкция

Конструкция кондиционеров сплит-систем определяется основными требованиями, предъявляемыми к кондиционерам этого класса:

- ◆ доступная цена;
- ◆ бесшумность работы;
- ◆ надежность и долговечность;
- ◆ простота управления;
- ◆ широкий диапазон применения;
- ◆ достаточно легкий и быстрый монтаж.

Рассмотрим характеристики, конструкцию, алгоритмы управления, а также способы адаптации к низким температурам на примере настенных кондиционеров серии CP фирмы DELONGHI.

Рис. III.43.
Схема холодильного контура кондиционера серии CP фирмы DELONGHI

Настенные кондиционеры этой серии

работают как на охлаждение, так и на обогрев, и имеют холодопроизводительность от 1,8 до 5,0 кВт. Они были разработаны специально для небольших жилых и офисных помещений, отвечают самым требовательным вкусам, создавая высокий уровень комфорта в кондиционируемом помещении независимо от погоды и времени года.

Новейшие дизайнерские решения, изящная форма и плавность линий кондиционера делают возможным установку кондиционеров DELONGHI в помещениях с самым современным интерьером.

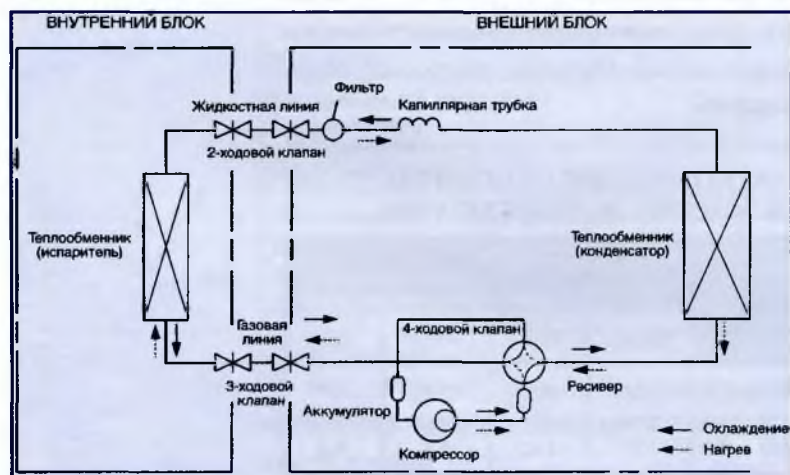
Схема холодильного контура кондиционера серии CP показана на рис. III.43.

Работа холодильного контура и назначение основных элементов были рассмотрены в разделе 3.1.

Рассмотрим более подробно состав наружного и внутреннего блоков, представленных на рис. III.44.

В наружном блоке установлены компрессор (1), четырехходовой клапан (2), теплообменник-конденсатор (3) и капиллярная трубка.

Компрессор закрыт звукоизоляцией (4). Обдув конденсатора производится вентилятором (5) через жалюзи кожуха (6) и выходную решетку (7). Соединение с трубами холодильного контура осуществляется двухходовым клапаном (8) и трехходовым клапаном (9).



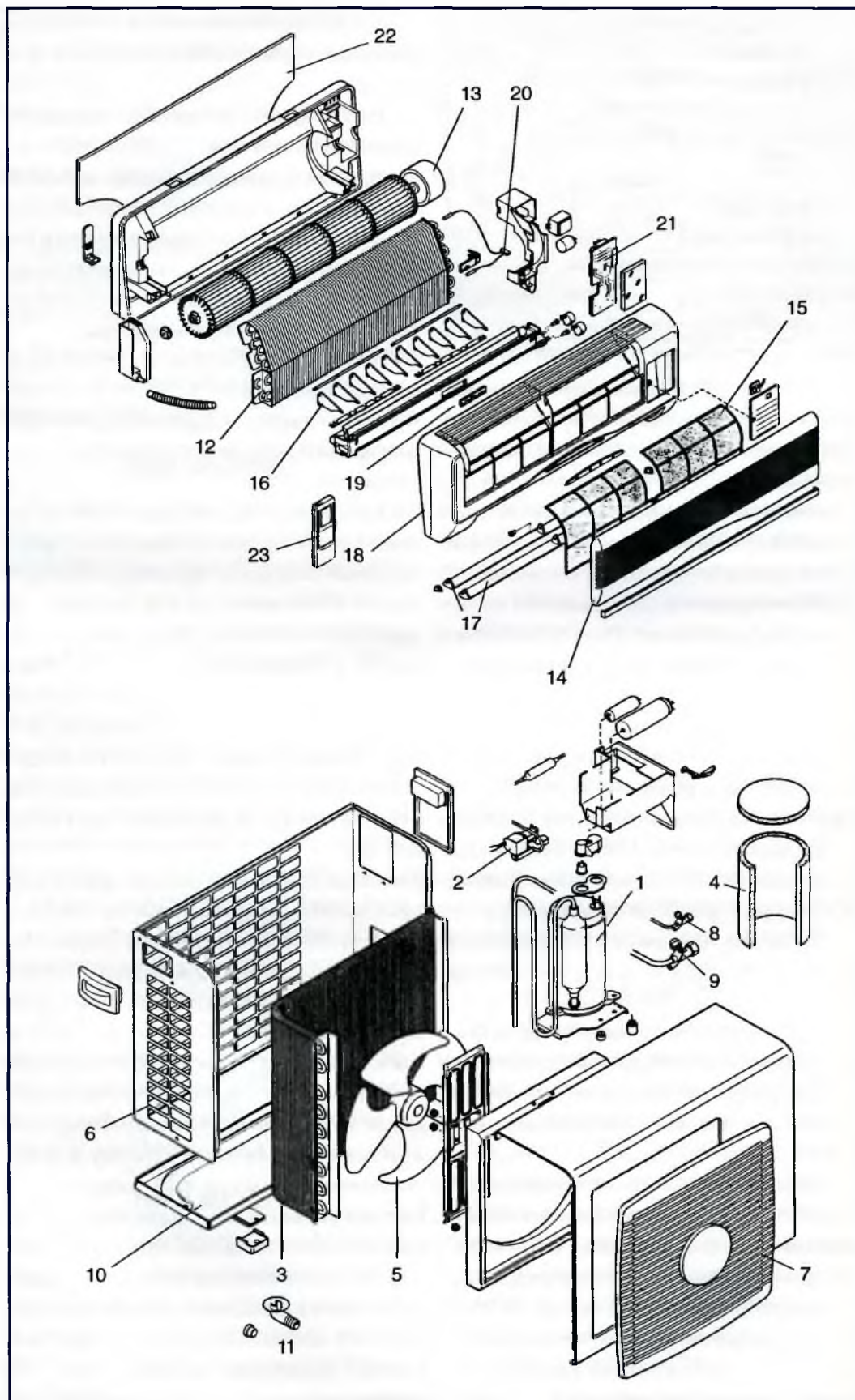


Рис. III.44.
Состав внешнего
и внутреннего блоков
кондиционера серии CP

- 1 – компрессор;
- 2 – четырехходовой клапан;
- 3 – теплообменник-конденсатор;
- 4 – звукоизоляция;
- 5 – вентилятор;
- 6 – кожух;
- 7 – выходная решетка;
- 8 – двухходовой клапан;
- 9 – трехходовой клапан;
- 10 – поддон;
- 11 – сливной патрубок;
- 12 – теплообменник-испаритель;
- 13 – вентилятор тангенциального типа;
- 14 – решетка;
- 15 – входной фильтр;
- 16 – направляющие жалюзи;
- 17 – створки;
- 18 – лицевая панель;
- 19 – светодиоды;
- 20 – датчики температуры;
- 21 – плата управления;
- 22 – монтажная плата;
- 23 – пульт дистанционного управления

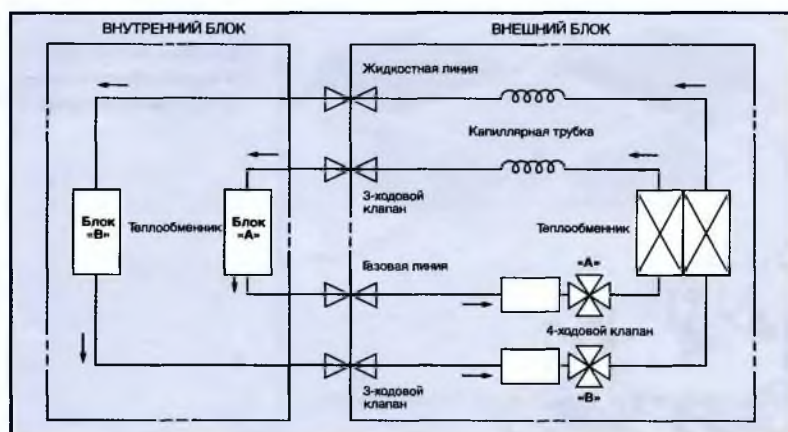


Рис. III.45.
Схема холодильного
контура кондиционера
серии CDP

Отвод дренажа из внешнего блока при работе в режиме обогрева производится самотеком из поддона (10) через сливной патрубок (11).

Внешний блок устанавливается на специальной монтажной раме, прикрепляемой к стене здания (на рисунке не показаны).

Во внутреннем блоке расположен теплообменник-испаритель (12). Обдув теплообменника производится вентилятором тангенциального типа (13).

Воздух из помещения забирается через решетку (14) и входной фильтр (15). Через направляющие жалюзи (16) и створки (17) обработанный воздух подается в помещение.

На лицевой панели (18) устанавливаются светодиоды (19) сигнализации режима работы и неисправности кондиционера.

Датчиками температуры (20) замеряется температура воздуха на входе в кондиционер и температура теплообменника-испарителя.

Плата управления (21) с микропроцессором управляет работой всего кондиционера.

Внутренний блок устанавливается на монтажной плате (22), прикрепляемой к стене помещения.

Кондиционеры с двумя внутренними блоками серии CDP 2 имеют два независимых холодильных контура, каждый из которых обслуживает свой внутренний блок (рис. III.45).

Конденсаторы обоих контуров выполнены в виде единого теплообменного блока, обдуваемого одним вентилятором, но с раздельной циркуляцией хладагента.

Внутренние блоки могут включаться и работать в разных режимах независимо друг от друга.

Рассмотрим основные элементы холодильного контура.

Компрессор — в кондиционерах до 3,5 кВт применяется компрессор типа SCROLL, обеспечивающий бесшумность работы и пониженный пусковой ток. На моделях мощностью 5 кВт применяются поршневые компрессоры с подогревом картера.

Регулятор потока — представляет собой капиллярную трубку.

Теплообменники — выполняются в виде многорядной медной трубки с пластинчатым оребрением.

Вентиляторы — во внешнем блоке устанавливаются осевые вентиляторы с регулируемой скоростью вращения. Во внутреннем блоке используются вентиляторы тангенциального типа. Такие вентиляторы хорошо вписываются в конструкцию блока и позволяют получить широкую струю выходящего воздуха с малым уровнем шума.

Дренажная система — при работе кондиционера может происходить конденсация влаги из воздуха, проходящего через испаритель.

Для сбора конденсата, образующегося при прохождении воздушного потока через испаритель, имеется специальный поддон, откуда влага самотеком выводится на улицу либо отводится в канализацию или дополнительную емкость. В некоторых случаях для отвода конденсата используется дренажный насос, который позволяет забрать конденсат из поддона внутреннего блока, поднять его на необходимую высоту и далее самотеком направить в канализацию.

Система управления — выполнена на базе микропроцессора, так как широкий диапазон различных режимов работы кондиционера, обилие выполняемых функций, дистанционное управление, самодиагностика требуют применения сложных алгоритмов управления.

Различные модели кондиционеров обязательно имеют следующие основные режимы:

- 1) Охлаждение (снижение температуры в помещении).
- 2) Обогрев (повышение температуры в помещении).
- 3) Осушение (снижение влажности в помещении).
- 4) Вентиляция.

Рассмотрим алгоритмы управления на примере основных режимов работы кондиционера серии CP.

Режим охлаждения

На режим охлаждения кондиционер включается при повышении температуры в помещении выше заданной. После достижения заданной температуры компрессор и вентилятор наружного блока отключаются.

Для большего комфорта скорость вращения вентилятора внутреннего блока автоматически снижается по мере приближения температуры к заданному значению. С пульта дистанционного управления можно задать желаемую скорость вентилятора, которая сохраняется постоянной даже при отключении компрессора наружного блока.

Обороты вентилятора наружного блока регулируются в зависимости от температуры теплообменника внутреннего блока, обеспечивая постоянное давление конденсации.

При понижении температуры наружного воздуха и, как следствие, снижении давления конденсации обороты вентилятора внешнего блока уменьшаются вплоть до полной его остановки.

Режим обогрева

В режиме обогрева кондиционер включается при понижении температуры в помещении ниже заданной. После достижения заданной температуры в помещении компрессор и вентилятор наружного блока отключаются.

Управление оборотами вентилятора внутреннего блока производится так же, как и в режиме охлаждения. Отличается только количеством «ступенек» скорости и тем, что вентилятор не выводится на максимальную скорость.

После отключения компрессора внутренний блок еще некоторое время работает, что обеспечивает более равномерное распределение температуры.

Вентилятор внутреннего блока начинает работу после пуска компрессора с задержкой по времени в несколько минут.

Работа кондиционера в режиме обогрева при низких температурах наружного воздуха связана с уменьшением теплопроизводительности и возможностью обледенения теплообменника наружного блока. Как эти проблемы решаются в кондиционерах сплит-систем *DELONGHI*, в частности в моделях CP, подробно рассмотрено в разделе 3.2.4.

Режим вентиляции

Этот режим особых пояснений не требует. Компрессор и вентилятор наружного блока выключены, а вентилятор внутреннего блока работает на скорости, заданной с пульта дистанционного управления. Естественно, что режим автоматического управления скоростью вентилятора не задействован.

Режим осушки

В принципе, работа кондиционера в режиме охлаждения в ряде случаев связана с конденсацией водяных паров, что приводит к осушке воздуха в помещении. Поэтому специальный режим осушки направлен на интенсификацию процесса конденсации.

Если температура воздуха в помещении соответствует заданной с пульта дистанционного управления или превышает ее не более чем на 4 °C, то вентилятор внутреннего блока работает постоянно на минимальных оборотах в режиме SILENT (БЕСШУМНЫЙ).

§ 3.2.3 Основные режимы работы кондиционера

§ 3.2.4 Дополнительные режимы работы кондиционера

Компрессор и вентилятор наружного блока работают циклично, чтобы, с одной стороны, максимально снизить температуру воздуха, проходящего через теплообменник внутреннего блока, а с другой — как можно меньше понизить температуру воздуха в помещении, поскольку она и так уже близка к заданной.

Если температура воздуха в помещении

превышает заданную более чем на 4 °C, то кондиционер работает в режиме охлаждения. При этом скорость вращения вентилятора внутреннего блока соответствует заданному значению с пульта управления.

Если температура в помещении ниже заданного значения, то компрессор и вентилятор наружного блока отключаются, а вентилятор внутреннего блока работает в режиме SILENT.

Дополнительные функции и режимы, безусловно, позволяют повысить потребительские свойства кондиционеров.

Ночной режим

Этот режим задается на определенное время, как правило на несколько часов, после которого кондиционер отключается. Вентилятор внутреннего блока включается на режим SILENT (бесшумная скорость вращения).

Если кондиционер работал в режиме охлаждения, то через 30 мин работы заданная температура автоматически увеличивается на 1 °C, а еще через 1 ч — на 2 °C.

Если кондиционер работал в режиме обогрева, то через 1 ч работы заданная температура автоматически понижается на 2 °C.

Такое изменение температуры позволяет создать комфортные условия во время сна.

Режим FULL AUTO

Иногда не требуется задание точных условий в помещении, а сама процедура включения кондиционера может кому-то показаться достаточно сложной. В этом случае может использоваться режим FULL AUTO.

Кондиционер после включения замеряет температуру воздуха в помещении, определяет, в каком режиме надо работать: охлаждения или обогрева и затем поддерживает заданную для данного режима температуру. Для режима охлаждения такая температура составит 25 °C, а для режима обогрева — 20 °C.

Если температура в помещении находится в диапазоне 19–25 °C, то автоматически выбирается режим вентиляции или осушки.

Скорость вращения вентилятора внутреннего блока также меняется автоматически.

Горячий запуск

Данная функция предусмотрена только для режима обогрева и позволяет работать вентилятору внутреннего блока только в том случае, когда температура теплообменника внутреннего блока является уже достаточно высокой. Благодаря этому исключается возможность поступления в помещение потока холодного воздуха. Для каждой скорости существует свой порог температуры, зависящий от разности температур теплообменника внутреннего блока и помещения.

Самодиагностика

В процессе работы кондиционера микропроцессор контролирует режим его работы, а также состояние внешнего и внутреннего блока.

Каждому режиму и возможной неисправности соответствует своя комбинация работы светодиодов на лицевой панели внутреннего блока, по которой можно определить состояние кондиционера.

Более подробная информация может быть получена при подключении компьютера к выходному порту на плате управления. Естественно, такое подключение может выполняться только сервисной службой.

Адаптация к российским условиям и, в частности, к низким температурам наружного воздуха — это довольно сильная позиция кондиционеров *DELONGHI* для потребителя.

Работа любого кондиционера при низких температурах наружного воздуха сопряжена, во-первых, с ухудшением его характеристик — холодо- и теплопроизводительности, а во-вторых, с отключением кондиционера из-за срабатывания защитных устройств, предотвращающих его возможное повреждение.

Проблемы, связанные с работой кондиционера при низких температурах наружного воздуха, описаны в разделе 3.1.5.

Рассмотрим более подробно мероприятия по парированию этих проблем, выполненные на кондиционерах серии *CP* фирмы *DELONGHI*.

Повышение надежности работы автоматики при низких температурах

Как правило, во внешнем блоке многих кондиционеров устанавливаются платы управления. Низкая температура наружного воздуха, колебания температуры, повышенная влажность могут сильно снизить надежность ее работы.

Основным отличием кондиционеров серии *CP* является отсутствие датчиков и платы управления во внешнем блоке. Все управление производится микропроцессором и датчиками температуры, расположенными во внутреннем блоке.

Такое решение, с одной стороны, существенно повысило надежность работы системы управления кондиционером при низких температурах наружного воздуха, так как все элементы автоматики находятся в зоне положительных температур, т.е. в «тепличных условиях».

С другой стороны, потребовались новые алгоритмы управления кондиционером, основанные на постоянных замерах темпера-

туры воздуха в помещении и температуры теплообменника внутреннего блока.

Датчик температуры теплообменника внутреннего блока расположен на «калачах» теплообменника таким образом, что он довольно точно замеряет температуру испарения в режиме охлаждения или температуру конденсации в режиме обогрева.

Таким образом, микропроцессор всегда «знает» не только текущее давление испарения или конденсации, но и динамику изменения этих давлений. Поэтому в кондиционерах серии *CP* не устанавливаются специальные реле низкого и высокого давления, характерные для кондиционеров других марок.

Меры по предотвращению снижения холодопроизводительности в режиме охлаждения

В связи с понижением температуры атмосферного воздуха, обдувающего конденсатор внешнего блока, уменьшаются температура и давление конденсации, а также расход жидкого хладагента, поступающего в испаритель внутреннего блока.

Борьба с этим явлением в кондиционерах фирмы *DELONGHI* ведется за счет регулирования скорости вращения вентилятора внешнего блока.

Причем, если регулирование скорости вращения вентилятора у некоторых производителей рассматривается как опция, то у кондиционера *DELONGHI* — это стандартная комплектация.

Скорость вращения вентилятора уменьшается ступенчато при снижении давления испарения, замеряемого по температуре *ST2* теплообменника внутреннего блока. (рис. III.46).

Изменение оборотов вентилятора до *min* происходит при снижении температуры *ST2* ниже 5 °C (PA17), а полное отключение вентилятора — при снижении *ST2* ниже минус 2 °C (PA32).

§ 3.2.5 Адаптация кондиционеров DELONGHI к низким температурам наружного воздуха

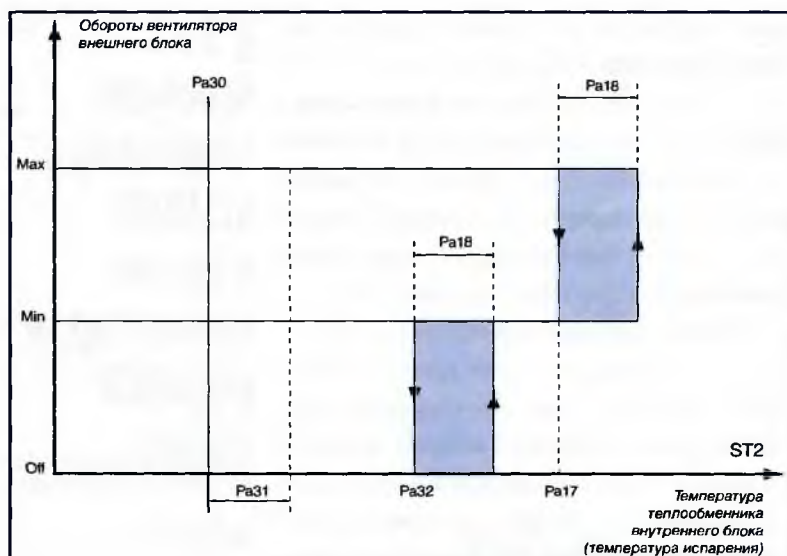


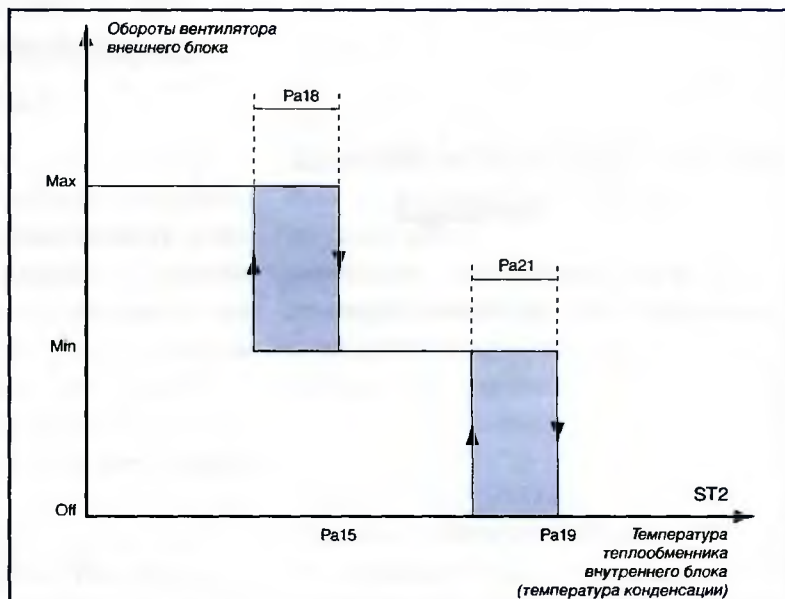
Рис. III.46.
Программа регулирования оборотов вентилятора наружного блока в режиме охлаждения для кондиционера CP40

При снижении температуры испарения ниже минус 2 °C (Pa30) компрессор внешнего блока отключается.

В обратную сторону процесс идет с гистерезисом 2 °C (Pa31 и Pa18).

Значения параметров управления для различных моделей кондиционеров могут отличаться друг от друга и вводятся в память микропроцессора заводом-изготовителем или сервисным центром.

Рис. III.47.
Программа регулирования оборотов вентилятора наружного блока в режиме обогрева кондиционера CP40



Компенсация снижения теплопроизводительности в режиме обогрева

В режиме обогрева при уменьшении давления конденсации, замеряемого по температуре ST2 теплообменника внутреннего блока, скорость вращения вентилятора наружного блока ступенчато увеличивается (рис. III.47).

На кондиционере CP-40 увеличение оборотов вентилятора до *max* происходит при

снижении температуры конденсации ST2 ниже 42 °C (Pa15) с учетом гистерезиса 2 °C (Pa18).

При температуре конденсации ST2 более 48 °C (Pa19) вентилятор внешнего блока останавливается. При дальнейшем увеличении температуры ST2 еще на 3 °C отключается компрессор наружного блока.

Борьба с обмерзанием теплообменника наружного блока при длительной работе в режиме обогрева

Рассмотрим реальный алгоритм работы системы размораживания наружного блока на примере кондиционера CP-40.

Поскольку условия работы кондиционера могут быть самыми разнообразными, то в микропроцессоре заложено несколько программ «разморозки».

Во всех программах исходными данными для анализа состояния теплообменника наружного блока является температура в помещении (ST1) и температура теплообменника внутреннего блока (температура конденсации) ST2.

Для исключения ложного включения разморозки во всех программах замеряется

суммарное время наработки компрессора с момента включения режима обогрева или с момента окончания предыдущего цикла разморозки. При этом требуется, чтобы температура ST2 в течение заданного времени не превышала установленного значения, а вентиляторы наружного и внутреннего блоков проработали на постоянной скорости определенное время.

Две программы используются при циклической работе кондиционера, когда компрессор включается периодически и кратко-временно.

Одна из программ является программой превентивной разморозки (разморозка по типу А), а другая является основной (разморозка по типу С). Программы отличаются временем наработки компрессора, длительностью цикла разморозки и соответствующей разностью температур ST2 и ST1.

Циклограмма разморозки по типам А и С показана на *рис. III.48*.

Микропроцессор считает суммарное

время наработки компрессора с момента включения кондиционера на режим обогрева или завершения цикла предыдущего размораживания и замеряет температуру ST2.

Разморозка включается при одновременном выполнении условий, указанных в *табл. III.49*.

Таким образом, при циклической работе кондиционера уже через 70 мин наработки компрессора начинается контроль состояния теплообменника наружного блока по параметрам разморозки по типу С. Если критичных условий не выявлено, то кондиционер продолжает работать, а система постоянно ведет контроль необходимости размораживания.

Если за 120 мин суммарной наработки компрессора не возникло необходимости размораживания, то система переходит на превентивный режим контроля по параметрам разморозки по типу А.

Поскольку параметры разморозки по типу А менее жесткие, чем параметры

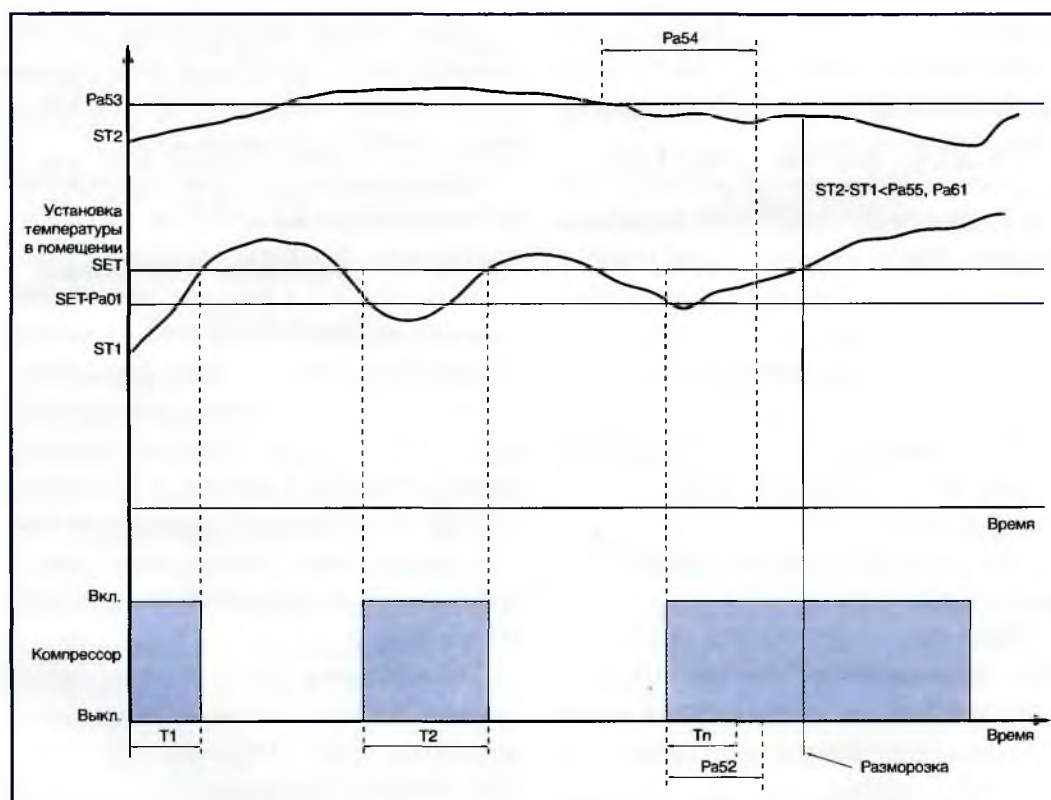


Рис. III.48.
Циклограмма разморозки по типам А и С для кондиционера CP 40

Таблица III.49.

ПАРАМЕТРЫ РАЗМОРОЗКИ КОНДИЦИОНЕРОВ DELONGHI

Параметр	Разморозка по типу А	Разморозка по типу С	Разморозка по типу В
Суммарное время наработки компрессора	Более 120 мин (Pa49)	Более 70 мин (Pa51)	Более 50 мин (Pa50)
Время непрерывной работы компрессора и работы на постоянной скорости вентиляторов наружного и внутреннего блоков (Pa52)	Более 5 мин	Более 5 мин	Более 5 мин
Время (Pa54), в течение которого температура ST2 не превышает заданное значение 25,5°C (Pa53)	Более 5 мин	Более 5 мин	Более 5 мин
Разница между температурой теплообменника и температурой в помещении (ST2-ST1)	Менее 1,5°C (Pa55)	Менее 1,0°C (Pa61)	Менее 1,0°C (Pa59)
Разница между температурами ST2' текущего и ST2 предыдущего замеров	—	—	Более 1,0°C (Pa57)
Время разморозки	4 мин (Pa56)	10 мин (Pa62)	4 мин (Pa56)

разморозки по типу С, то включение, при необходимости, режима разморозки будет производиться в начальный момент обледенения на короткое время.

Таким образом, режим разморозки по типу С, являющийся своего рода аварийным режимом, может быть реализован только в начале работы кондиционера в режиме обогрева, когда условия работы кондиционера еще не до конца выявлены микропроцессором.

Если кондиционер работает в непрерывном режиме, то применяется режим разморозки по типу В.

Циклограмма разморозки по типу В показана на рис. III.50.

Микропроцессор считает суммарное время непрерывной работы компрессора с момента включения кондиционера в режим обогрева или завершения цикла предыдущего размораживания.

Через 50 мин непрерывной работы компрессора начинает замеряться каждые 16 минут (Pa58) температура ST2' и сравнивается с предыдущим замером ST2.

Разморозка по типу В включается при одновременном выполнении условий, указанных в табл. III.49.

Таким образом, в наиболее тяжелом для кондиционера режиме непрерывной работы контроль обледенения начинает функционировать уже через 50 мин и постоянно повторяется каждые 16 мин. Интервал времени между повторными замерами выбран таким образом, чтобы определить образование льда на начальном этапе, что позволило ограничиться временем разморозки, не превышающим 6 мин.

Таким образом, примененные на кондиционерах фирмы DELONGHI программы разморозки теплообменника наружного блока позволяют контролировать появление

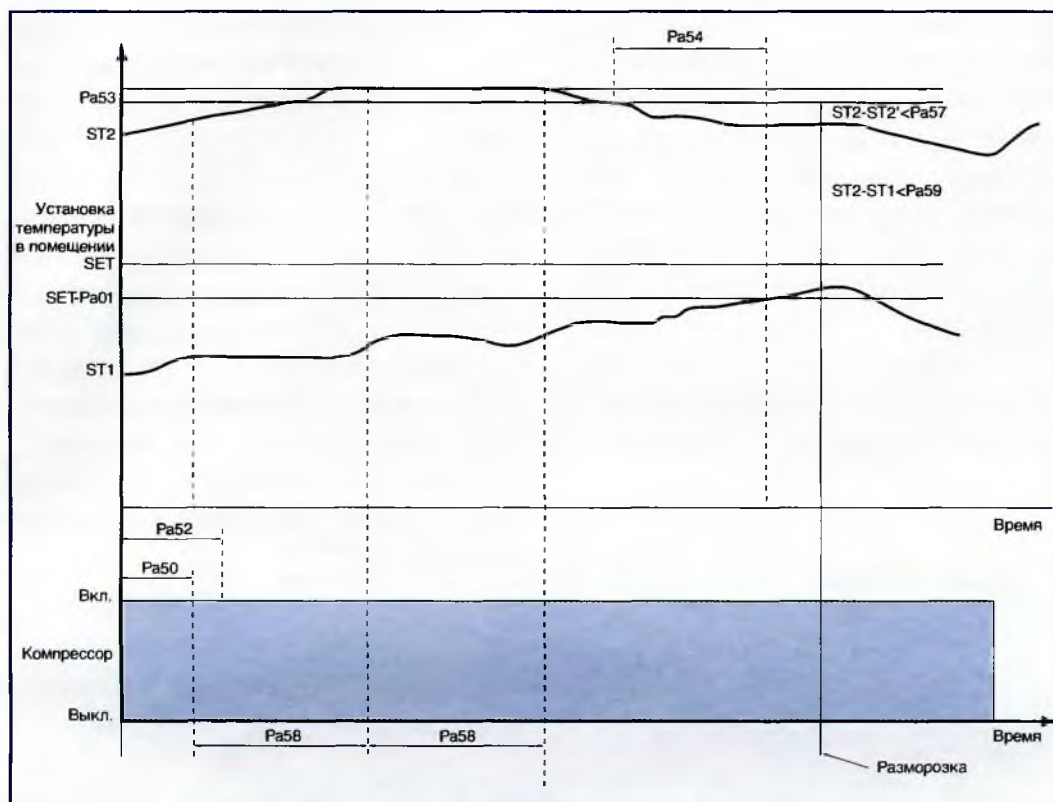


Рис. III.50.
Циклограмма
разморозки по типу В
для кондиционера
CP40

льда на начальной стадии и тратить минимальное количество электроэнергии и времени на его удаление.

Поэтому если наружные блоки кондиционеров многих производителей зимой можно увидеть заросшими «ледяной шубой», то на кондиционерах фирмы *DELONGHI* Вы не увидите даже инея.

Предотвращение возможности повреждения компрессора при пуске

Напомним, что во время остановки компрессора, при низких температурах наружного воздуха, жидкий хладагент растворяется в масле, находящемся в картере компрессора. При пуске компрессора возможно вскипание хладагента и выброс масла в выходной трубопровод.

Применение на кондиционерах CP холодопроизводительностью до 3,5 кВт компрессора типа SCROLL, не имеющего масляного картера, позволяет снять остроту проблемы.

На кондиционерах холодопроизводительностью 5 кВт, на которых установлен поршневой компрессор, монтируется обогреватель картера.

Предотвращение опасности попадания жидкого хладагента в компрессор при работе в режиме обогрева

Для исключения попадания жидкого хладагента в компрессор при работе в режиме обогрева в кондиционерах серии CP за компрессором установлен специальный дополнительный ресивер и отделитель жидкости перед компрессором на линии всасывания.

Применение комплекса перечисленных технических мероприятий позволяет адаптировать кондиционеры *DELONGHI* к российскому климату и обеспечить их эффективную работу даже при низких отрицательных температурах.

Это подтверждается многолетним опытом массовой эксплуатации кондиционеров в различных регионах России.

§ 3.2.6 Многозональные системы с изменяемым расходом хладагента

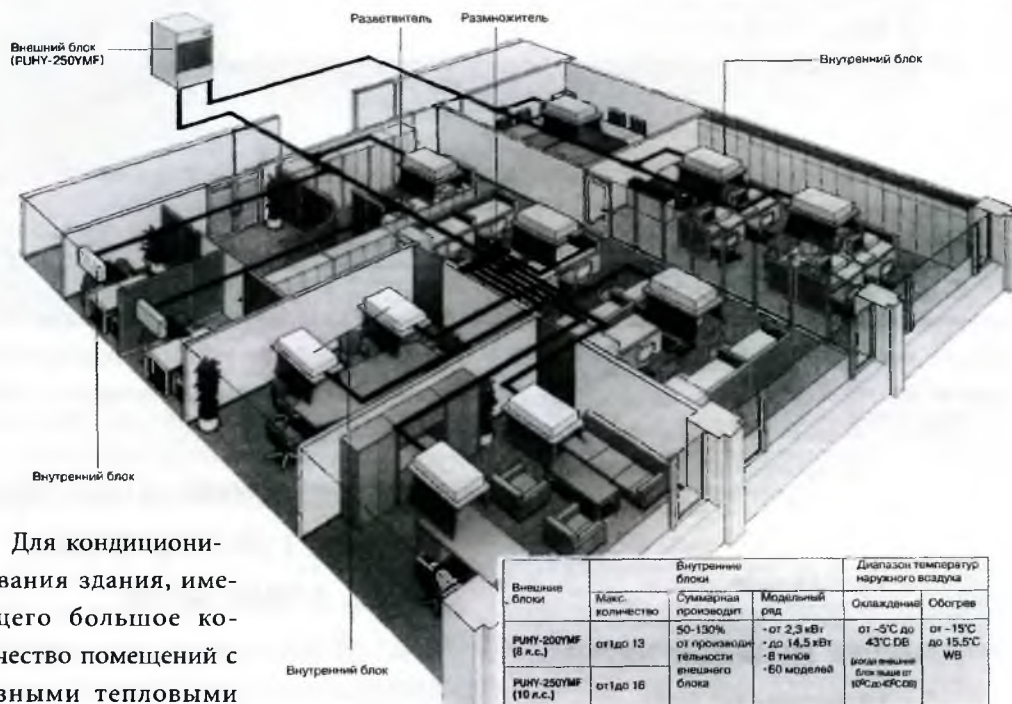
Кондиционеры сплит-систем предназначены для кондиционирования одной комнаты или максимум трех-четырех помещений от одного наружного блока. Поэтому установка большого количества кондиционеров сплит-систем в одном здании не всегда допустима из-за большого количества внешних блоков и ухудшения внешнего вида здания.

Установка внешних блоков во дворе здания может быть ограничена допустимой длиной соединительных трубопроводов.

Работу многозональных сплит-систем рассмотрим на примере оборудования ведущего мирового производителя данного вида кондиционеров — фирмы *MITSUBISHI ELECTRIC*.

MITSUBISHI ELECTRIC в настоящее время является единственным производителем многозональных систем с утилизацией тепла (СИТИ МУЛЬТИ R2) по двухтрубной схеме. У других производителей такие системы выполняются по трехтрубной схеме, что существенно удорожает монтаж и эксплуатацию (подробнее это описано ниже).

В более простых моделях многозональных систем допускается работа внутренних



Для кондиционирования здания, имеющего большое количество помещений с разными тепловыми нагрузками, изменяющимися в течение суток, были разработаны многозональные системы с изменяемым расходом хладагента.

Такие системы позволяют к одному наружному блоку подсоединять до 16 внутренних блоков не только различной мощности, но и различного конструктивного исполнения. Кроме того, блоки могут включаться и работать независимо друг от друга, причем часть их — на режиме охлаждения, а часть — на режиме обогрева.

Внешние блоки	Внутренние блоки		Диапазон температур наружного воздуха	
	Макс. количество	Суммарная мощность	Охлаждение	Обогрев
RPUY-250UMF (8 к.с.)	от 1 до 13	50-130% от провозможности внешнего блока	от -5°C до 43°C DB	от -15°C до 15.5°C WB
RPUY-250UMF (10 к.с.)	от 1 до 16		(когда внешний блок выше от 10°C до 43°C DB)	

Ограничения на трубопровод

Полная длина	Макс. 220 м
Самый длинный участок	Макс. 100 м (90 м)
Самый длинный участок (эквивалентная длина)	Макс. 125 м (115 м)
Самый длинный участок после первого разветвления	Макс. 30 м
Перепад высот между блоками	
Внутренний/внешний (внешний выше)	Макс. 50 м
Внутренний/внешний (внешний ниже)	Макс. 40 м
Внутренний/внутренний	Макс. 15 м



Рис. III.51.

Многозональная система СИТИ МУЛЬТИ Y фирмы *MITSUBISHI ELECTRIC*

блоков только в одном режиме — охлаждения или обогрева. Переключение на режим охлаждения или обогрева производится в автоматическом режиме с помощью внешнего сигнала.

Схема подобной системы СИТИМУЛЬТИ Y фирмы MITSUBISHI ELECTRIC показана на *рис. III.51*.

Внутренние блоки (до 16 внутренних блоков различного типа и мощности), используемые в многозональной системе, имеют электронный терморегулирующий клапан, позволяющий регулировать расход хладагента через блок и, таким образом, изменять мощность блока в зависимости от текущей нагрузки. В обычных блоках устанавливается пневматический терморегулирующий клапан, рассмотренный в разделе 3.1.

Компрессор внешнего блока имеет инвертор, позволяющий регулировать обороты компрессора и, соответственно, в широком диапазоне менять производительность компрессора.

Поскольку внутренние блоки устанавливаются в помещениях, расположенных в разных зонах здания, и не всегда работают на полную мощность одновременно, то производительность наружного блока может быть меньше суммарной производительности внутренних блоков. Естественно, затраты на электроэнергию при этом значительно снижаются.

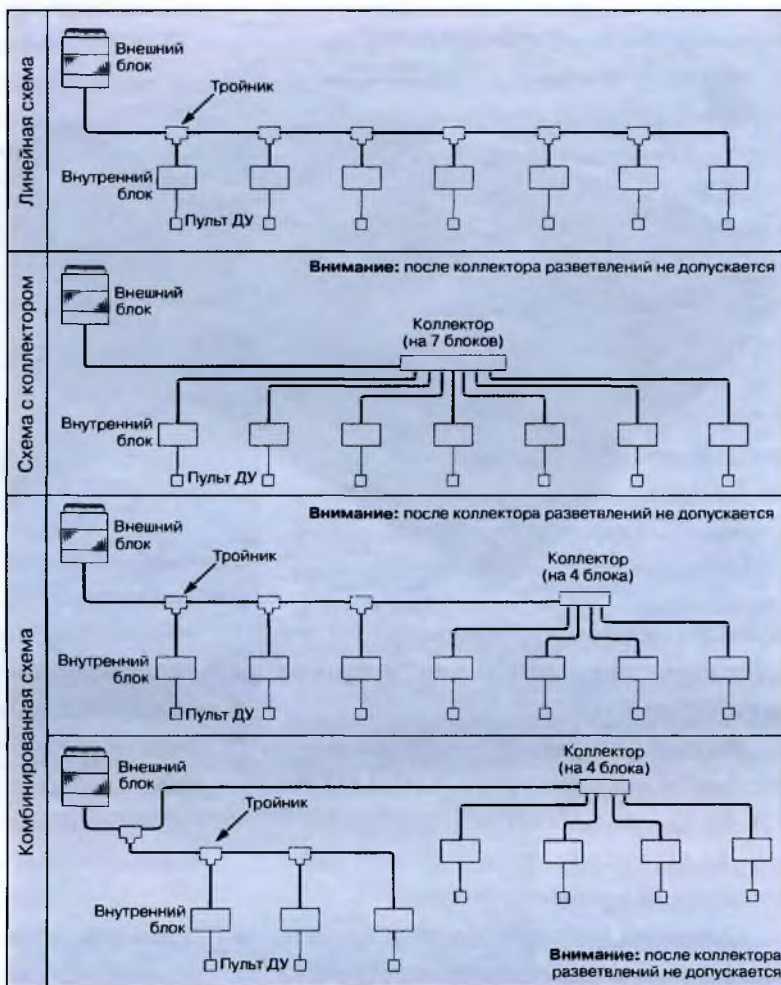


Рис. III.52.
Гидравлическая схема коммутаций системы СИТИ МУЛЬТИ серии Y

При необходимости устанавливается несколько комплектов наружных и внутренних блоков.

Гидравлическая схема коммутаций наружного и внутренних блоков многозональной системы СИТИ МУЛЬТИ серии Y показана на *рис. III.52*.

Внутренние блоки могут подключаться по линейной схеме обычными тройниками либо с помощью распределительного коллектора на 4 или 10 блоков.

В ряде случаев применяется комбинированная схема.

В более сложных моделях внутренние блоки могут автоматически переходить с режима охлаждения на режим обогрева и обратно независимо друг от друга.

При этом происходит «перекачивание» тепла из одного помещения в другое, что

Рис. III.53.
Система
СИТИ МУЛЬТИ R2
фирмы
MITSUBISHI
ELECTRIC



позволяет разгрузить наружный блок и еще более уменьшить затраты электроэнергии на работу системы.

Рассмотрим работу многозональной системы на примере системы СИТИ МУЛЬТИ R2 фирмы MITSUBISHI ELECTRIC (рис. III.53). Система R2 обеспечивает одновременное охлаждение и обогрев.

Основным элементом системы R2 является ВС-контроллер, распределяющий хладагент между внутренними и наружным блоками, через который несколько внутренних блоков подключаются к внешнему блоку.

ВС-контроллер имеет эффективный сепаратор, позволяющий разделить смесь жидкого и парообразного хладагента, идущего от внешнего блока, на пар и жидкость высокого давления.

Пар высокого давления поступает на блоки, работающие на обогрев, а жидкость высокого давления подается на блоки, работающие на охлаждение.

Применение сепаратора позволило выполнить многозональную систему по двухтрубной схеме, когда наружный блок и все внутренние блоки соединяются с ВС-контроллером двумя трубками, что дает возможность существенно упростить монтаж и экс-

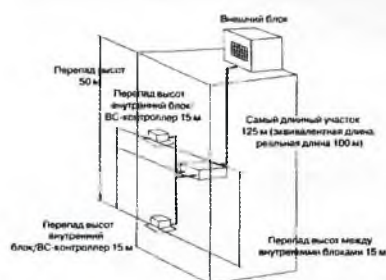
плуатацию системы, снизить количество стыковочных элементов.

Обычно такие системы выполняются по трехтрубной схеме:

- ◆ трубопровод подачи пара высокого давления от наружного блока к внутренним блокам, работающим в режиме обогрева;
- ◆ трубопровод подвода пара низкого давления к наружному блоку от внутренних блоков, работающих в режиме охлаждения;
- ◆ трубопровод подачи жидкого хладагента высокого давления к наружному и внутренним блокам для обеспечения теплового баланса.

По сравнению с трехтрубной, двухтрубная система позволяет, например, при работе на четыре внутренних блока почти в три раза сократить количество стыков (фитингов). Это существенно снижает количество и стоимость материалов, стоимость работ при

Рис. III.54.
Допустимые
длины трубопроводов
и перепады высот
для системы
СИТИ МУЛЬТИ R2



Внешние блоки	Внутренние блоки			Диапазон температур наружного воздуха	
	Максимальное количество	Суммарная пропускная способность	Номинальный расход	Охлаждение	Обогрев
PURV-200YMF (8 л.с.)	от 2 до 16	50-150% от пропускной способности внешнего блока	от 2,3 кВт до 14,5 кВт - 8 типов 60 моделей	от -5°C до 43°C DB	от -12°C до 15°C DB
PURV-250YMF (10 л.с.)					

Ограничения на трубопровод

Полная длина	Макс. 220 м
Самый длинный участок	Макс. 100 м (90 м)
Самый длинный участок (эквивалентная длина)	Макс. 125 м (115 м)
Между внешним блоком и ВС-контроллером	Макс. 70 м (60 м)
Между ВС-контроллером и внутренним блоком	Макс. 30 м
Перепад высот между блоками	
Внутренний/внешний (внешний выше)	Макс. 50 м
Внутренний/внешний (внешний ниже)	Макс. 40 м
Внутренний/ВС-контроллер	Макс. 15 м*
Внутренний/внутренний	Макс. 15 м*

Примечание: цифры в скобках для случая, когда суммарная пропускная способность внутренних блоков составляет от 131 до 150% от пропускной способности внешнего блока.
* Для моделей 125- и выше до 16 м

монтаже и эксплуатации системы. Следует отметить и допустимые большие длины трубопроводов и большие допустимые перепады по высоте установки блоков (рис. III.54).

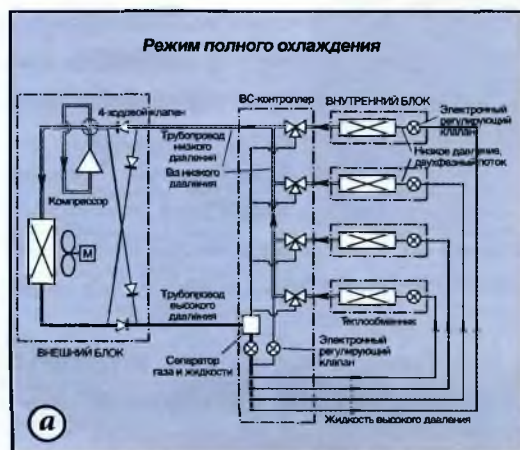
Внутренние блоки различных типов и мощности могут подсоединяться к ВС-контроллеру параллельно либо последовательно в зависимости от мощности (блоки малой

модерулирующие клапаны, установленные в каждом внутреннем блоке. После испарения пар низкого давления направляется во внешний блок и через четырехходовой клапан снова поступает на компрессор.

В режиме обогрева (рис. III.55, б) пар низкого давления сжимается в компрессоре. Пар высокого давления подается четырехходовым клапаном на сепаратор ВС-контроллера, а затем на теплообменники внутренних блоков. В теплообменниках пар конденсируется и через электронный терморегулирующий клапан ВС-контроллера смесь пара и жидкости низкого давления поступает в теплообменник наружного блока. После окончательного испарения в теплообменнике пар низкого давления через четырехходовой клапан снова поступает на компрессор.

В случае, когда мощность внутренних блоков, работающих на охлаждение, примерно равна мощности внутренних блоков,

работающих на обогрев, теплообменник наружного блока практически не работает. В этом случае роль конденсатора выполняют теплообменники блоков, работающих на обогрев, а роль испарителя — теплообменники блоков, работающих на охлаждение.



мощности подключаются через переходник-уменьшитель, блоки большой мощности подключаются сразу к двум выходам ВС-контроллера).

Рассмотрим схему работу системы СИТИ МУЛЬТИ R2 на различных режимах (рис. III.55).

В случае, когда все внутренние блоки работают только в режиме охлаждения или только в режиме обогрева, работа системы не отличается от работы системы СИТИ МУЛЬТИ Y и обычных кондиционеров мульти-сплит-систем.

В режиме охлаждения (рис. III.55, а) пар низкого давления сжимается в компрессоре и подается четырехходовым клапаном на теплообменник внешнего блока, где он конденсируется. По трубопроводу высокого давления жидкий хладагент подается на сепаратор ВС-контроллера и затем на теплообменники внутренних блоков через электронные тер-

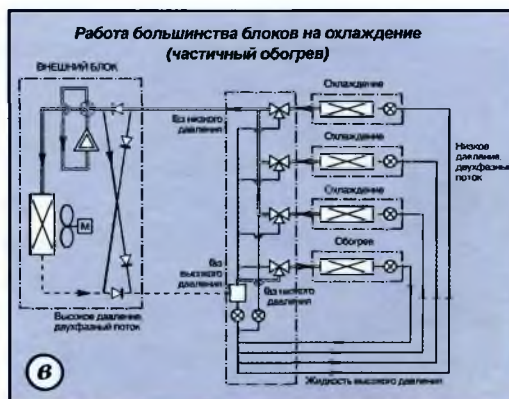
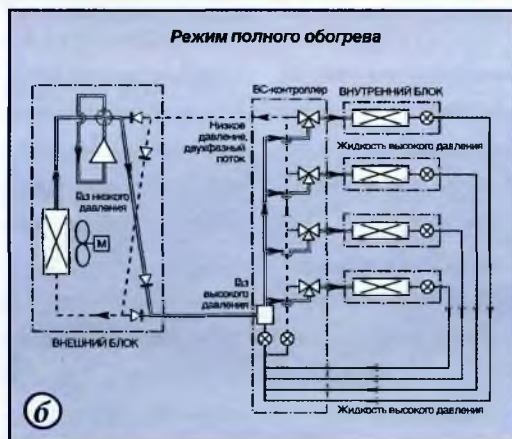


Рис. III.55, а-в. Схема работы системы СИТИ МУЛЬТИ фирмы MITSUBISHI ELECTRIC

Если большинство блоков работает в режиме охлаждения (рис. III.55, в), пар низкого давления сжимается в компрессоре и подается четырехходовым клапаном на теплообменник внешнего блока, где он частично конденсируется. По трубопроводу смесь парообразного и жидкого хладагента высокого давления подается на сепаратор ВС-контроллера.

Парообразный хладагент направляется на теплообменники внутренних блоков, работающих в режиме обогрева.

Жидкий хладагент после сепаратора и жидкий хладагент, сконденсировавшийся в работающих на обогрев внутренних блоках, подается на теплообменники внутренних блоков, работающих в режиме охлаждения. Регулирование расхода жидкого хладагента обеспечивается электронными терморегулирующими клапанами.

После испарения пар низкого давления направляется в наружный блок и через четырехходовой клапан снова поступает в компрессор.

Вентилятор теплообменника наружного блока имеет плавное регулирование скорости.

Если большинство блоков работает в режиме обогрева (рис. III.55, г), пар низкого давления сжимается в компрессоре. Пар высокого давления четырехходовым клапаном подается на сепаратор ВС-контроллера, а затем на теплообменники внутренних блоков, работающих в режиме обогрева. В теплообменниках пар конденсируется.

Жидкий хладагент затем подается на теплообменники внутренних блоков, работа-

ющих в режиме охлаждения, через электронные терморегулирующие клапаны, установленные в каждом внутреннем блоке.

Избыток жидкого хладагента через электронный терморегулирующий клапан ВС-контроллера сбрасывается в трубопровод низкого давления.

Смесь парообразного и жидкого хладагента поступает на теплообменник наружного блока. После полного испарения пар низкого давления через четырехходовой клапан снова поступает на компрессор.

Все многозональные системы с регулируемым расходом хладагента отличаются гибкой системой управления. Во многом высокая стоимость таких систем связана именно с автоматикой.

Каждый элемент системы, внутренний или наружный блоки, управляется собственной микропроцессорной цифровой системой управления, способной работать в единой сети M-NET. Построение системы управления можно сравнить с компьютерной сетью, когда все элементы соединены между собой сигнальной линией, в которую в соответствии с протоколом обмена данными может сбрасываться информация о состоянии данного элемента, а из сети приниматься задания.

Для функционирования сети перед началом работы необходимо каждому элементу присвоить собственный классификационный номер. Для этого на каждом элементе имеются механические переключатели, на которых в соответствии с правилами кодировки выставляется номер.

Система управления собирает информацию об условиях работы всех внутренних и внешних блоков, пультов управления и обеспечивает синхронное регулирование производительности внутренних и внешних блоков, изменение задания, поиск и запоминание ошибок и т.д.

Благодаря такой сети элементы системы можно подключать к любой точке сигнальной линии и производить перегруппировку блоков по пультам управления.

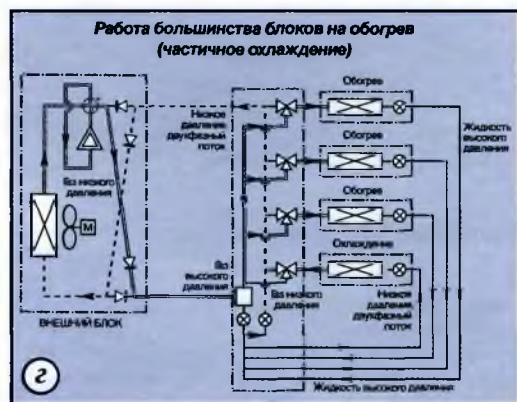


Рис. III.55, г.
Схема работы
системы
СИТИ МУЛЬТИ
фирмы MITSUBISHI
ELECTRIC

Все внутренние блоки, входящие в гидравлическую систему, увязаны в единую систему управления. Существует несколько схем соединения.

Управление с помощью индивидуальных пультов

Обычно к одному внутреннему блоку подключается свой пульт управления. Он может быть обычного типа или упрощенный.

Пульт может управлять не только одним блоком, но и группой блоков. Тогда все блоки в группе будут получать с пульта одинаковые команды. Более того, если все внешние блоки соединены сигнальной линией, то с пульта можно управлять внутренним блоком любой линии.

Особенностью

СИТИ МУЛЬТИ является то, что обычный индивидуальный пульт может работать и как маленький центральный пульт. В таком варианте пульт может управлять независимо 16 блоками.

Управление с помощью центрального пульта или компьютера

Если внутренних блоков много, удобнее использовать центральный пульт, с которо-

го можно управлять независимо 100 блоками. Центральный пульт может делать то же, что и простой индивидуальный пульт. Дополнительно с него можно устанавливать график работы для всех блоков на год вперед, смотреть историю ошибок, которые возникали в процессе работы (рис. III.56.).

В качестве центрального пульта можно использовать компьютер. Через серийный интерфейс и связующий процессор ком-

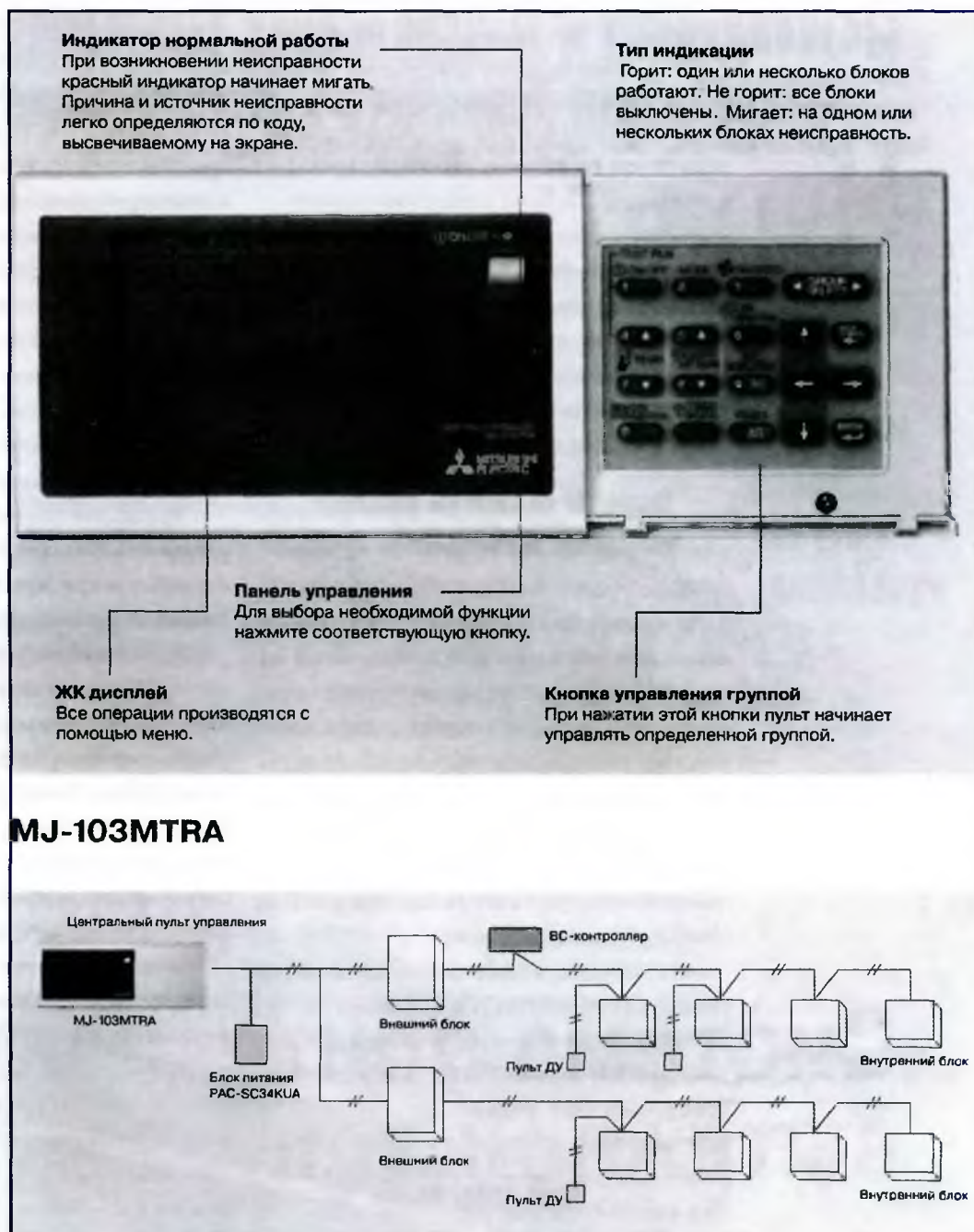


Рис. III.56.
Управление от центрального пульта управления

пьютер подключается к системе кондиционирования. Специальное Программное обеспечение, предлагаемое фирмой *MITSUBISHI ELECTRIC*, облегчает работу диспетчера по управлению кондиционированием.

Если в здании имеется компьютерная сеть, ее легко объединить с кондиционерной сетью и персональные компьютеры будут выполнять функцию пультов управления. Каждый пользователь сможет через компьютер управлять режимом работы кондиционера в своем помещении.

Управление от системы управления инженерными коммуникациями здания

При проектировании новых зданий все чаще возникают задачи завязать управление всеми инженерными коммуникациями на единый диспетчерский пульт. Это так называемые «интеллектуальные» здания, в которых системы кондиционирования и вентиляции, отопления и пожаротушения, безопасности и видеонаблюдения управляются с одного диспетчерского пульта с помощью системы управления зданием — *BMS (Building Monitoring System)*.

На сегодня возможно подключение систем СИТИ МУЛЬТИ к большинству существующих систем управления зданием, например *JOHNSON CONTROLS* или *HONEYWELL*, которые широко применяются в России.

Новые разработки

Дальнейшее развитие многозональных систем направлено в первую очередь на увеличение мощности внешнего блока. В насто-

ящее время фирмой *MITSUBISHI ELECTRIC* разработана система СИТИ МУЛЬТИ BIG Y, позволяющая подключать одновременно до 32 внутренних блоков суммарной максимальной холодопроизводительностью 87,3 кВт и теплопроизводительностью до 97,8 кВт. До холодопроизводительности 58,2 кВт используется один стандартный блок с инверторным приводом. Дальнейшее увеличение мощности обеспечивается подключением дополнительного специального безинверторного блока. Оба блока соединены между собой газовыми и жидкостными трубопроводами и образуют единую гидравлическую систему.

Вторым направлением развития является разработка фирмой *MITSUBISHI ELECTRIC* первой в мире мультизональной системы с водяным охлаждением СИТИ МУЛЬТИ WR2.

В уже известной схеме с утилизацией тепла типа R2 вместо наружного блока с воздушным охлаждением используется компрессорно-конденсаторный агрегат с водяным охлаждением. Учитывая, что нагретую воду в контуре охлаждения можно использовать для хозяйственных нужд в здании, данная схема может рассматриваться как схема с двойной утилизацией тепла.

Такая система позволяет устанавливать компрессорно-конденсаторные блоки внутри помещения, возможно на каждом этаже и работать при низких наружных температурах без потери производительности.

Следует отметить, что кроме водяного цикла охлаждения конденсатора внешнего блока внутренние блоки, системы управления и фреоновые коммуникации системы WR2 ничем не отличается от обычных систем СИТИ МУЛЬТИ.

3.3

КАНАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ И КОНДИЦИОНЕРЫ СПЛИТ-СИСТЕМ С ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИЕЙ

Канальные кондиционеры предназначены, как правило, для кондиционирования нескольких помещений одновременно.

Канальный кондиционер, прежде всего, рассчитан на работу в режиме рециркуляции, и в таком качестве он более близок к кондиционерам сплит-систем, рассмотренным в разделе 3.2.

Основное отличие заключается в том, что внутренние блоки канальных кондиционеров устанавливаются за подшивным потолком, а воздух забирается и раздается воздуховодами по кондиционируемым помещениям.

Внутренний блок канального кондиционера имеет более простую конструкцию, так как к нему не предъявляется требований дизайна в отличие от кондиционеров сплит-систем.

Схема установки и внешний вид внутреннего блока канального кондиционера серии PCHD фирмы MITSUBISHI ELECTRIC показаны на рис. III.57.

Воздух забирается из помещения через заборную решетку, проходит внутренний блок и системой воздуховодов снова подается в помещения через распределительные решетки.

Блок имеет более мощный вентилятор, позволяющий преодолеть сопротивление распределительных воздуховодов и решеток.

Канальный кондиционер, также как и обычный кондиционер сплит-системы, состоит из двух блоков — компрессорно-конденсаторного (наружного блока) и испарительного (внутреннего блока).

Номенклатурный ряд таких кондиционеров по тепло-холодопроизводительности не превышает, как правило, 17 кВт.

Канальный кондиционер рассчитан в основном на работу только на рециркуляцию и не всегда может подавать в помещение свежий воздух. Это вызвано тем, что температура подаваемого в рабочую зону воздуха согласно требованиям СНиПа не должна быть ниже 14–16 °С. Поэтому при меньших тем-

§ 3.3.1 Общие сведения, состав, принципы работы, область применения

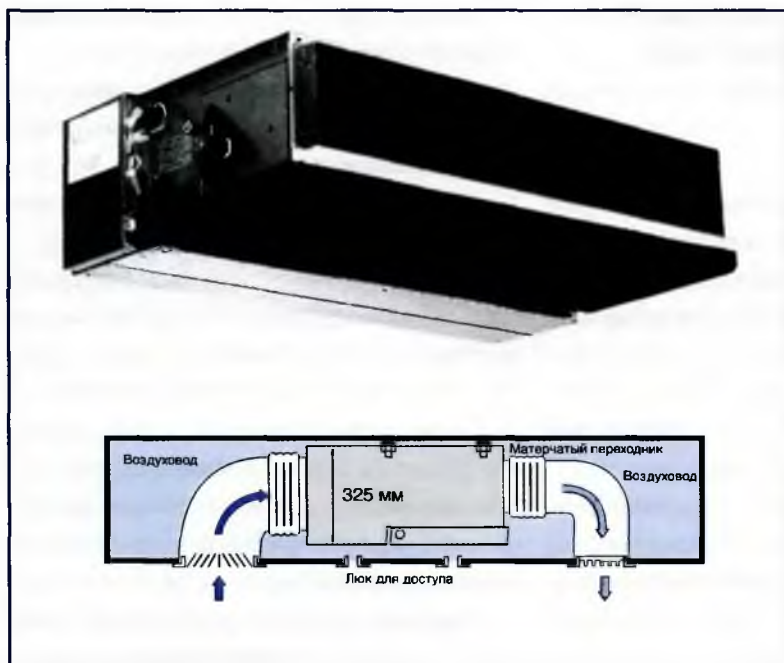


Рис. III.57.
Внешний вид
и схема установки
внутреннего блока
канального
кондиционера

пературах наружного воздуха необходимо обязательно подогревать забираемый с улицы воздух, даже при работе системы в режиме охлаждения.

Подогрев свежего воздуха в прохладное время года может обеспечиваться применением моделей кондиционеров с тепловым насосом. Однако в холодное время года при температуре наружного

воздуха ниже минус 10–15 °С теплопроизводительности кондиционера становится недостаточным.

Для обеспечения круглогодичной подачи свежего воздуха в дополнение к каналному кондиционеру необходимо устанавливать специальные электрические или водяные нагреватели, обеспечивающие необходимый подогрев подаваемого воздуха в прохладное время года, или применять отдельные приточные вентиляционные установки со встроенными нагревателями.

Дополнительные электронагреватели или приточные установки должны иметь свою систему автоматики. Поэтому в случае необходимости круглогодичного использования каналного кондиционера с подачей свежего воздуха необходимо разрабатывать индивидуальную систему управления нагревателем или ставить дополнительный пульт управления приточной установкой. В обоих случаях это приводит к усложнению и удорожанию проекта и дополнительным неудобствам пользователя, вынужденного «работать» двумя пультами.

Более широкими возможностями и преимуществами обладают кондиционеры «сплит-системы с приточной вентиляцией».

Кондиционеры сплит-системы с приточной вентиляцией позволяют эффективно решать одновременно задачи вентиляции и кондиционирования помещения в течение всего года.

Кондиционеры сплит-системы с приточной вентиляцией комплектуются штатными электрическими или водяными нагревателями с широким диапазоном мощности (от 4,5 до 24 кВт). В зависимости от мощности внутреннего блока нагреватели выполняются либо отдельной секцией, либо встраиваются во внутренний блок.

Кондиционеры также укомплектованы единой системой автоматики, управляющей работой кондиционера и обеспечивающей его контроль и плавное регулирование мощности нагревателей.

Управление работой кондиционера (включая нагреватели) производится с единого пульта управления, установленного в помещении.

Возможности по тепло- холодопроизводительности этих кондиционеров также существенно выше и составляют по мощности внутреннего (испарительного) блока до 80 кВт.

Напор вентилятора внутреннего блока составляет 100–150 Па, поэтому блоки имеют низкий уровень шума и могут устанавливаться непосредственно на входе в помещение за фальш-потолком. Возможно комплектование внутреннего блока вентиляторами повышенной мощности, обеспечивающей напор до 250 Па.

Рассмотрим более подробно принцип работы и конструкцию сплит-системы с приточной вентиляцией на примере кондиционеров ведущего европейского производителя климатического оборудования — фирмы CLIVET (Италия).

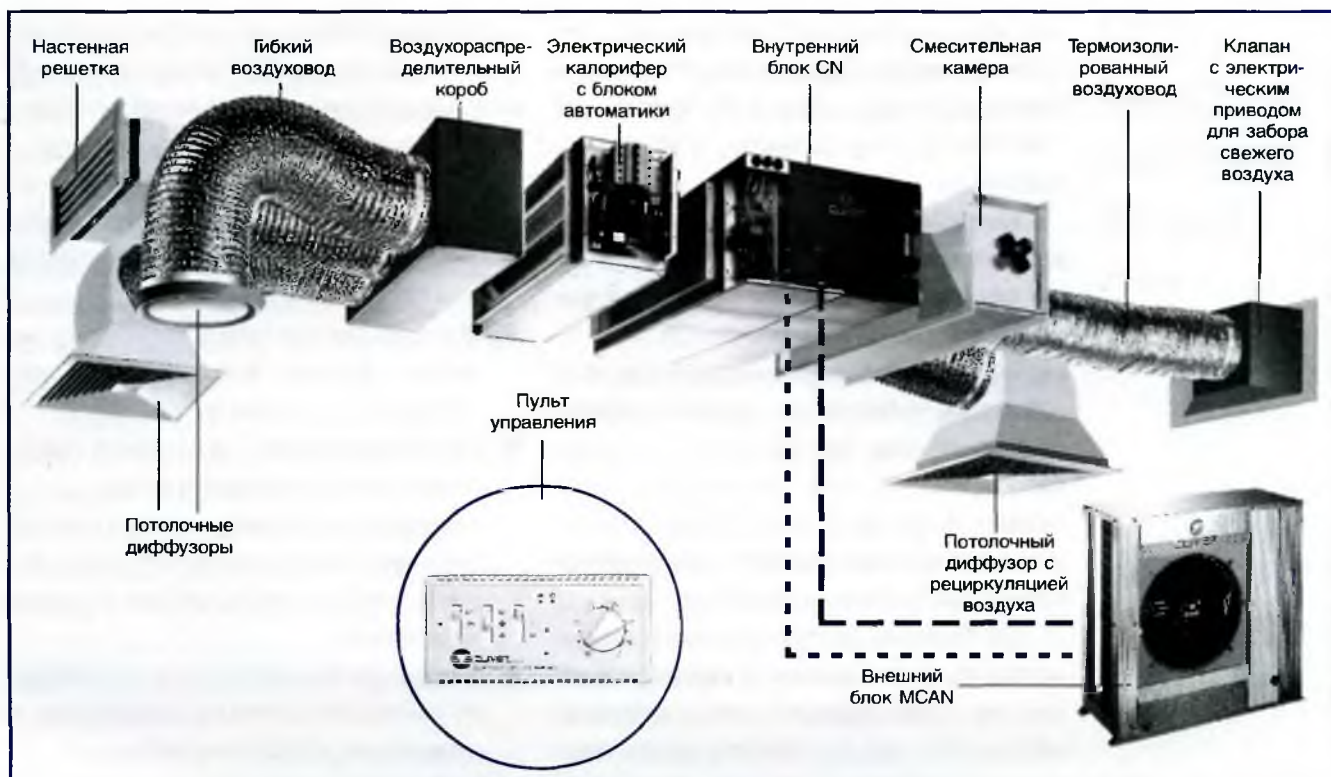
Сплит-системы с приточной вентиляцией предназначены для установки в квартирах и офисных помещениях большого объема, магазинах, ресторанах и других местах, когда одновременно с кондиционированием необходима подача свежего (наружного) воздуха.

Типовая схема построения сплит-системы с приточной вентиляцией мощностью до 20 кВт показана на *рис. III.58*.

Кондиционер сплит-системы с приточной вентиляцией состоит из двух блоков — компрессорно-конденсаторного (внешнего блока) и испарительного (внутреннего блока). Внутренний блок может забирать воздух из помещения и свежий воздух с улицы.

Свежий воздух поступает через наружную решетку и по теплоизолированному воздуховоду подается в смесительную камеру, где смешивается с рециркуляционным воздухом из помещения.

Наружная решетка может быть как регулируемой, так и нерегулируемой. В послед-



нем случае в воздуховоде устанавливается воздушный клапан с электрическим приводом, исключающий попадание холодного воздуха в помещение при выключенной системе.

Рециркуляционный воздух забирается из помещения через решетки (потолочные, настенные и т.д.).

Соотношение свежего и рециркуляционного воздуха регулируется смесительной камерой и определяется санитарно-техническими требованиями, а также условиями работы кондиционера.

Смешанный воздух подается во внутренний блок, где он фильтруется, охлаждается или нагревается. Подготовленный воздух вентилятором внутреннего блока подается в кондиционируемые помещения по системе воздуховодов и распределительных решеток (настенных, потолочных и т.д.).

В одном из помещений, выбранном в качестве эталонного, устанавливается пульт управления всей системой. С пульта задается режим работы кондиционера и температура в помещении.

На пульте управления задается режим работы кондиционера — охлаждение или обогрев, температура в помещении и скорость вентилятора. Некоторые модели пультов автоматически выбирают необходимый режим работы. В этом случае система управления кондиционером анализирует температуру в помещении и заданную на пульте управления. После этого система сама выбирает режим работы, охлаждая или подогревая подаваемый воздух.

На «холодных» моделях подогрев воздуха обеспечивается плавным включением электронагревателей. На моделях с тепловым насосом подогрев выполняется в первую очередь работой теплового насоса. В этом случае обогрев помещений обеспечивается кондиционером за счет реверсирования холодильного цикла (см. раздел 3.1).

Если не хватает теплопроизводительности кондиционера (например, при снижении температуры воздуха на улице, когда падает теплопроизводительность кондиционера), автоматика начинает плавно подключать электрические нагреватели, добиваясь

Рис. III.58.
Схема типовой сплит-системы с приточной вентиляцией

получения необходимой температуры подаваемого воздуха. При температурах наружного воздуха ниже минус 20 °С практически весь обогрев обеспечивается электронагревателями.

Потребная мощность нагревателя может быть снижена использованием рециркуляции, так как количество свежего воздуха, которое необходимо подавать в помещение по санитарным нормам, значительно ниже количества воздуха, требуемого для кондиционирования помещения. Как правило, количество свежего воздуха может составлять до 30% от суммарной подачи, что в большинстве случаев даже перекрывает санитарно-необходимые нормы подачи свежего воздуха.

Особенно эффективно применение моделей с тепловым насосом в переходный период при температуре наружного воздуха от +15 до 0 °С, пока не работает центральная система отопления помещения. В это время кондиционер позволяет примерно в 3 раза сократить расходы электроэнергии на отопление (подробнее см. раздел 3.1).

Типология внешних и внутренних блоков кондиционеров производства фирмы CLIVET приведена на рис. III.59.

Кондиционеры сплит-систем с приточной вентиляцией фирмы CLIVET, как пример наиболее функционально насыщенного оборудования, имеют следующие преимущества:

- Широкий диапазон мощностей — от 8 до 80 кВт по холоду и теплу, — и возможность работы с расходами воздуха от 1200 до 14 000 м³/ч.
- В единой конструкции совмещаются: канальный кондиционер и приточная вентиляционная установка.
- Обеспечивается работа на приток свежего воздуха при любых отрицательных температурах наружного воздуха за счет дополнительных электрических или водяных нагревателей с единой системой автоматики.
- Единая система автоматики — позволяет задать необходимую температуру в помещении, после чего кондиционер сам выбирает режимы работы.
- Малошумная работа внутренних блоков позволяет располагать их за фальш-потолками непосредственно в зоне присутствия людей, что существенно сокращает протяженность вентиляционных коммуникаций и упрощает монтаж.

Рис. III.59.
Типология
кондиционеров
сплит-систем
с приточной
вентиляцией фирмы
CLIVET



Компрессорно-конденсаторный блок предназначен для подготовки жидкого хладагента, подаваемого в теплообменник внутреннего блока.

В компрессорно-конденсаторном блоке устанавливаются элементы, работающие под высоким давлением, — компрессор, теплообменник, ресивер, отделитель жидкости, а также элементы системы управления и предохранительные устройства.

Компрессорно-конденсаторные блоки могут иметь и самостоятельное применение, например, для обеспечения работы центральных кондиционеров. Особенности применения компрессорно-конденсаторных блоков в этих случаях рассмотрены ниже.

Блоки выполняются с воздушным или водяным охлаждением конденсатора (см. рис. III.59.).

В свою очередь блоки с воздушным охлаждением конденсатора могут быть с осевыми или с центробежными вентиляторами.

Применение осевых вентиляторов позволяет снизить стоимость компрессорно-конденсаторного блока, а также существенно улучшить его шумовые характеристики.

Блоки с осевыми вентиляторами предназначены для установки вне помещения — на открытой площадке, на крыше, на стене и т.д., поскольку осевые вентиляторы создают очень малый напор.

Компрессорно-конденсаторные блоки серии MCAT предназначены для работы только в режиме охлаждения и имеют мощность от 8 до 847 кВт.

Компрессорно-конденсаторные блоки серии MCAN могут работать как в режиме охлаждения, так и в режиме обогрева, и выпускаются мощностью до 129 кВт.

Внешний вид и основные характеристики блоков с осевыми вентиляторами серии MCAT и MCAN мощностью до 129 кВт приведены на рис. III.60.

Более мощные модели компрессорно-конденсаторных блоков серии MCAT показаны на рис. III.61.

При выборе места установки блока очень важно обеспечить свободный подвод и выход воздуха и исключить возможность его попадания с выхода на вход вентилятора. Необходимо также обеспечить свободный доступ к блоку при проведении монтажных, пусконаладочных и эксплуатационных работ.

При выборе места расположения объекта следует также учитывать, что при работе в режиме охлаждения конденсаторный блок «сбрасывает» в окружающую среду большое количество тепла.

Компрессорно-конденсаторные блоки с центробежными вентиляторами имеют более сложную конструкцию по сравнению с блоками с осевыми вентиляторами и предназначены для установки внутри помещения (чердаки, подвалы, подсобные помещения и технические этажи). Воздух для охлаждения конденсатора в этом случае забирается непосредственно из помещения, в котором установлен блок, и выбрасывается на улицу по воздуховодам. Установленные в блоках центробежные вентиляторы создают довольно высокий напор до 200–250 Па.

Компрессорно-конденсаторные блоки с центробежными вентиляторами серии MCA предназначены только для работы в режиме охлаждения.

Компрессорно-конденсаторные блоки с центробежными вентиляторами серии MCN могут работать как в режиме охлаждения, так и в режиме обогрева. Эти блоки выпускаются мощностью до 83 кВт.

Внешний вид и основные характеристики компрессорно-конденсаторных блоков с центробежными вентиляторами серии MCA и MCN показаны на рис. III.62.

Компрессорно-конденсаторные блоки с водяным охлаждением конденсатора серии MCH более просты по конструкции и компактны, имеют меньшую стоимость, чем блоки с воздушным охлаждением. Однако для их применения необходимо использование проточной воды, что ограничивает применение

§ 3.3.2 Компрессорно-конденсаторные (внешние) блоки



MCAT 51



MCAT 362



MCAT 25

Типоразмер MCAT/MCAN	21	25	31	41	51	71	91	101	121	102	142	182	202	242	292	322	362
Холодопроизводительность (1), кВт	8	9,4	11,2	14,6	17,5	23,1	28,6	34,9	40,1	35,1	48,9	57,3	69,6	80	99,7	117,2	128,6
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	1,8	2,3	2,5	4,1	4,7	6,5	8,2	9,5	12,3	8,9	12,3	16,3	18,9	24,7	25,5	31,5	38,2
Теплопроизводительность (2), кВт	7,1	8,4	9,8	13,9	16,3	22	27,7	34	40,5	–	45,2	57,1	64	76,6	95	112,3	129,2
Мощность, потребляемая компрессорами (2), кВт	1,7	1,9	2,3	3,3	3,8	5,2	6,3	7,8	9,7	–	10,2	12,8	15,1	19	21,3	24,3	29,6
Компрессор, кол-во и тип	1 × Scroll			1-поршневой						2-поршневой					2 × Scroll	2-поршневой	

Типоразмер MCAT	21	25	31	41	51	71	91	101	121	102	142	182	202	242	292	322	362
Транспортная масса, кг	69	78	79	101	113	166	228	275	276	325	341	410	470	482	735	745	764
Длина, мм	927	927	927	1038	1038	1368	1430	1525	1525	1525	1635	1635	2235	2235	2645	2945	2945
Глубина, мм	350	350	350	420	420	490	670	670	670	670	950	950	950	950	1100	1100	1100
Высота, мм	870	1070	1070	1145	1145	1220	965	1365	1365	1365	1565	1565	1565	1565	1510	1570	1570
Типоразмер MCAN	21	25	31	41	51	71	91	101	121	102	142	182	202	242	292	322	362
Транспортная масса, кг	73	82	83	106	115	173	234	280	282	–	351	480	485	490	740	750	769
Длина, мм	927	927	927	1038	1038	1368	1435	1530	1530	–	1563	2098	2098	2098	2645	2945	2945
Глубина, мм	350	350	350	420	420	490	678	678	678	–	1107	1107	1107	1107	1100	1100	1100
Высота, мм	870	1070	1070	1145	1145	1220	1000	1400	1400	–	1570	1570	1570	1570	1510	1570	1570

(1) Данные относятся к температуре насыщения всасываемых паров, равной 7,5°С, и температуре на входе конденсатора +30°С.
(2) Данные относятся к температуре конденсации +40°С и температуре воздуха на входе испарителя +6,1°С ВУ (по влажному термометру).

Рис. III.60.
Компрессорно-конденсаторные блоки серии MCAT и MCAN до 129 кВт

таких блоков.
Блоки серии МСН имеют мощность от 6,5 до 185 кВт и работают только на охлаждение. Внешний вид и основные характеристики блоков с водяным охлаждением серии

МСН мощностью до 152 кВт приведены на рис. III.63.

Принципиальные схемы компрессорно-конденсаторных блоков разных модификаций, представленных выше, аналогичны друг

Рис. III.61.
Компрессорно-конденсаторные блоки серии МСАТ мощностью 180–846 кВт

ТИПОРАЗМЕР МСАТ	2.70	2.75	2.80	2.90	2.100	2.110	2.120	2.140	2.150	2.160
Холодопроизводительность (1), кВт	183	199	215	240	265	295	318	362	393	423
Мощность, потребл. компрессорами (1), кВт	61	68	75	81	87	95	104	105	115	125
Размеры: длина, ширина, высота, мм	2950 × 2040 × 2113					4020 × 2040 × 2250				

(1) Данные относятся к температуре насыщения всасываемых паров, равной 7,5°C, и температуре в помещении 35°C.



МСАТ 2.70–2.160



МСАТ 4.180–4.320

ТИПОРАЗМЕР МСАТ	4.180	4.200	4.220	4.240	4.260	4.280	4.300	4.320
Холодопроизводительность (1), кВт	480	530	583	636	680	724	786	846
Мощность, потребл. компрессорами (1), кВт	162	174	192	208	209	210	230	250
Размеры: длина, ширина, высота, мм	5900 × 2040 × 2113		8400 × 2040 × 2113					

(1) Данные относятся к температуре насыщения всасываемых паров, равной 7,5°C, температуре в помещении 35°C.

другу. Мощные модели блоков могут иметь устройства регулирования мощности компрессора и ряд дополнительных элементов для повышения надежности работы.

В качестве примера рассмотрим схему и работу блока МCAN 71 с осевым вентилятором с тепловым насосом в разных режимах (рис. III.64.).

В режиме охлаждения парообразный хладагент из компрессора (С) через четырехходовой клапан (VQ) поступает в теплообменник (BC), выполняющий функцию конденсатора. Обдув конденсатора производится вентилятором (VL), скорость которого варьируется регулятором (SC) в зависимости от температуры змеевика теплообменника, замеряемой датчиком температуры (BT) таким образом, чтобы обеспечить постоянство дав-

ления конденсации.

Из конденсатора жидкий хладагент через открытый обратный клапан (UR) и фильтр-осушитель поступает к испарителю внутреннего блока через капиллярную трубку.

От внутреннего блока парообразный хладагент через 4-ходовой клапан (VQ) и отделитель жидкой фазы (SL) поступает снова на компрессор. Защита компрессора по давлению осуществляется реле высокого (SP1) и низкого (SP2) давления. Защита компрессора от перегрева обеспечивается тепловым перегрузочным реле электродвигателя (RTC) и термостатом (TS) по температуре газа на выходе компрессора.

При работе в режиме теплового насоса парообразный хладагент подается к теплообменнику внутреннего блока, играющего в



MCA 71



MCA 21

ТИПОРАЗМЕР MCA / MCN	21	25	31	41	51	71	91	101	121	142	182	202	242
Холодопроизводительность (1), кВт	7,8	9,6	10,9	15,2	17,2	23,9	29,3	35,2	40,5	47,6	58,3	69,8	83,5
Мощность, потребл. компрессорами (1), кВт	1,9	2,2	2,6	3,9	4,8	6,3	8,1	9,4	12,3	12,7	16,2	18,9	24
Теплопроизводительность (2), кВт	7	8,6	9,8	14	16,1	23	27,2	32,7	39,4	45,6	54,1	64,6	80,2
Мощность, потребл. компрессорами (2), кВт	1,8	2,2	2,5	3,5	4,1	5,6	6,9	8,3	10,4	11,1	13,7	16,4	21
Компрессоры, число и типы	1 × Scroll			1 × поршневой						2 × поршневые			

(1) Данные относятся к воздуху на входе конденсатора с температурой +30°С.
(2) Данные относятся к температуре конденсации, равной +40°С, и температуре воздуха на входе испарителя +6,1°С.

ТИПОРАЗМЕР MCA / MCN	21	25	31	41	51	71	91	101	121	142	182	202	242
Транспортная масса, кг	92	112	114	157	160	318	336	385	392	594	635	715	720
Длина, мм	790	935	935	1165	1165	1517	1517	1780	1780	2230	2230	2230	2230
Глубина, мм	538	630	630	703	703	758	758	846	846	978	978	978	978
Высота, мм	648	648	648	723	723	1130	1130	1205	1205	1430	1430	1705	1705

Рис. III.62.
Компрессорно-конденсаторные
блоки серий
MCA и MCN

этом случае роль конденсатора. Далее через обратный клапан внутреннего блока и капиллярную трубку (ТС) жидкий хладагент поступает на теплообменник (BC), играющий роль испарителя. Обратный клапан UR в это время закрыт. Датчик температуры (BT3) при этом используется для определения момента включения режима оттаивания.

В блоках серии MCAT, работающих только на охлаждение, отсутствуют капиллярная трубка (ТС), обратный клапан (UR), 4-ходовой клапан (VQ) и отделитель жидкой фазы (SL), используемые на моделях MCAN.

Система управления
конденсаторными блоками

Все компрессорно-конденсаторные блоки оснащены микропроцессорными блоками управления, обеспечивающими управление в соответствии с внешними сигналами и условиями окружающей среды, диагностику состояния отдельных элементов, выдачу необходимой информации на внешний пульт, компьютер или в систему BMS (building monitoring system) — систему управления зданием.

ТИПОРАЗМЕР МСН	21	25	31	51	71	91	101	121	102	142	182	202	242	292	322	362	
Холодопроизводительность (1), кВт	8,8	10,6	12,3	20,3	28,1	35,3	41	47,8	39,5	56,3	70,7	82,1	100,2	110,5	142,7	152,4	
Напряжение эл. питания, В/Ф/Гц	220–240/ 1/50		380–415/3/50 Hz+N														
Герметичные компрессоры / охлаждающие контуры	1/1								2/2								
Количество ступеней мощности	1								2								
Транспортная масса блока МСН, кг	49	51	53	82	101	121	124	128	157	189	231	239	246	406	569	581	
Длина, мм	402								802						979		
Глубина, мм	487			602										1068			
Высота, мм	790													1539	1374		

(1) Данные относятся к температуре насыщения всасываемых паров, равной +7,5°C, и температуре воды в конденсаторе 15/30°C.



МСН 21

В микропроцессоре защита программа управления, необходимые параметры и настройки, учитывающие особенности конкретного конденсаторного блока.

После получения команды на включение компрессора микропроцессорный блок запускает агрегаты конденсаторного блока (компрессор, вентиляторы), управляет их работой и обеспечивает диагностику.

Команда на включение компрессора и задание режима работы (охлаждение или обогрев) поступает от автоматики внутреннего блока или центрального кондиционера.

Автоматика блока полностью готова к запуску и в процессе пуска наладки не требуется программирования или ввода каких-либо данных. Благодаря такому подходу значительно упрощается наладка и запуск оборудования, не требующие очень высокой квалификации персонала.

В зависимости от мощности компрес-

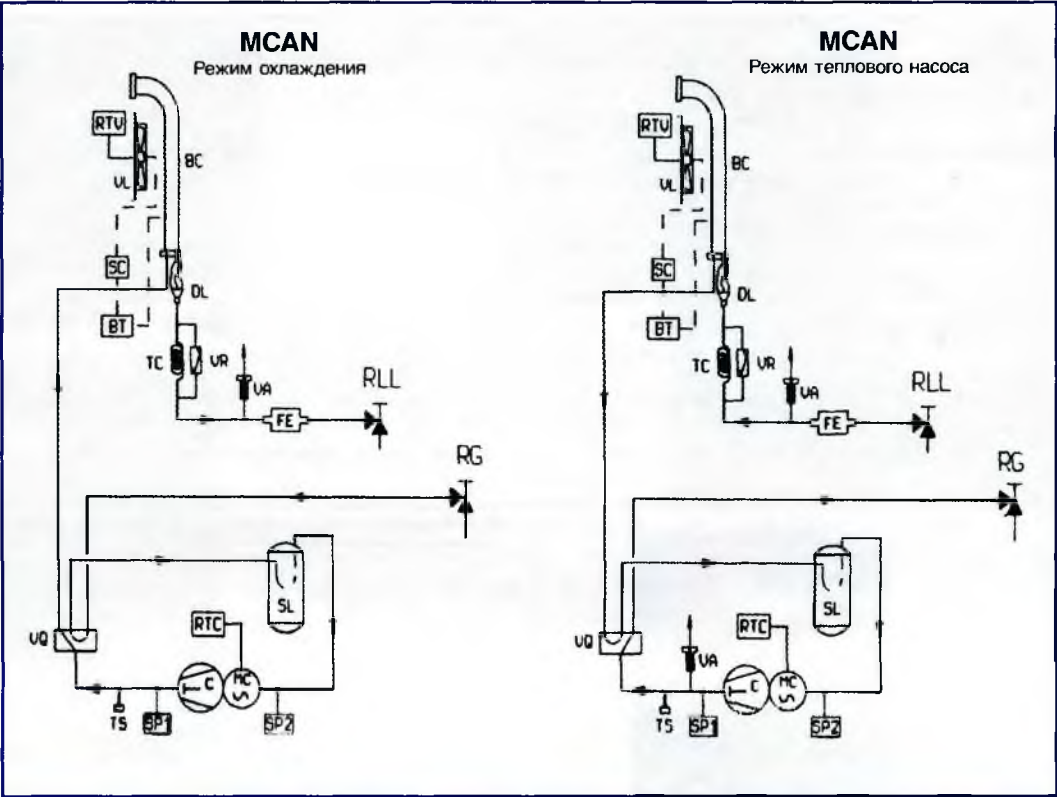
сорно-конденсаторные блоки имеют различные системы управления, отличающиеся в основном интерфейсом, возможностями индикации и сигнализации.

К примеру, компрессорно-конденсаторные блоки до 128 кВт имеют автономную встроенную систему микропроцессорного управления CLIM-DIN, состоящую из:

- ◆ главного микропроцессорного модуля управления;
- ◆ второго модуля управления (для блоков с двумя независимыми контурами охлаждения);
- ◆ модуля управления вентиляторами с плавным или ступенчатым управлением скоростью вентилятора;
- ◆ сервисного клавишного пульта управления;
- ◆ дополнительных модулей управления каналом последовательной передачи данных.

*Рис. III.63.
Компрессорно-конденсаторные
блоки серии МСН*

Рис. III.64.
Принципиальная
схема компрессорно-
конденсаторного
блока MCAN 71



Расшифровка условных обозначений

BC — змеевик теплообменника;	SC — регулятор частоты вращения вентилятора;
C — компрессор;	RLL — запорный клапан жидкостной магистрали;
SP1 — реле высокого давления;	VA — предохранительный клапан;
MC — электродвигатель компрессора;	VL — осевой вентилятор;
RTV — тепловое реле перегрузки электродвигателя вентилятора;	RTC — тепловое перегрузочное реле электродвигателя компрессора;
SP2 — реле низкого давления;	SL — отделитель жидкой фазы;
DL — распределитель жидкой фазы;	FE — фильтр-осушитель;
VQ — 4-ходовой клапан;	BT — датчик температуры воздуха;
VR — обратный клапан;	TS — термостат.
TC — капиллярная трубка;	

Главный модуль управления содержит микропроцессор, светодиоды индикации состояния, кнопку включения блока. Внешний вид микропроцессорного модуля показан на рис. III.65.

В процессе работы главный модуль контролирует давление всасывания и нагнетания, температуру воздуха за компрессором на входе в теплообменник.

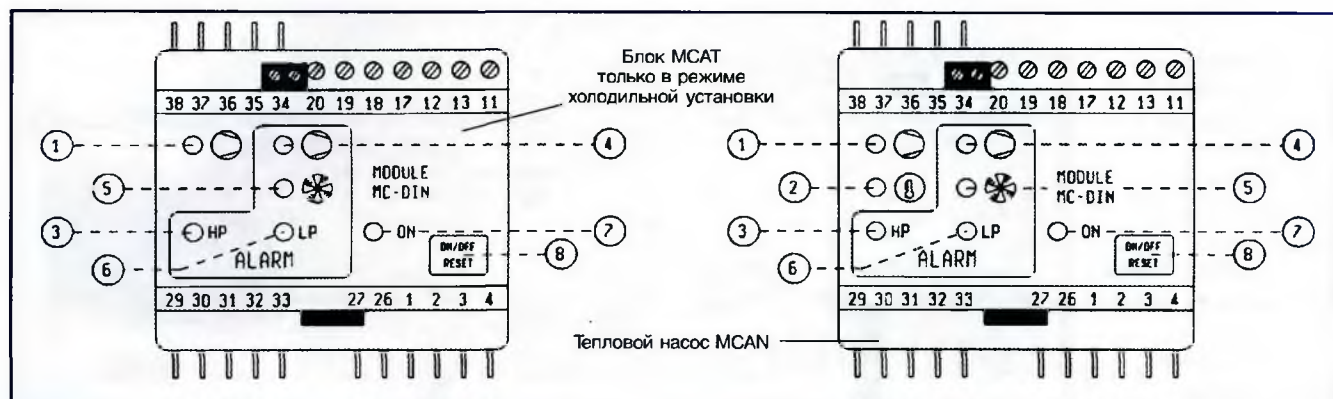
При работе в режиме теплового насоса модуль контролирует обмерзание теплообменника, переключая при необходимости компрессорно-конденсаторный блок и всю

систему на режим охлаждения. В этом случае теплообменник начинает работать как конденсатор, температура его повышается, и образовавшийся иней растаивает.

К главному модулю может подсоединяться второй модуль управления, предназначенный для управления вторым контуром охлаждения соответствующих двухконтурных блоков.

Выполняемые вторым модулем функции полностью аналогичны функциям главного модуля, за исключением включения блока.

Необходимо отметить, что в двухконтур-



- 1 — Индикатор светится: компрессор работает
Индикатор мигает: срабатывает реле времени компрессора;
- 2 — Индикатор светится: идет оттаивание
Индикатор мигает: срабатывает реле времени оттаивания;
- 3 — Индикатор светится: аварийный сигнал повышения давления;
- 4 — Индикатор светится: аварийный сигнал защитного устройства компрессора
Индикатор мигает: отказ датчика ВТЗ;
- 5 — Индикатор светится: аварийный сигнал перегрева вентилятора;
- 6 — Индикатор светится: аварийный сигнал пониженного давления;
- 7 — Индикатор светится: агрегат включен;
- 8 — Кнопка включения/выключения — возврат в исходное состояние или выключение агрегата.

ных компрессорных блоках, если не оговорено заранее при заказе, нет четкой последовательности включения контуров в работу. При запуске первого компрессора учитываются наработка компрессоров обоих контуров, последовательность предыдущего отключения и т.д. Благодаря такому алгоритму обеспечивается равномерная наработка обоих компрессоров и удлиняется срок службы конденсаторного блока.

При необходимости модули управления могут работать независимо друг от друга. В этом случае один конденсаторный блок может обслуживать два различных внутренних блока.

Модули управления не имеют пульта или дисплея. Для просмотра параметров настроек кодов ошибок и отказов необходимо подключить сервисный модуль управления (рис III.66.).

Сервисный модуль подключается к главному модулю специальным кабелем. На модуле имеется цифровой дисплей и кнопки управления, позволяющие специалистам сервисного центра контролировать работу и изменять уставки блока.

Мощные блоки имеют новую систему управления CAREL Pco с жидкокристаллическим дисплеем и расширенными возможностями для пользователя.

Более подробная информация по элементной базе систем управления представлена в разделе 7 «Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха».

Дополнительное оборудование

Помимо штатной комплектации компрессорно-конденсаторные блоки могут быть укомплектованы следующим дополнительным оборудованием:

- Антивибрационные опоры — служат для уменьшения уровня вибрации, передаваемой на опорную конструкцию. Позволяют уменьшить уровень шума и повысить надежность работы блока. Опоры блоков малой и средней мощности выполняются в виде проставки из специальной резины, вставленной в металлический корпус. Опоры блоков большой мощности выполняются в виде набора стальных пружин.
- Защитная решетка теплообменника — металлическая сетка с шагом примерно

Рис. III.65.
Микропроцессорный
модуль управления
CLIM-DIN

- 01 — индикатор значений;
- 02 — индикатор индекса;
- 03 — знак «МИНУС»;
- 04 — часы «X 100»;
- 05 — клавиши «БОЛЬШЕ/МЕНЬШЕ»;
- 06 — клавиша «МЕНЮ»;
- 07 — клавиша «УСТАНОВКА»;
- 08 — клавиша «ВКЛ./ВЫКЛ.»;
- 09 — клавиша «СОСТОЯНИЕ»;
- 10 — светодиод компрессора.

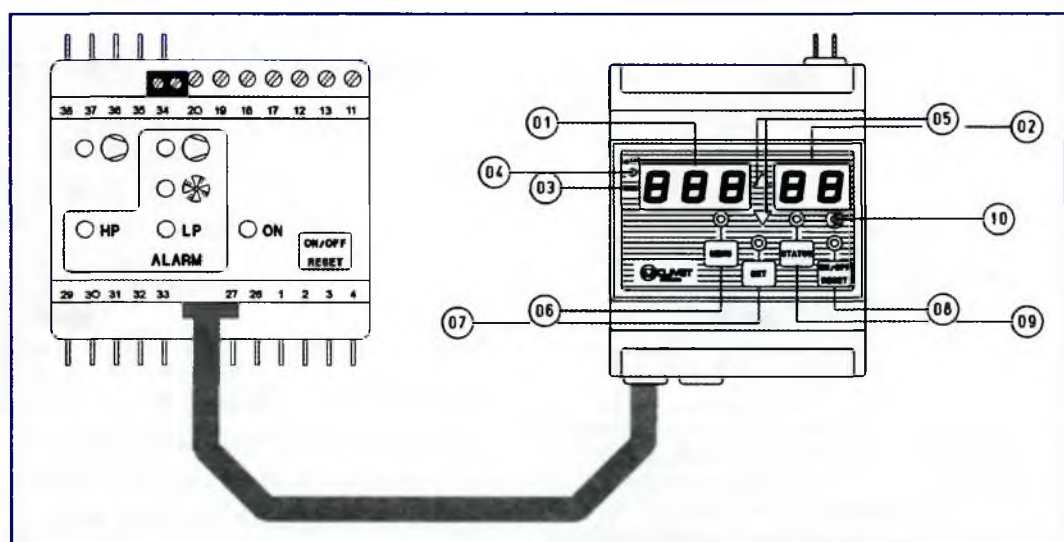


Рис. III.66.
Схема подключения
сервисного модуля
управления

20 × 30 мм, защищающая пластины теплообменника от механических повреждений при установке блока в досягаемом для посторонних месте.

- Счетчик наработки компрессора — позволяет контролировать наработку компрессора и планировать проведение профилактических работ.

Кроме перечисленного оборудования мощные блоки могут иметь дополнительные ступени мощности, регуляторы для работы при низких температурах, подогреваемые поддоны дренажа, магнитные расцепители, устройства тепловой защиты, акустическую защиту компрессоров и т.д. Выбор дополнительного оборудования определяется конкретными требованиями и условиями работы.

§ 3.3.3 Испарительные (внутренние) блоки

Внутренний блок забирает свежий воздух с улицы и рециркуляционный из помещения, очищает в воздушном фильтре, охлаждает или подогревает воздух и подает его в помещение по системе воздуховодов.

Рассматриваемые внутренние блоки рассчитаны на совместную работу с соответствующими компрессорно-конденсаторными блоками фирмы CLIVET.

Внутренние блоки могут иметь разное конструктивное исполнение: горизонтальное (серии CED/CN), вертикальное (серии CEI/CNI), шкафное (серии CED-V/CN-V). Типология внутренних блоков показана на рис. III.59.

Блоки предназначены как для открытой, так и для скрытой установки.

Блоки серий CED, CEI, CED-V предназначены для работы с внешними блоками без теплового насоса серий MCAT, MCA, MCH.

В таких блоках обогрев помещения может выполняться только встроенными электрическими или водяными нагревателями.

Блоки серий CN, CNI, CN-V работают с внешними блоками с тепловым насосом серий MCAN, MCN. В таких блоках обогрев помещения осуществляется как тепловым насосом, так и встроенными электрическими или водяными нагревателями. Внешний вид и характеристики внутренних блоков фирмы CLIVET представлены на рис. III.67.

Возможная комбинация внутренних блоков CN, CED, CNI, CEI, CN-V, CED-V и компрессорно-конденсаторных (внешних) блоков MCAT, MCAN, MCA, MCN, MCH показана в табл. III.68. Внутри каждой пары подбираются блоки одинакового типоразмера и мощности, которые соединяются между собой фреоновыми трубопроводами и линией управления.



CEI/CNI 41

Типоразмер CEI/CNI	21	25	31	41	51	71
Холодопроизводительность (1), кВт	7,4	8,7	10,4	13,9	16,7	22,4
Теплопроизводительность (2), кВт	7,0	8,3	9,7	13,3	15,8	21,7
Транспортная масса, кг	36	36	43	48	57	66
Длина, мм	903	903	962	1202	1202	1202
Глубина, мм	710	710	740	740	820	930
Высота, мм	290	290	315	315	365	365



CED-V/CN-V 242

CED/CN 121



CED/CN 51

Типоразмер CED/CN	21	25	31	41	51	71	91	101	121	142	182	202	242
Холодопроизводительность (1), кВт	7,4	8,7	10,4	13,9	16,7	22,4	28,5	32,6	39,2	45,6	56,9	63,7	78,1
Теплопроизводительность (2), кВт	7,0	8,3	9,7	13,3	15,8	21,7	27,4	32,8	39,1	48,5	56,9	66,5	79,7
Транспортная масса, кг	36	36	43	48	57	66	138	150	158	165	173	198	210
Длина, мм	1000	1000	1100	1340	1340	1340	1285	1435	1435	1750	1750	2320	2320
Глубина, мм	480	480	500	550	550	550	945	1030	1030	880	880	970	970
Высота, мм	297	297	322	322	372	422	585	685	685	890	890	970	970

Типоразмер CED/CN-V	31	41	51	71	91	101	121	142	182	202	242
Холодопроизводительность (1), кВт	10,5	14,5	16,5	23,1	27,9	33,6	37,9	47,5	61	70	80,7
Теплопроизводительность (2), кВт	10	14,3	16,4	22,4	27,4	33,1	39,1	45	57,5	64,1	77,5
Номинальный расход воздуха, л/с	569	778	944	1166	1597	1889	2167	2638	3194	3472	3888
Транспортная масса, кг	96	117	123	140	185	210	215	250	260	290	295
Длина, мм	650	850	850	1050	1050	1250	1250	1870	1870	2070	2070
Глубина, мм	500	500	500	500	670	670	670	670	670	670	670
Высота, мм	1700	1700	1700	1700	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000

(1) Данные относятся к температуре воздуха в помещении 27°C – 50% UR (отн. вл.) и температуре внешнего воздуха 30°C.

(2) Данные относятся к температуре воздуха в помещении 20°C и температуре внешнего воздуха +7 °C BS/+6°C BU.

Рис. III.67.
Испарительные
(внутренние) блоки
фирмы CLIVET

**КОМБИНАЦИИ ВНЕШНИХ И ВНУТРЕННИХ БЛОКОВ СПЛИТ-СИСТЕМ
С ПРИТОЧНОЙ ВЕНТИЛЯЦИЕЙ ФИРМЫ CLIVET**

	Внутренние блоки					
	Без теплового насоса			С тепловым насосом		
	CED 21–242	CEI 21–242	CED-V 31–242	CN 21–242	CNI 21–242	CN-V 31–242
Внешние блоки	MCAT 21–242	MCAT 21–242	MCAT 21–242	MCAN 21–242	MCAN 21–242	MCAN 31–242
	MCA 21–242	MCA 21–242	MCA 21–242	MCN 21–242	MCN 21–242	MCN 31–242
	MCH 21–242	MCH 21–242	MCH 21–242	—	—	—

Блоки состоят из теплообменника, капиллярной трубки или терморегулирующего клапана, воздушного фильтра, центробежного вентилятора и платы управления. В «тепловых» моделях дополнительно устанавливается обратный клапан, предназначенный для обвода капиллярной трубки или терморегулирующего клапана при работе в режиме обогрева, когда меняется (реверсируется) направление движение хладагента.

Блоки типоразмеров 21–71 имеют модульную конструкцию, когда смесительная камера, собственно блок, электрический или водяной нагреватель различной мощности, распределительная камера изготавливаются отдельными секциями, которые легко стыкуются между собой как механически, так и электрически (см. рис. III.58.). Потребитель сам может набирать необходимый произвольный комплект.

Модели типоразмеров 21–71 имеют корпус, выполненный из сплава ALUZINK. Внутренняя и наружная теплоизоляция изготовлена из пенополиуретана.

Змеевик теплообменника выполняется из бесшовной медной трубки с пластинчатыми алюминиевыми ребрами.

На входе в блок располагается легкосъемный моющийся воздушный фильтр из полиэфирного волокна.

На выходе блоков устанавливается датчик температуры, регулирующий ско-

рость вентилятора в режиме обогрева, и специальный небольшой электронагреватель, работающий только во время оттаивания наружного блока (только для тепловых моделей).

В блоке устанавливается плата управления, к которой подключается установленный в помещении термостат.

С помощью платы включается наружный блок, задается режим работы наружного блока (охлаждение или обогрев), формируется сигнал (0–10 В) плавного регулирования мощности электронагревателей или управления обводным клапаном водяного нагревателя.

Внутренние блоки типоразмеров 21–71 имеют трехскоростной центробежный вентилятор с прямым приводом от однофазного электродвигателя. Скорость вращения вентилятора задается с пульта управления. Кроме того, имеется возможность изменения расхода регулировкой потенциометра на плате управления.

Модели типоразмеров 91–242 выполняются моноблоком, в который на заводе-изготовителе вставляется теплообменник, вентилятор, фильтр, плата управления и электрический или водяной нагреватель. Необходимая «начинка» блока оговаривается при заказе.

Внутренние блоки типоразмеров 91–242 изготавливаются из оцинкованной стали

с лакокрасочным покрытием наружных панелей. Изнутри блоки также облицованы пенополиуретаном.

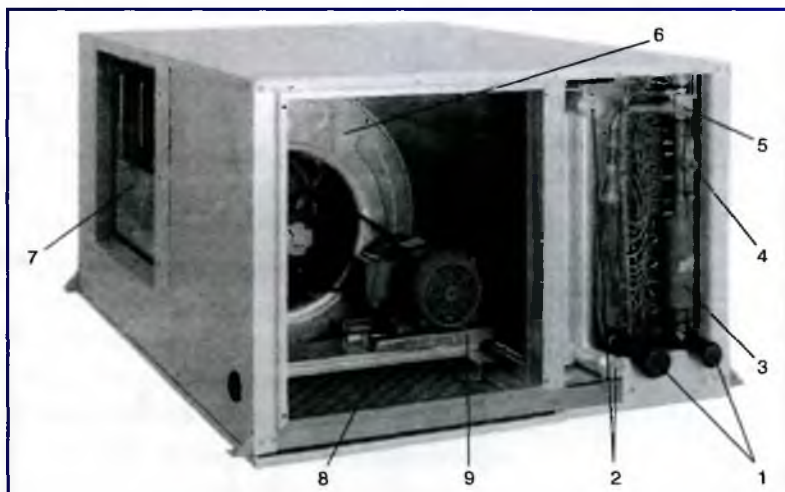
В блоках типоразмеров 142–242, предназначенных для работы с двухконтурными внешними блоками, устанавливается по два комплекта теплообменников и клапанов.

На рис. III.69. показан внутренний вид блоков CN 91–121 с водяным нагревателем.

Блоки типоразмеров 91–242 оснащены трехфазным электродвигателем с ременной передачей. Обороты и расходная характеристика вентилятора определяются мощностью электродвигателя и типом трансмиссии.

Кроме основного вышеперечисленного оборудования внутренние блоки могут включать и ряд дополнительного оборудования, например:

- Электронагреватель — выполняется либо отдельной секцией (типоразмеры 21–71) или встраивается в корпус блока (типоразмеры 91–242). Электронагреватель управляется платой плавного регулирования мощности нагревателя, связанной с платой внутреннего блока.
- Водяной нагреватель — выполняется отдельной секцией для типоразмеров 21–71 или встраивается в корпус для моделей 91–242.
- Смесительная камера — служит для смешивания в необходимой пропорции наружного и рециркуляционного воз-



духа. Поставляется только для моделей 21–71. Камера имеет регулируемые жалюзи с ручным приводом.

- Распределительная камера — служит для подсоединения нескольких воздухопроводов к внутреннему блоку. Внутренняя поверхность камеры имеет звукопоглощающее покрытие. Поставляется только для моделей 21–71.
- Электронный термостат — служит для управления работой всей системы (включения и выбора режима работы системы, задания температуры, задания скорости вентилятора, индикации состояния и т.п.). Устанавливается в помещении, выбранном в качестве «эталонного».

Схема расположения дополнительного оборудования для моделей 21–71 показана на рис. III.70.

Рис. III.69. Внутренний вид блока CN 91 с водяным нагревателем

- 1 — соединительные трубы хладагента;
- 2 — соединительные трубы водяного теплообменника;
- 3 — фильтр-осушитель;
- 4 — смотровое стекло;
- 5 — терморегулирующий клапан;
- 6 — центробежный вентилятор с электродвигателем;
- 7 — выход воздуха;
- 8 — звукоизоляция;
- 9 — электродвигатель с монтажной рамой.

Как уже говорилось, компрессорно-конденсаторные блоки могут иметь самостоятельное применение в качестве источников жидкого хладагента для теплообменников центральных кондиционеров.

Мощность теплообменника центрального кондиционера должна соответствовать холодопроизводительности компрессорно-конденсаторного блока, иначе будет невозможно обеспечить характеристики и устойчивую работу системы.

Рассмотренные внутренние блоки имеют в своем составе необходимые элементы для стыковки с внешними конденсаторными блоками.

Если компрессорно-конденсаторный блок работает с теплообменником кондиционера, то в жидкостной линии необходимо установить элементы, входящие в состав соединительного комплекта и поставляемые как дополнительное оборудование:

§ 3.3.4 Работа компрессорно-конденсаторных блоков с центральными кондиционерами

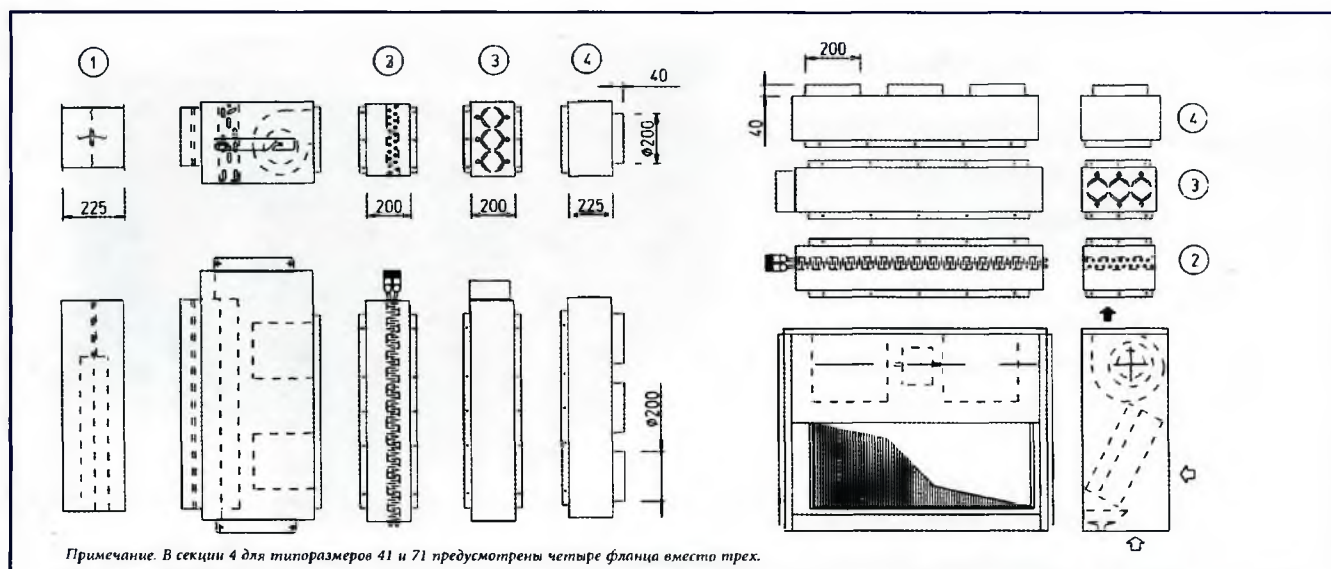


Рис. III.70.
Дополнительное
оборудование
внутренних блоков
типоразмеров 21–71:

- 1 — смесительная камера для свежего и рециркуляционного воздуха (только для CED-CN);
- 2 — змеевик, нагреваемый горячей водой;
- 3 — электронагреватель;
- 4 — распределительная камера для цилиндрических воздуховодов.

- ◆ Терморегулирующий вентиль (ТРВ), обеспечивающий регулирование подачи хладагента в испаритель при изменении условий работы кондиционера.
- ◆ Электромагнитный клапан, предотвращающий перетекание жидкого хладагента в испаритель и компрессор при выключенной системе. Установка электромагнитного клапана настоятельно рекомендуется в любом случае, даже для стандартных комбинаций «холодных» моделей внутренних и внешних блоков, в которых отсутствует ресивер и отделитель жидкой фазы.
- ◆ Обратный клапан, служащий для отключения терморегулирующего вентиля при реверсировании холодильного цикла при переходе в режим обогрева. Используется взамен электромагнитного клапана только на тепловых моделях.
- ◆ Смотровое стекло, позволяющее контролировать количество и состояние хладагента в магистралях по количеству пузырьков газа и цвету индикатора.
- ◆ Фильтр-осушитель, поставляемый для компрессорно-конденсаторных блоков моделей с 91-го типоразмера.

Рекомендуемая схема установки дополнительных элементов в жидкостной линии показана на *рис. III.71*.

Основным элементом соединительного комплекта является терморегулирующий вентиль. Поэтому монтажу вентиля и его настройке необходимо уделять особенное внимание.

Терморегулирующий клапан (1) устанавливается в жидкостной линии перед теплообменником-испарителем (5). Как правило, применяется вентиль с внешним уравниванием (см. раздел 3.1). Трубка отбора давления должна находиться на расстоянии не менее 10 см вниз по потоку от термобаллона (6) ТРВ.

Сам термобаллон должен крепиться к трубопроводу всасывания комутами, обеспечивающими хороший термический контакт термобаллона с трубопроводом. На тонких трубках диаметром менее $\frac{7}{8}$ " термобаллон должен крепиться обязательно сверху трубки, чтобы масло в трубопроводе не влияло на показания термобаллона (*рис. III.71, а*).

На трубопроводе диаметром более $\frac{1\frac{3}{8}}$ " термобаллон должен располагаться под углом 45° вниз от осевой линии (*рис. III.71, б*).

На трубопроводах диаметром от $\frac{7}{8}$ " до $\frac{1\frac{3}{8}}$ " термобаллон устанавливается под углом 45° вверх от осевой линии.

Если термобаллон приходится устанавливать на вертикальном участке трубопровода, то капиллярная трубка (3) термоблока должна подходить к термобаллону сверху.

Перед вертикальным участком трубопровода на выходе испарителя должна выполняться петля (7).

Настройка TRV производится обязательно при температуре воздуха в помещении, близкой к заданному значению, на установившемся режиме работы кондиционера. Методика настройки TRV подробно описана в специальной литературе.

Электромагнитный клапан управляется автоматикой компрессорно-конденсаторного блока, имеющего специальную клеммную колодку, на которую подается питание 220В/50 Гц, синхронизированное с включением компрессора.

Установка смотрового стекла и фильтра-осушителя выполняется стандартным образом и не требует особых пояснений.

Если компрессорно-конденсаторный блок имеет два контура охлаждения, то необходимо устанавливать двойной комплект оборудования (теплообменников и соединительных комплектов).

Компрессорно-конденсаторный блок имеет собственную автоматику, но команда на включение компрессоров должна формироваться автоматикой центрального кондиционера. Для этого необходимо простое коммутирование определенных клемм на модуле управления компрессорным блоком.

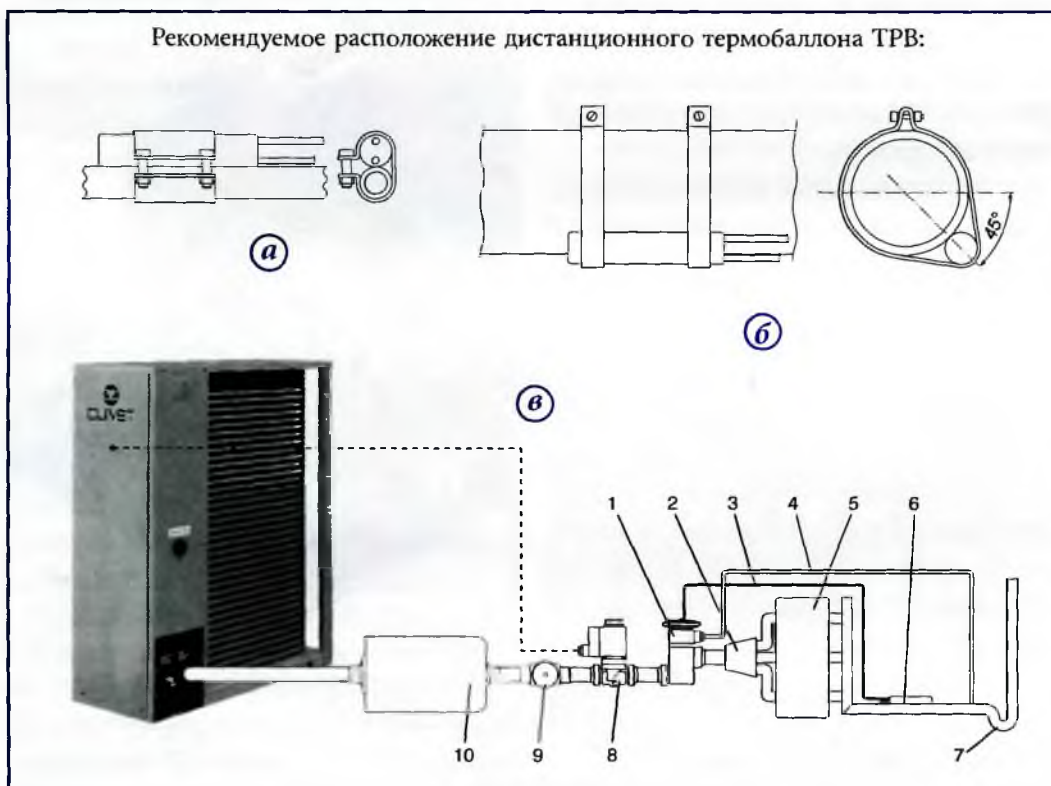


Рис. III.71.
Рекомендуемая
схема установки
дополнительных
элементов
в жидкостной линии:

а – на всасывающем
трубопроводе небольшо-
го диаметра;
б – на всасывающем
трубопроводе большо-
го диаметра;
в – перед маслоподъ-
емной петлей всасы-
вающего трубопрово-
да;

- 1 — TRV;
- 2 — распределитель
хладагента;
- 3 — трубка
термобаллона;
- 4 — внешняя
уравнительная
линия;
- 5 — испаритель;
- 6 — термобаллон;
- 7 — маслоподъемная
петля;
- 8 — электромагнитный
клапан;
- 9 — смотровое
стекло;
- 10 — фильтр-
осушитель

СИСТЕМЫ С ЧИЛЛЕРАМИ И ФАНКОЙЛАМИ

§ 3.4.1

Общие сведения, состав, принципы работы, область применения

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

Система с чиллерами и фанкойлами позволяет вводить здание в эксплуатацию, постепенно наращивая количество потребителей.

Кроме фанкойлов, в качестве потребителей могут быть теплообменники центрального кондиционера, какое-либо технологическое оборудование.

Охлаждение производится жидкостью, циркулирующей по системе трубопроводов от источника холода к конечному потребителю.

Источником холода является охладитель жидкости — так называемый чиллер.

Чиллер представляет собой законченную холодильную машину, предназначенную для охлаждения жидкости (вода, незамерзающие жидкости). Некоторые модели чиллеров могут работать в режиме теплового насоса. В этом случае возможен подогрев помещений.

Фанкойл — это агрегат, устанавливаемый в помещении и включающий теплообменник с вентилятором, фильтр, пульт управления (встроенный или выносной).

Воздух из помещения подается вентилятором на теплообменник фанкойла, в котором он охлаждается или подогревается. В фанкойл может подаваться некоторое количество свежего воздуха от центрального кондиционера или приточной установки. В этом случае система с чиллерами и фанкойлами позволяет одновременно решать задачи вентиляции.

Циркуляция жидкости от чиллера к потребителю обеспечивается насосными станциями.

Насосные станции представляют собой законченный агрегат, включающий циркуляционные насосы, расширительный бак, аккумуляторный бак, запорную арматуру и необходимую автоматику. Насосная станция может управляться чиллером или работать самостоятельно.

На рис. III.73. показана схема системы с применением чиллера, фанкойлов и насосной станции.

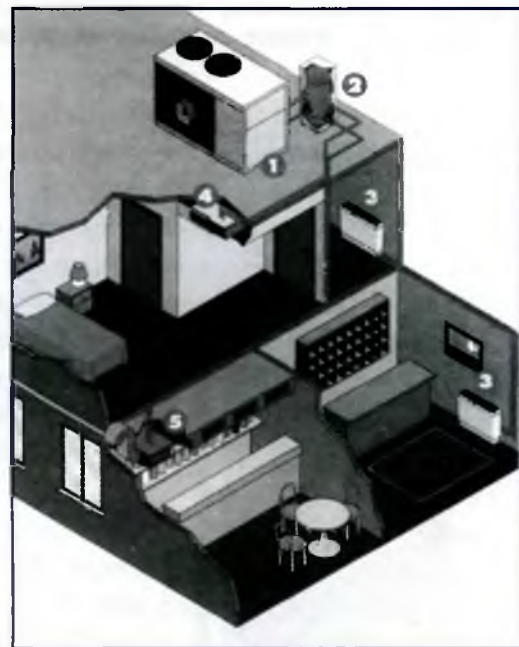


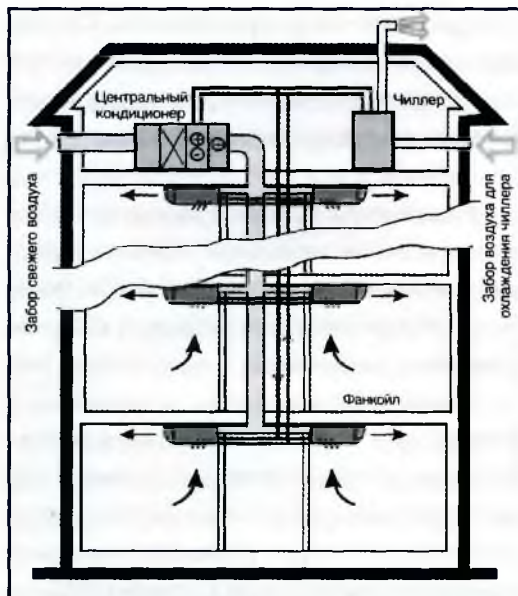
Рис. III.73.
Схема установки чиллера, фанкойлов и насосной станции:

- 1 — чиллер с осевыми вентиляторами;
- 2 — насосная станция;
- 3 — фанкойл вертикального расположения;
- 4 — фанкойл бескорпусный горизонтального расположения;
- 5 — фанкойл горизонтального расположения с возможностью забора свежего воздуха

Чиллер с воздушным охлаждением конденсатора (1) устанавливается на крыше здания. Насосная станция (2) располагается рядом с чиллером. По системе трубопроводов жидкость разводится по помещениям здания к фанкойлам (3, 4, 5) различного типа.

Показанная схема обеспечивает только кондиционирование помещений.

Более сложная система с использованием центрального кондиционера, позволяющая обеспечить вентиляцию помещений, показана на рис. III.74.



Чиллер с центробежным вентилятором устанавливается на чердаке здания рядом с центральным кондиционером. От чиллера охлаждающая жидкость подается на фанкойлы, установленные в помещениях, и на теплообменник центрального кондиционера.

Центральный кондиционер обеспечивает подачу охлажденного воздуха в помещения в количестве, обеспечивающем выполнение санитарных норм.

Регулирование температуры в каждом помещении обеспечивается фанкойлами. К фанкойлам подается свежий воздух от центрального кондиционера и рециркуляционный воздух из данного помещения.

Такое решение позволяет существенно снизить расход воздуха и соответственно размеры и стоимость центрального кондиционера, так как количество воздуха, необходимого по санитарным нормам для вентиляции, значительно меньше количества воздуха, необходимого для поддержания заданной температуры в помещении.

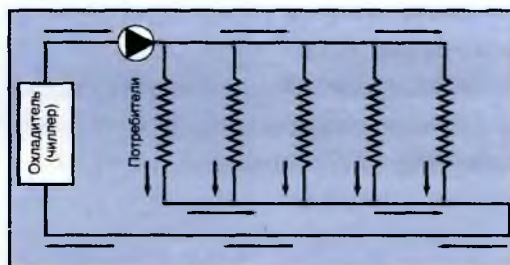
Система «чиллеров-фанкойлов» имеет следующие преимущества:

- Система обладает большой гибкостью при кондиционировании большого количества помещений. К одному чиллеру может подключаться большое количество фанкойлов, а также теплообменни-

ки центрального кондиционера или приточной вентиляционной установки. Каждый потребитель может работать практически независимо друг от друга — изменять режим работы, включаться или отключаться.

- Можно задавать не только общий тепловой режим всей системы, но и регулировать режим работы каждого фанкойла с выносного пульта управления либо вмонтированного в фанкойл, либо установленного на стене помещения.
- Можно постепенно наращивать мощность потребителей, что позволяет ввести объект в эксплуатацию постепенно, отдельными этапами.
- Предельное расстояние между чиллером и фанкойлом не лимитируется и определяется возможностями насосной станции и теплоизоляцией трубопроводов.

Распределительная сеть трубопроводов системы «чиллеров-фанкойлов» имеет, как правило, подающую и возвратную ветки, к которым параллельно подключены потребители (рис. III.75.).



Расход охлаждающей жидкости через каждый потребитель определяется потребной холодопроизводительностью, температурой жидкости на входе и выходе, температурой в помещении.

Необходимое распределение расхода охлаждающей жидкости по потребителям обеспечивается соответствующим расчетом и установкой специальных балансировочных клапанов. Регулировка клапанов выполняется при настройке системы.

Рис. III.74.
Схема установки чиллера с центральным кондиционером

Рис. III.75.
Схема распределительной сети трубопроводов

Естественно, в любых условиях должен сохраняться необходимый расход жидкости через чиллер, определяемый холодопроизводительностью чиллера.

Большое значение имеет выбор оптимальной температуры воды на выходе чиллера и перепад температуры на входе и выходе чиллера, так как это позволяет существенно сократить суммарную стоимость оборудования.

С одной стороны, увеличение температуры воды на выходе из чиллера повышает его холодопроизводительность. Например, увеличение температуры на 1°C увеличивает производительность чиллера на 3%. Следовательно, появляется возможность уменьшить размеры и стоимость чиллера.

С другой стороны, увеличение температуры воды, подаваемой в фанкойлы, уменьшает холодопроизводительность фанкойлов, так как уменьшается перепад между температурой воздуха в помещении и температурой жидкости.

Для компенсации этого уменьшения необходимо увеличить размер фанкойла. Естественно, при этом увеличивается его стоимость.

Выбор значения температуры воды показан на рис. III.76.

Уменьшение перепада температур на входе и выходе чиллера также позволяет уменьшить габариты фанкойлов за счет уменьше-

ния средней температуры жидкости. Однако для снятия заданного количества тепла при малом перепаде температур приходится увеличивать расход охлаждающей жидкости через систему.

Естественно, большой расход воды повлечет за собой увеличение перепада давлений в чиллере и фанкойлах, потребует более мощный циркуляционный насос и, как следствие, увеличение эксплуатационных затрат.

Таким образом, выбор оптимальной температуры жидкости и разницы температур на входе и выходе чиллера является как бы компромиссным соотношением эксплуатационных затрат, размеров оборудования и капитальных затрат на покупку такого оборудования.

Как правило, температура воды на выходе составляет $5-8^{\circ}\text{C}$. Оптимальное значение разности температур обычно находится в пределах $5-6^{\circ}\text{C}$.

Минимальный объем воды в системе

Тепловая нагрузка, как правило, изменяется в зависимости от времени суток и времени года. Так как холодопроизводительность чиллера выбирается исходя из максимальной нагрузки, то в какие-то моменты появляется несоответствие между располагаемой холодопроизводительностью чиллера и реальной потребностью.

В этом случае чиллер быстро «вырабатывает» необходимое количество холода, после чего отключается. Таким образом, чиллер «вынужден» работать короткими импульсами.

Частые пуски больше всего влияют на компрессор кондиционера, что выражается в износе его узлов и деталей, а также перегреве

Рис. III.76.
Выбор оптимальной температуры жидкости



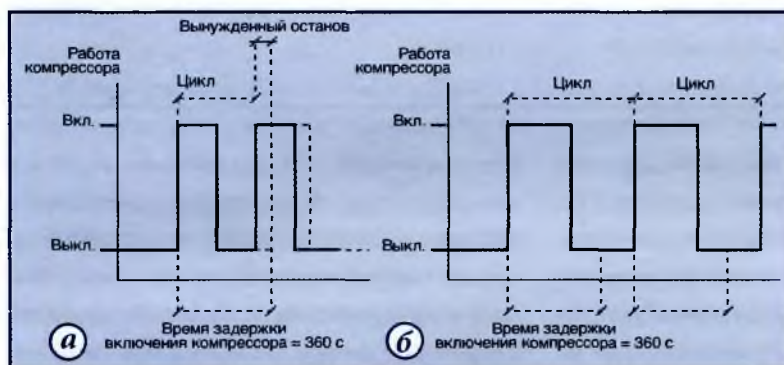
обмоток, вызываемом пусковыми токами.

Поэтому в системе управления чиллера задан параметр, называемый «временем задержки включения компрессора», который дает разрешение на пуск компрессора только по истечении минимально необходимого времени между предыдущим и последующим включением. Это время, как правило, не менее 6 минут.

Если время рабочего цикла меньше заданного значения времени задержки включения компрессора (рис. III.77, а.), то возникает «вынужденный останов» компрессора, в течение которого охлаждение помещения не происходит.

Естественно, за время вынужденного останова компрессора температура воздуха в помещениях может значительно отклониться от заданной. При последующем включении температура в помещениях быстро снизится до заданной, чиллер отключится и процесс пойдет снова с большими колебаниями температуры в помещениях.

Необходимо, чтобы время цикла превышало «время задержки включения компрессора» (рис. III.77, б.).



Время цикла можно увеличить либо применением чиллеров с несколькими ступенями мощности, либо увеличением тепловой инерции благодаря установке дополнительных аккумулялирующих баков.

Объем воды в системе должен обеспечить работу как минимум в течение 5 минут после отключения чиллера. Если объема воды в системе недостаточно, то необходимо устанавливать аккумулялирующий бак.

Потребный объем расширительных баков

Расширительные баки должны компенсировать расширение теплоносителя при изменении температуры теплоносителя.

Потребный объем расширительного бака зависит от объема жидкости в системе, диапазона изменения температуры жидкости и коэффициента теплового расширения.

$$V = \frac{V_{\text{сист}} \cdot K \cdot DT}{1 - \frac{P_{\text{нач}}}{1 + P_{\text{пред}}}}, \text{ л},$$

где $V_{\text{сист}}$ – объем системы, л,

K – коэффициент объемного расширения,

$P_{\text{сист}}$ – начальное избыточное давление в системе при заправке, Бар,

$P_{\text{пред}}$ – предельное допустимое избыточное давление в системе (давление настройки предохранительного клапана), Бар,

DT – диапазон изменения температуры теплоносителя, °С.

Диапазон изменения температуры теплоносителя зависит от режимов работы и температуры окружающего воздуха.

Если система работает только на холод, то обычно для воды принимается диапазон

температур от +4 °С (минимальная температура во время работы из условий незамерзаемости) до +40 °С (максимальная температура окружающего воздуха).

Если система может также работать в

режиме обогрева, то принимается диапазон температур от +4 до +60 °С (максимальная температура воды при работе на обогрев).

Применение незамерзающих жидкостей может существенно снизить минимальную расчетную температуру жидкости, поэтому диапазон изменения температуры может составлять от минус 20 до плюс 40 °С при работе только на холод и от минус 20 до плюс 60 °С при работе на обогрев.

Рис. III.77.
К выбору емкости аккумулялирующего бака

Таблица III.78

КОЭФФИЦИЕНТЫ ОБЪЕМНОГО РАСШИРЕНИЯ

Тип жидкости	Коэффициент объемного расширения
Вода	0,00037 (1/°C)
Аргус-хатдип ($T_{\text{заморзания}} = -30^{\circ}\text{C}$)	0,00046 (1/°C)
Аргус-хатдип ($T_{\text{заморзания}} = -40^{\circ}\text{C}$)	0,00054 (1/°C)

Коэффициент объемного расширения зависит не только от типа жидкости, но и от концентрации незамерзающей жидкости (табл. III.78).

Применение незамерзающих жидкостей требует увеличения объема расширительных баков на 40–45%.

Потребный объем расширительных баков можно уменьшить, если оптимизировать расположение элементов гидравлической сети, когда основной объем жидкости (например, в аккумулирующем баке) размещается в теплом помещении, а не на улице.

Предельное давление в системе определяется настройкой предохранительного клапана, который должен быть обязательно предусмотрен в системе.

Если применяется стандартная насосная станция, то предохранительный клапан входит в состав станции. Настройка предохранительного клапана определяется типом насосной станции.

Давление жидкости в системе

Контур жидкого теплоносителя выполняется герметичным. Перед началом работы в системе необходимо создать определенное избыточное давление, которое в районе расширительного бака насосной станции обычно находится в пределах от 1,5 до 3,5 бар (1 бар = 10,19 м водяного столба при температуре воды 4 °C).

Необходимо также помнить, что для нормальной работы расширительного бака большое влияние имеет исходное давление азота в буферной полости бака, обеспечивающее оптимальное положение мембраны после заполнения системы жидкостью и компенсацию уменьшения объема при снижении температуры жидкости по сравнению с температурой заправки.

Поэтому перед заправкой системы необходимо создать в буферной полости расширительного бака давление примерно на 0,05–0,3 бара ниже расчетного давления заправки.

**§ 3.4.2
Чиллеры**

Чиллеры охватывают большой диапазон мощностей от нескольких единиц до нескольких тысяч киловатт и различаются по конструктивному исполнению (со встроенным или выносным конденсатором), типу охлаждения конденсатора (воздушное или водяное), схемам подключения и т.п.

Чиллеры могут выполняться с тепловым насосом, что позволяет получать не только холодную, но и горячую воду.

Рассмотрим типологию и конструкцию чиллеров на примере оборудования фирмы CLIVET — европейского лидера на рынке холодильных машин (рис. III.79.).

Фирмой CLIVET выпускается большое количество чиллеров различной мощности

и модификаций — с воздушным, водяным или выносным конденсатором. Некоторые чиллеры имеют встроенную гидравлическую группу с циркуляционными насосами, баками и необходимой аппаратурой. В настоящее время выпускаются чиллеры нового поколения с винтовыми компрессорами. Все они оснащены встроенными микропроцессорными системами управления, упрощающими монтаж, запуск и эксплуатацию оборудования.

Чиллеры с воздушным охлаждением могут быть в моноблочном исполнении или с выносным конденсатором.

В первом случае чиллер представляет собой автономную холодильную машину, включающую все необходимые элементы

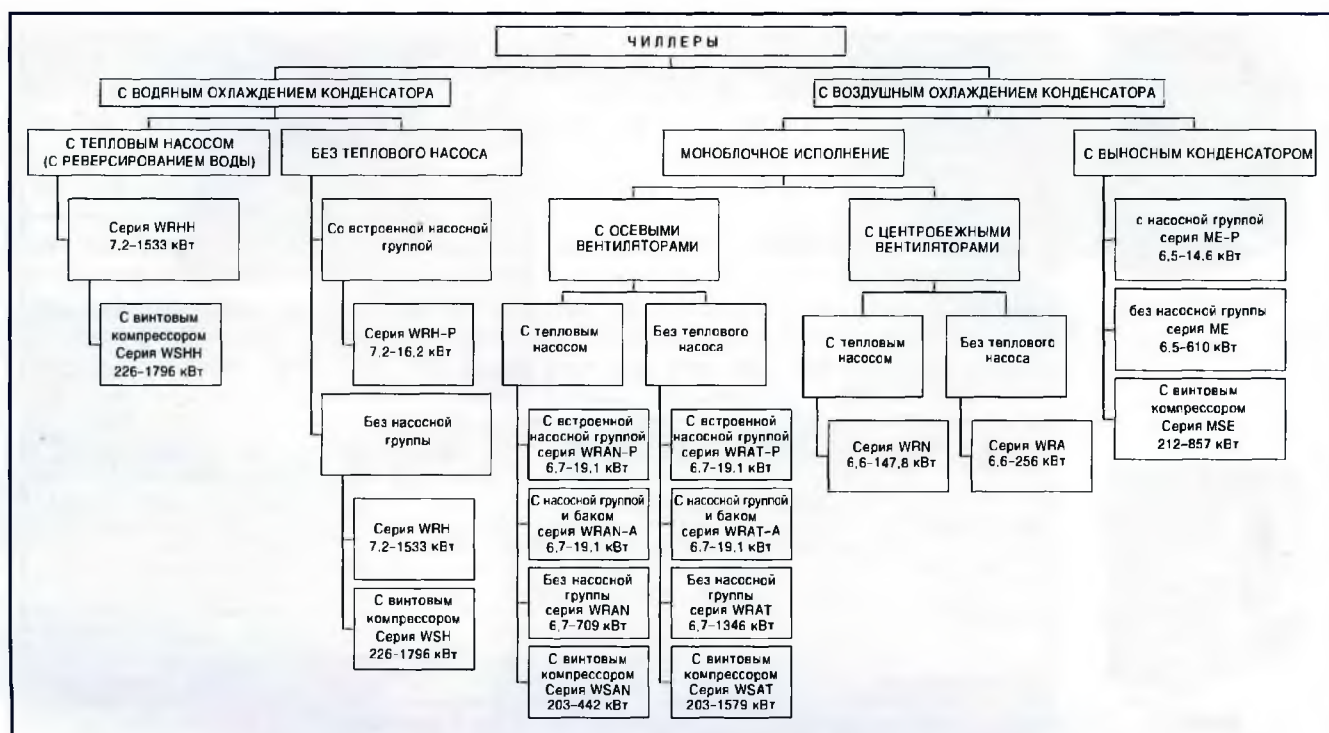


Рис. III.79.
Типология чиллеров
фирмы CLIVET

холодильного цикла — компрессор, конденсатор, испаритель, запорную аппаратуру, элементы защиты и автоматику. К чиллеру подключаются только трубопроводы с теплоносителем.

Во втором случае конденсатор устанавливается на улице, а сам чиллер располагается в помещении.

В свою очередь моноблочные чиллеры с воздушным охлаждением разделяются на чиллеры с осевыми и центробежными вентиляторами.

Чиллеры с осевыми вентиляторами предназначены для установки на открытом месте, например, на открытой площадке, на крыше, наружной стене и т.д.

В этом случае необходимо обеспечить беспрепятственный вход и выход воздуха, поскольку осевые вентиляторы создают очень малый напор.

Необходимо также исключить возможность попадания воздуха с выхода на вход вентилятора и обеспечить свободный доступ для проведения монтажных, пусконаладочных и эксплуатационных работ. Следует также учесть, что при работе в режиме охлаждения

конденсаторный блок «сбрасывает» в окружающую среду большое количество тепла.

Применение осевых вентиляторов позволяет снизить стоимость чиллера.

Чиллеры серии WRAT предназначены для работы только в режиме охлаждения и имеют мощность до 1346 кВт.

Чиллеры серии WRAN предназначены для работы как в режиме охлаждения, так и в режиме теплового насоса, и имеют мощность до 709 кВт.

Работа в режиме теплового насоса чиллеров серии WRAN обеспечивается реверсированием холодильного цикла.

Внешний вид и основные характеристики чиллеров с осевыми вентиляторами серии WRAT и WRAN мощностью до 20 кВт приведены на рис. III.80.

Чиллеры серии WRAT-P и WRAN-P имеют встроенную насосную группу (циркуляционный насос, расширительный бак, предохранительный клапан, дифференциальное реле по давлению и пр.).

Чиллеры серии WRAT-A и WRAN-A имеют встроенную насосную группу и аккумуляторный бак.



WRAT-P 51



WRAT 71



WRAT-A31

ТИПОРАЗМЕР WRAT-A, WRAN-A	21	25	31	51	71
Транспортная масса WRAT-A, кг	93	107	110	136	182
Транспортная масса WRAN-A, кг	94	108	111	138	187
Длина, мм	1040	1040	1040	1103	1400
Глубина, мм	461	461	461	532	545
Высота, мм	870	1070	1070	1150	1220

ТИПОРАЗМЕР WRAT-P, WRAN-P	21	25	31	51	71
Транспортная масса WRAT-P, кг	88	100	103	126	172
Транспортная масса WRAN-P, кг	89	101	104	128	175
Длина, мм	975	975	975	1082	1400
Глубина, мм	350	350	350	420	545
Высота, мм	870	1070	1070	1150	1220

ТИПОРАЗМЕР WRAT, WRAN		21	25	31	51	71
Охлаждение (1)	холодопроизводительность, кВт	6,7	8,0	9,1	14,2	19,1
	мощность, потребл. компресс., кВт	1,8	2,1	2,5	4,2	5,9
Обогрев (2)	холодопроизводительность, кВт	6,8	8,3	9,5	15,1	21,1
	мощность, потребл. компресс., кВт	2,0	2,3	2,8	4,2	5,8
Тип компрессора		scroll			поршневой	
Напряжение питания компрессора, В/Ф/Гц		220–240/1/50			380–415/3/50 + N	
Число герметичных компрессоров (охлаждающих контуров), шт.		1/1				
Число ступеней перекл. мощности, шт.		1				
Осевые вентиляторы, шт. × кВт		1×0,16	1×0,16	2×0,07	2×0,16	1×0,32
Общий расход воздуха, л/с		930	970	1380	1945	2222
Транспортная масса WRAT, кг		81	92	95	118	160
Транспортная масса WRAN, кг		82	93	96	120	165
Длина, мм		885	885	885	992	1310
Глубина, мм		350	350	350	420	545
Высота, мм		870	1070	1070	1150	1220

(1) Данные относятся к температуре воды в испарителе 12/7°C и температуре воздуха на входе в конденсатор 30°C.
(2) Данные относятся к температуре воды в конденсаторе 40/45°C и температуре воздуха на входе в конденсатор + 6,1°C (по влажному термометру).

Рис. III.80.
Основные
характеристики
чиллеров WRAT
и WRAN мощностью
до 20 кВт

Внешний вид и основные характеристики более мощных чиллеров с осевыми вентиляторами серии WRAT и WRAN приведены на рис. III.81.–III.83.

Чиллеры с осевыми вентиляторами средней и большой мощности выпускаются также с винтовыми компрессорами. Основные характеристики таких чиллеров, работающих только на охлаждение, серии WSAT и чиллеров с тепловым насосом серии WSAN приведены на рис. III.84.

Чиллеры с центробежными вентиляторами имеют более сложную конструкцию по сравнению с чиллерами с осевыми вентиляторами и предназначены для установки внутри помещения (чердаки, подвалы, подсобные помещения).

Воздух для охлаждения конденсатора забирается, как правило, из помещения, в котором установлен чиллер, и выбрасывается на улицу по специальным воздуховодам центробежными вентиляторами, создающими напор до 200–250 Па.



WRAT 101



WRAT 322

ТИПОРАЗМЕР WRAT, WRAN		91	101	121	102	142	182	202	242	292	322	362	404	464	524	564	604	
Холодопроизводительность WRAT, кВт		23,7	28,9	34,1	29,0	39,8	47,9	56,5	67,6	79,0	95,8	105,4	109,6	120,4	132,7	145,4	156,3	
Мощность, потр. компрессорами WRAT, кВт		7,2	8,3	10,8	8,1	11,2	14,2	16,5	21,7	26,2	28,0	34,4	31,3	36,3	41,1	45,2	49,2	
Охлаждение WRAN(1)	Холодопроизводи- тельность, кВт	20,6	27,3	33,8	–	37,7	40,8	54,1	66,7	78,6	95,1	104,9	106,4	118,2	131,5	143,6	153,8	
	Мощность, потр. компрес., кВт	7,1	9,1	11,5	–	11,9	14,4	18,4	23,3	24,7	27,6	33,9	31,8	35,7	39,7	44,0	48,3	
Нагрев WRAN(2)	Теплопроизводите- льность, кВт	23,1	31,1	37,2	–	41,7	45,7	61,3	73,1	92,1	100,2	115,1	127,1	142,8	158,6	173,6	188,5	
	Мощность, потр. компрес., кВт	6,9	9,1	11,3	–	11,6	13,7	18,1	22,5	25,9	27,2	32,9	33,4	38,1	42,1	45,7	49,9	
Тип компрессора		поршневой									scroll	поршневой	сдвоенный scroll					
Напряжение питания компрессора, В		380–415/3/50 + N											400/3/50					
Число герм. компрессоров (охл. контуров), шт.		1/1				2/2												
Осевые вентиляторы × установленная мощность, шт. × кВт		1×0,32	2×0,22	2×0,22	2×0,22	2×0,32	2×0,32	4×0,22	4×0,22	3×0,63	3×1	3×1	3×1,4					
Общая производит. по воздуху, м³/с		2,08	3,02	3,02	3,02	4,16	4,16	6,04	6,04	8,7	11,6	11,6	17,5					
Транспортная масса WRAT, кг		238	286	290	340	389	430	500	510	780	788	810	1290	1310	1340	1385	1410	
Транспортная масса WRAN, кг		238	286	290	–	389	430	500	540	812	820	842	1420	1440	1480	1535	1560	
Длина WRAT, мм		1435	1530	1530	1530	1642	1642	2242	2242	2645	2945	2945	2990	2990	2990	2990	2990	
Глубина WRAT, мм		678	678	678	678	954	954	954	954	1100	1100	1100	1095	1095	1095	1095	1095	
Высота WRAT, мм		970	1370	1370	1370	1570	1570	1570	1570	1510	1570	1570	1940	1940	1940	1940	1940	
Длина WRAN, мм		1435	1530	1530	–	1563	1563	2098	2098	2645	2945	2945	2990	2990	2990	2990	2990	
Глубина WRAN, мм		678	678	678	–	1107	1107	1107	1107	1100	1100	1100	1095	1095	1095	1095	1095	
Высота WRAN, мм		1000	1400	1400	–	1570	1570	1570	1570	1510	1570	1570	1940	1940	1940	1940	1940	

(1) Данные относятся к температуре воды в испарителе 12 / 7°C и температуре воздуха на входе в конденсатор 30°C.

(2) Данные относятся к температуре воды в конденсаторе 40/45°C и температуре воздуха на входе в конденсатор + 6,1°C (по влажному термометру).

Чиллеры серии WRA предназначены для работы только в режиме охлаждения и имеют мощность до 256 кВт.

Чиллеры серии WRN предназначены для работы как в режиме охлаждения, так и в режиме теплового насоса, и имеют мощность до 148 кВт.

Внешний вид и основные характеристики чиллеров с центробежными вентиляторами серии WRA и WRN приведены на рис. III.85.

Чиллеры с выносным конденсатором серии ME устанавливаются, как правило, в помещении, а сам конденсатор устанавливается на улице (на крыше, на наружной стене и т.д.), как и чиллер с осевыми вентиляторами. Чиллер и конденсатор соединяются между собой магистралями хладагента.

Применение чиллера с выносным конденсатором упрощает обслуживание и повышает надежность работы системы автоматики благодаря свободному доступу к чиллеру в любое время и относительно стабильной температуре окружающего воздуха.

Рис. III.81. Основные характеристики чиллеров серии WRAT, WRAN мощностью от 23,7 до 156 кВт

Рис. III.82.
Основные
характеристики
чиллеров серии WRAT,
WRAN мощностью
от 164 до 546 кВт

ТИПОРАЗМЕР WRAT / WRAN	2.70	2.75	2.80	2.90	2.100	2.110	2.120	2.140	2.150	2.160
Холодопроизводительность (1), кВт	164	180	193	215	234	257	273	299	329	353
Мощность, потребл. компрессорами (1), кВт	55,1	61,2	66,5	72,9	78,5	88,4	97,2	93,5	103,8	113
Теплопроизводительность WRAN (2), кВт	203	223	243	272	293	320	347	365	402	440
Мощность, потребл. компрессорами (2), кВт	55,4	60,7	66	72,1	78,3	85,6	92,9	91,4	100,9	110,4
Размеры: длина × глубина × высота, мм	2950 × 2040 × 2113							4200 × 2040 × 2250		



ТИПОРАЗМЕР WRAT / WRAN	4.140	4.160	4.180	4.200	4.220	4.240	4.280*	4.300*	4.320*
Холодопроизводительность (1), кВт	321	382	428	473	514	546	603	661	709
Мощность, потребл. компрессорами (1), кВт	111,8	132,1	145,2	157,6	176,6	194,1	189	209,6	228,1
Теплопроизводительность (2), кВт	405	486	586	602	641	695	730	806	881
Мощность, потребл. компрессорами (2), кВт	110,8	132	156,4	156,6	171,2	185,8	182,8	201,8	220,8
Размеры: длина × глубина × высота, мм	5900 × 2040 × 2113						5900 × 2040 × 2250		

(1) Данные относятся к температуре воды в испарителе 12/7°C и температуре окружающей среды 35°C.
(2) Данные относятся к температуре воды в конденсаторе 40/45°C и температуре окружающей среды + 10°C.
(*) Только WRAN.

Кроме того, поскольку сам чиллер и гидравлическая линия расположены в теплом помещении, то можно отказаться от незамерзающих жидкостей и производить заправку системы водой, не сливая ее на зимний период.

Чиллеры серии ME работают только на охлаждение.

Основные характеристики чиллеров серии ME с выносным конденсатором мощностью до 134 кВт приведены в таблице на рис. III.86.

Чиллеры серии ME-P мощностью 6,5–14,6 кВт

имеют встроенную насосную группу.

Внешний вид и основные характеристики чиллеров серии ME с выносным конденсатором большой мощности приведены на рис. III.87.

Чиллеры с выносным конденсатором и винтовым компрессором серии MSE мощностью 212–857 кВт показаны на рис. III.88.

Выносные конденсаторы серии CE устанавливаются отдельно и предназначены для работы с чиллерами серии ME, ME-P, MSE и шкафными кондиционерами серии CAR

ТИПОРАЗМЕР WRAT	2.230	2.250	2.270	2.290	2.310
Холодопроизводительность (1), кВт	473	515	559	610	673
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	177,6	193,5	210,1	224,2	240,6
Размеры: длина × глубина × высота, мм	4200 × 2320 × 2450			5900 × 2320 × 2450	

WRAT 2.230–2.310



Рис. III.83.
Основные характеристики чиллеров серии WRAT мощностью от 473 до 1346 кВт.

ТИПОРАЗМЕР WRAT	3.345	3.365	3.385	3.405	3.425	3.445	3.465
Холодопроизводительность (1), кВт	719	763	807	851	905	959	1013
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	263,3	280,3	297,6	314,2	330,4	346,1	361,7
Размеры: длина × глубина × высота, мм	7150 × 2320 × 2450				8850 × 2320 × 2450		

ТИПОРАЗМЕР WRAT	4.480	4.500	4.520	4.540	4.560	4.580	4.600	4.620
Холодопроизводительность (1), кВт	1019	1091	1106	1120	1180	1240	1293	1346
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	371,1	387	403,6	420,2	434,3	448,4	464,8	481,2
Размеры: длина × глубина × высота, мм	8400 × 2320 × 2450				10100 × 2320 × 2450		11800 × 2320 × 2450	

(1) Данные относятся к воздуху в помещении температурой 27°C BS/19,5°C BU и температуре внешнего воздуха +30°C.



WRAT 3.345–3.465

(см. раздел 3.6). Основные характеристики выносных конденсаторов мощностью до 68 кВт приведены на рис. III.89.

Выносные конденсаторы этой серии оборудованы низкооборотными малошумными вентиляторами с регулируемой скоростью вращения.

В настоящее время разработаны и могут поставляться выносные конденсаторы мощностью до 500 кВт. Поскольку они имеют несколько контуров охлаждения, то указанного диапазона мощности конденсаторов вполне достаточно для комплектации всего

ряда чиллеров серии ME.

Чиллеры с водяным охлаждением конденсатора более просты по конструкции и имеют гораздо меньшую стоимость, чем чиллеры с воздушным охлаждением. Однако для их применения необходимы использование либо артезианской (проточной) воды, либо установка градирен (систем оборотного водоснабжения), что затрудняет применение таких чиллеров.

Для охлаждения воды, выходящей из конденсатора чиллера, иногда используются специальные выносные теплообменники, продуваемые специальными вентиляторами.

ТИПОРАЗМЕР WSAT	2.90	2.100	2.110	2.125	2.140	2.155	2.170	2.200	2.230	2.260	2.280	2.300	2.330	2.360
Холодопроизводительность (1), кВт	196	227	254	276	298	345	372	430	512	567	629	691	732	789
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	74	85	95	103	110	120	127	147	170	192	212	234	264	297
Размеры: длина × глубина × высота, мм	3950 × 2040 × 2104					3950 × 2326 × 2443			4880 × 2326 × 2443		5900 × 2326 × 2443			

ТИПОРАЗМЕР WSAT	3.390	3.410	3.430	3.450	3.480	3.510	3.540
Холодопроизводительность (1), кВт	860	915	981	1033	1090	1133	1176
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	287	310	329	350	382	412	443
Размеры: длина × глубина × высота, мм	7830 × 2326 × 2443			8850 × 2326 × 2443			

ТИПОРАЗМЕР WSAT	4.560	4.580	4.600	4.630	4.660	4.690	4.720
Холодопроизводительность (1), кВт	1259	1318	1379	1421	1463	1521	1579
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	425	445	468	499	529	560	592
Размеры: длина × глубина × высота, мм	10780 × 2326 × 2443		11800 × 2326 × 2443				

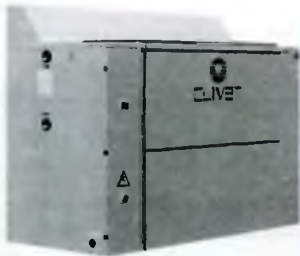


Рис. III.84.
Основные
характеристики
чиллеров
с винтовыми
компрессорами
WSAT и WSAN

ТИПОРАЗМЕР WSAN	2.90	2.100	2.110	2.125	2.140	2.155	2.170	2.200
Холодопроизводительность (1), кВт	203	233	260	291	317	353	380	442
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	74	85	95	103	110	120	127	147
Теплопроизводительность (2), кВт	257	297	336	370	404	445	480	556
Мощность, потребляемая компрессорами (2), кВт	74	84	93	101	109	115	123	127
Размеры: длина × глубина × высота, мм	3950 × 2040 × 2104						3950 × 2326 × 2443	

(1) Данные относятся к температуре воды 12/7°С и температуре внешнего воздуха +35°С.
(2) Данные относятся к температуре воды в конденсаторе 40/45°С и температуре внешнего воздуха +10°С.

ТИПОРАЗМЕР WRA, WRN		21	25	31	51	71	91	101	121	142	182	202	242
Охлаждение (1)	холодопроизводительность, кВт	6,6	8,2	9,3	14,7	19,2	24,2	29,5	34,2	38,3	48,4	58,2	69,0
	мощность, потребл. компресс., кВт	1,8	2,1	2,5	4,3	5,7	7,1	8,4	10,8	11,5	14,2	16,8	21,3
Нагрев (2)	теплопроизводительность, кВт	6,9	8,5	9,6	15,4	21,5	26,0	31,2	38,0	42,7	51,7	61,7	77,4
	мощность, потребл. компресс., кВт	2,0	2,4	2,8	4,2	5,9	7,1	8,6	10,9	11,8	14,3	17,1	22,1
Тип компрессора		Scroll				Поршневой							
Напряжение питания компрессора, В		220–240/1/50						380–415/3/50+N					
Число герметичных компрессоров (охлаждающих контуров), шт.		1/1								2/2			
Осевые вентиляторы × Установленная мощность, шт. × кВт		1×0,25	1×0,52	1×0,52	1×1,1	1×1,1	1×1,1	1×1,5	1×1,5	1×2,2	1×2,2	1×4,0	1×4,0
Полная производит. по воздуху, м³/с		0,72	1,02	1,02	1,60	2,77	2,77	3,88	3,88	5,55	5,55	7,77	7,77
Внешнее статическое давление, Па		60	65	65	90	90	90	90	90	90	90	70	70
Транспортная масса, кг		98	124	126	172	326	352	410	430	613	670	760	772
Длина, мм		790	935	935	1165	1517	1517	1780	1780	2230	2230	2230	2230
Глубина, мм		538	630	630	703	758	758	846	846	978	978	978	978
Высота, мм		648	648	648	723	1130	1130	1205	1205	1430	1430	1705	1705



WRA 242

Рис. III.85.
Чиллеры
с центробежными
вентиляторами

Типоразмер WRA/ WRN		292	322	362	422	404	464	524	564	604
Холодопроизводительность WRA (1), кВт		75,9	85,8	98,4	114,8	105,2	117,3	127,8	144,5	151,2
Мощность, потребляемая компрессорами WRA (1), кВт		26,2	30,2	37,0	45,8	34,4	38,4	44,4	45,9	52,5
Охлаждение	холодопроизводительность, кВт	75,7	86,6	96,0	1101	104,8	115,2	124,3	139,3	147,8
	мощность, потребл. компрессорами, кВт	25,1	29,6	37,0	46,2	32,9	37,8	43,5	47,0	52,4
Нагрев	теплопроизводительность, кВт	91,4	102,8	116,7	139,5	124,1	139,6	152,6	169,8	182,4
	мощность, потребл. компрессорами, кВт	24,5	29,6	33,1	41,3	33,4	38,0	42,0	45,5	49,2
Размеры: длина × глубина × высота, мм		2478 × 948 × 1676					3308 × 1129 × 2275			

Типоразмер WRA	2.70	2.75	2.80	2.90	2.100	2.110	2.120
Холодопроизводительность WRA (1), кВт	158	178	188	207	217	242	256

(1) Данные относятся к температуре воды в испарителе 12/7°C и температуре воздуха на входе в конденсатор 30°C.
(2) Данные относятся к температуре воды в конденсаторе 40/45°C и температуре воздуха на входе в конденсатор + 6,1°C (по влажному термометру).

WRA 25





WRH-P 21

ТИПОРАЗМЕР ME, WRH, WRHH		21	25	31	51	71	91	101	121	102	142	182	202	242	292	322	362	422	
Холодопроизводительность, кВт	WRH (1) WRHH (1)	7,2	8,7	10,0	16,2	22,0	27,6	32,0	38,6	32,1	44,0	55,3	64,0	77,3	90,0	114,8	127,7	150,0	
	ME (2)	6,5	8,0	9,2	14,6	19,5	24,1	27,7	34,5	28,6	39,0	48,3	55,4	69,0	83,9	101,8	113,9	133,8	
Теплопроизводительность, кВт	WRHH (3)	7,5	9,2	10,6	17,2	23,7	28,4	33,0	42,0	34,3	47,5	56,7	65,9	84,0	107,3	116,6	136,4	156,1	
Тип компрессора		Scroll			Поршневой										Scroll		Поршневой		
Напряжение питания компрессора, В		220-240/1/50,			380-415/3/50+N														
Число герм. компрессоров (охл.контуров), шт.		1/1								2/2									
Количество ступеней мощности		1								2							2(4 опция)		
Мощность, потреб. компрессорами WRH, кВт		1,5	1,7	2,0	3,8	5,0	6,5	7,7	9,8	7,3	10,0	13,0	15,4	19,7	19,9	24,8	29,7	39,7	
Транспортная масса WRH, кг		51	54	55	86	128	129	134	140	169	245	248	260	271	366	384	406	472	
Длина, мм		402			402					802					596				
Глубина, мм		487			602					602					1068				
Высота, мм		790			790					790					1539	1374			

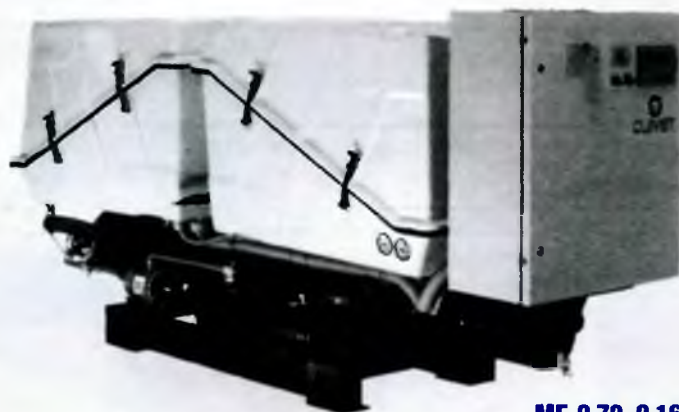
Рис. III.86.
Чиллеры с выносным конденсатором ME мощностью до 134 кВт и с водяным охлаждением конденсатора серии WRH, WRHH

WRH 292



ТИПОРАЗМЕР ME	2.70	2.75	2.80	2.90	2.100	2.120	2.140	2.150	2.160	4.140	4.160	4.180	4.200	4.220	4.240
Холодопроизводительность (1), кВт	175	195	210	234	253	305	341	365	444	348	415	466	514	568	610
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	48	52,6	56,8	62,1	67,1	80,6	82	90	96	95,7	113,2	124,4	134,5	148,2	161,2
Длина, мм	2850			3049		3080				3896		3889			
Глубина, мм	862									1263					
Высота, мм	1260	1290				1365				1553		1579			

(1) Данные относятся к температуре воды в испарителе 12 /7°C и температуре конденсации 45°C.



ME 2.70-2.160

*Рис. III.87.
Чиллеры серии ME
с выносным
конденсатором
большой
мощности*



*Рис. III.88.
Чиллеры серии MSE
с винтовым
компрессором
и выносным
конденсатором*

ТИПОРАЗМЕР MSE	2.90	2.100	2.110	2.125	2.140	2.155	2.170	2.200	2.230	2.260	2.280	2.300	2.330	2.360
Холодопроизводительность (1), кВт	212	246	280	309	338	371	400	462	529	595	664	733	795	857
Размеры: длина × глубина × высота, мм	3150 × 850 × 1200					3600 × 1000 × 1300					4500 × 1200 × 1600			

(1) Данные относятся к температуре воды 12/7°C и температуре всасывающего воздуха +35°C.

Рис. III.89.
Выносные
конденсаторы
серии CE

CE 91



ТИПОРАЗМЕР CE	25	31	51	91	121	141	161	181
Холодопроизводительность (1), кВт	9,7	11,8	17,7	29,8	42,1	52,8	59,7	68,2
Охлаждающие контуры, шт.	1							
Производительность по воздуху, л/с	972	917	1890	2500	3670	6250	6110	5550
Вентиляторы, шт. × диам.	1×450	1×450	2×450	3×450	4×450	3×630	3×630	3×630
Частота вращения, об/мин	890	890	890	890	890	660	660	660
Двигатели 220/1/50, шт. × кВт	1×0,15	1×0,15	2×0,15	3×0,15	4×0,15	3×0,32	3×0,32	3×0,32
Уровень шума (2), дБ	41,9	41,2	44,9	46,7	47,9	50,7	50,4	49,2
Транспортная масса, кг	35	40	60	85	125	150	155	190
Длина (3), мм	980	980	1630	1630	1630	2380	2380	2380
Глубина (3), мм	334	334	334	334	334	334	334	334
Высота (3), мм	554	554	554	814	1168	1214	1214	1214

- (1) Данные относятся к номинальной мощности, рассчитанной по формуле $(t_1 - t_2) = 15^{\circ}\text{C}$.
(2) Данные относятся к уровню звукового давления на расстоянии 10 м.
(3) Данные относятся к блокам вертикальной установки.

WRH 2.70–2.160



WRH 4.140–4.240



- (1) Данные относятся к температуре воды в испарителе $12/7^{\circ}\text{C}$ и температуре воды в конденсаторе $35/40^{\circ}\text{C}$.
(2) Данные относятся к температуре воды в испарителе 45°C и температуре конденсации $12/7^{\circ}\text{C}$.

ТИПОРАЗМЕР WRH / WRHN	2.70	2.75	2.80	2.90	2.100	2.120	2.140	2.150	2.160
Холодопроизводительность (1), кВт	180	200	218	242	261	315	350	384	409
Мощность, потребл. компрессорами (1), кВт	48,2	52,9	56,3	61,9	67,2	79,9	81,2	89,3	96,8
Теплопроизводительность (2), кВт	218	241	261	290	314	380	416	458	491
Мощность, потребл. компрессорами (2), кВт	55,4	60,8	64,9	71,5	77,5	91,8	86,9	95,8	103,9
Длина, мм	2850			3049		3080			
Глубина, мм	862								
Высота, мм	1494	1527				1600			2113

ТИПОРАЗМЕР WRH / WRHN	4.140	4.160	4.180	4.200	4.220	4.240
Холодопроизводительность (1), кВт	344	410	461	507	561	602
Мощность, потребл. компрессорами (1), кВт	102	120,5	131,9	143,7	157,7	171,8
Теплопроизводительность (2), кВт	436	518	579	637	702	756
Мощность, потребл. компрессорами (2), кВт	109,2	129	141,3	153,9	168,8	183,6
Длина, мм	3937					
Глубина, мм	1263					
Высота, мм	1953	1959	1979	2070	1986	2070

Рис. III.90.
Чиллеры с водяным
охлаждением
конденсатора
серии WRH и серии
WRHN мощностью
180–602 кВт

WRH 2.70



ТИПОРАЗМЕР WRH / WRHH	2.230	2.250	2.270	2.290	2.310
Холодопроизводительность (1), кВт	574	631	672	726	766
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	146,4	158,2	169,9	182,5	194,3
Теплопроизводительность (2), кВт	684,4	749,8	800	862,9	913
Мощность, потребляемая компрессорами (2), кВт	165,6	179	192,3	206,7	219,9
Размеры: длина × глубина × высота, мм	3660 × 1070 × 1900				

ТИПОРАЗМЕР WRH / WRHH	3.345	3.365	3.385	3.405	3.425	3.445	3.465
Холодопроизводительность (1), кВт	871	932	972	1032	1071	1149	1183
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	218,6	231,7	243,4	256,5	268,2	282	293,8
Теплопроизводительность (2), кВт	1035,1	1107,7	1157,1	1226,2	1275,2	1354,1	1405
Мощность, потребляемая компрессорами (2), кВт	247,5	262,7	275,9	290,8	303,9	319,7	333,1
Размеры: длина × глубина × высота, мм	4200 × 1500 × 2000						

ТИПОРАЗМЕР WRH / WRHH	4.500	4.540	4.580	4.620
Холодопроизводительность (1), кВт	1263	1344	1452	1533
Мощность, потребляемая компрессорами (1), кВт	316,4	339,8	365,2	388,6
Теплопроизводительность (2), кВт	1499,6	1600	1725,8	1826
Мощность, потребляемая компрессорами (2), кВт	358,2	384,6	413,4	439,8
Размеры: длина × глубина × высота, мм	3700 × 2200 × 1900			



WRH 3.345

(1) Данные относятся к температуре воды в испарителе 13/7°C и температуре воды в конденсаторе 30/35°C.

(2) Данные относятся к температуре воды в испарителе 13/7°C и температуре воды в конденсаторе 40/45°C.

В этом случае необходимо предусмотреть циркуляционные насосы и средства для предотвращения замерзания теплоносителя в теплообменнике.

Внешний вид и основные характеристики чиллеров с водяным охлаждением конденсатора серии WRH, работающих только на охлаждение, и серии WRHH с тепловым насосом мощностью 7–150 кВт и 180–409 кВт приведены на *рис. III.89.* и *III.90.* соответственно.

Характеристики чиллеров серии WRH и WRHH большой мощности приведены на *рис. III.91.*

Работа чиллеров серии WRHH в режиме теплового насоса обеспечивается не реверсированием холодильного цикла, а реверсированием подачи воды. Для этого в системе необходимо предусмотреть необходимое количество трехходовых клапанов, изменяющих направление движения воды.

Рис. III.91.
Чиллеры серии WRH и WRHH с водяным охлаждением конденсатора большой мощности

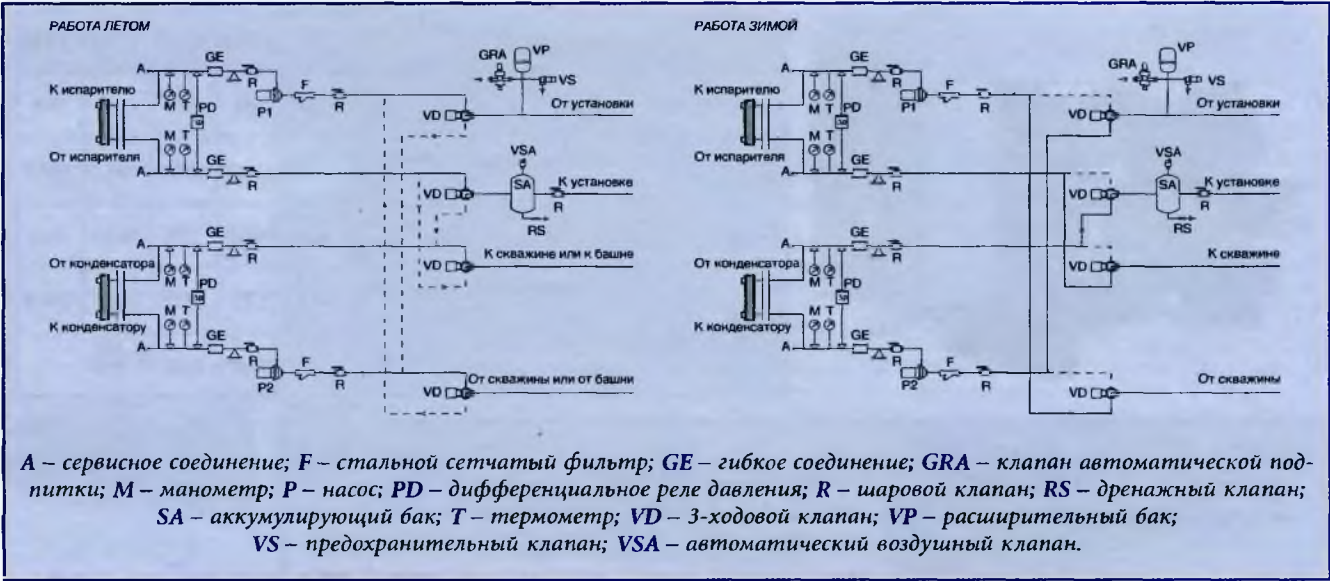


Рис. III.92.
Схема подключения
чиллера WRHH

На рис. III.92. показана схема подклю-
чения чиллера серии WRHH.
В режиме охлаждения вода из скважины
или от башни через 3-ходовой клапан VD
подаётся на конденсатор чиллера. Циркуля-
ция воды через конденсатор обеспечивается

циркуляционным насосом P2.
Охлаждаемая вода от потребителя пода-
ется к испарителю чиллера через 3-ходовой
клапан VD насосом P1. На выходе испарите-
ля устанавливаются 3-ходовой клапан VD и
аккумуляторный бак SA.

ТИПОРАЗМЕР WSH, WSHH	2.90	2.100	2.110	2.125	2.140	2.155	2.170	2.200	2.230	2.260	2.280	2.300	2.330	2.360
Холодопроизводительность (1), кВт	226	262	298	329	355	387	413	467	533	606	678	754	805	860
Теплопроизводительность (2), кВт	274	316	358	395	428	475	508	586	667	754	841	936	1005	1074
Размеры: длина × глубина × высота, мм	3150 × 850 × 1200					3600 × 1000 × 1300					4500 × 1200 × 1600			



Рис. III.93.
Чиллеры с водяным
охлаждением
и винтовыми
компрессорами
серии WSH и WSHH

ТИПОРАЗМЕР WSH, WSHH	3.390	3.410	3.430	3.450	3.480	3.510	3.540
Холодопроизводительность (1), кВт	936	1008	1080	1152	1217	1282	1347
Теплопроизводительность (2), кВт	1122	1209	1295	1381	1459	1537	1615
Размеры: длина × глубина × высота, мм	4000 × 1800 × 2320						

ТИПОРАЗМЕР WSH, WSHH	4.560	4.580	4.600	4.630	4.660	4.690	4.720
Холодопроизводительность (1), кВт	1392	1464	1536	1601	1655	1731	1796
Теплопроизводительность (2), кВт	1669	1756	1842	1920	1998	2075	2153
Размеры: длина × глубина × высота, мм	4500 × 2700 × 1600						

(1) Данные относятся к температуре воды в испарителе 13/7°C и температуре воды в конденсаторе 30/35°C.
(2) Данные относятся к температуре воды в испарителе 13/7°C и температуре воды в конденсаторе 40/45°C.

Установленные в магистрали манометры М, датчики давления Т и датчик перепада РD обеспечивают контроль расхода воды через чиллер.

В режиме охлаждения срабатывают 3-ходовые клапаны, реверсирующие направление воды.

Вода из скважины или от башни направляется на вход испарителя, а вода от потребителя — на вход конденсатора.

Чиллеры с водяным охлаждением и винтовыми компрессорами серии WSH и WSHN показаны на *рис. III.93*.

КОНСТРУКЦИЯ ЧИЛЛЕРОВ

Компрессоры

Компрессоры, которыми снабжены чиллеры, могут быть спиральными (типа «Scroll») или поршневыми.

В ряде модификаций установлены тандемные компрессоры, позволяющие регулировать холодопроизводительность, включая или отключая один из компрессоров.

Мощные чиллеры имеют до четырех независимых холодильных контуров с одним или двумя компрессорами в каждом контуре.

Каждый компрессор может иметь до 8 цилиндров. Отключение цилиндров и компрессоров позволяет регулировать холодопроизводительность.

Для уменьшения шума компрессоры могут закрываться звукоизолирующим кожухом.

Электродвигатели компрессоров оснащены защитой от перегрузок и охлаждаются всасываемым хладагентом.

Теплообменники

Теплообменник со стороны воды выполняется пластинчатым из коррозионностойкой стали или кожухотрубным с кожухом из углеродистой стали и стальными или медными трубками.

Чиллеры большой мощности выполняются в различных конфигурациях — для по-

вышенной температуры окружающего воздуха, в маломощном исполнении, для работы на растворах (незамерзающих жидкостях) и т.д.

Для ряда модификаций чиллеров разработаны и реализованы схемы утилизации тепла конденсации хладагента. Для этой цели чиллеры комплектуются пластинчатыми теплообменниками, нагревающими воду, что может представлять интерес для потребителей в летнее время. При этом существуют модификации с полной рекуперацией тепла, когда весь горячий хладагент может полностью направляться в теплообменник, и с частичной рекуперацией, когда через теплообменник для нагрева воды постоянно пропускается до 15% хладагента.

Система управления

Чиллеры серий WRAT и WRAN до 128 кВт имеют автономную встроенную систему микропроцессорного управления CLIV-DIN, состоящую из:

- устройства регулирования частоты вращения вентилятора;
- реле времени и реле защиты компрессора;
- системы поиска неисправностей с выводом на дисплей кодов отказов;
- сигнальных светодиодов (режимы работы, сигналы отказов).

На модуле индуцируются параметры и уставки, которые могут изменяться специалистами сервисных служб.

При работе чиллера в режиме обогрева микропроцессорный модуль управления предотвращает обмерзание теплообменника, переключая при необходимости чиллер и всю систему на режим охлаждения. В этом случае теплообменник начинает работать как конденсатор, температура его повышается и образовавшийся лед растапливается и отводится в дренажную систему.

Рис. III.94.
Схема модуля
управления CLIV-DIN

- 1 – индикатор «ЗНАЧЕНИЕ»;
- 2 – индикатор «ИНДЕКС»;
- 3 – знак «МИНУС»;
- 4 – число часов $\times 100$;
- 5 – клавиши «ВВЕРХ-ВНИЗ»;
- 6 – клавиша выбора «НАГРЕВ»;
- 7 – клавиша выбора «ОХЛАЖДЕНИЕ»;
- 8 – клавиша «МЕНЮ»;
- 9 – клавиша «НАСТРОЙКА»;
- 10 – клавиша «ВКЛ.-ВЫКЛ.+СБРОС (Возврат в исходное состояние)»;
- 11 – клавиша «СОСТОЯНИЕ»;

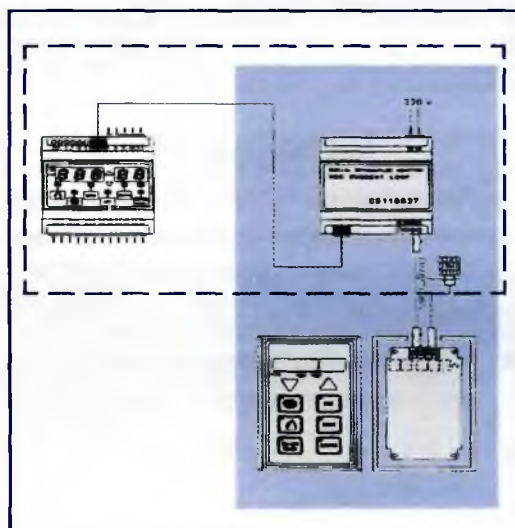
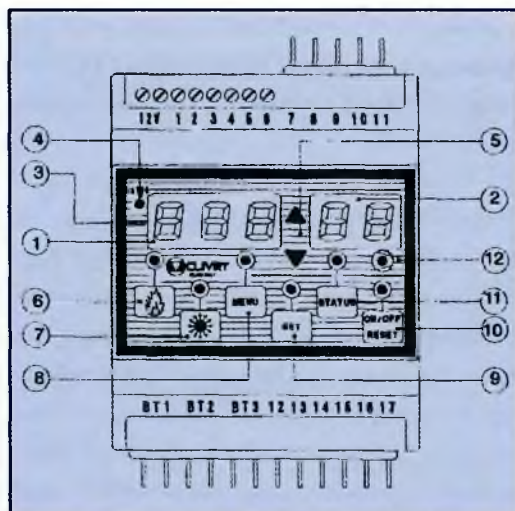


Рис. III.95.
Схема
подключения модуля
дистанционного
управления

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ (рис. III.96)

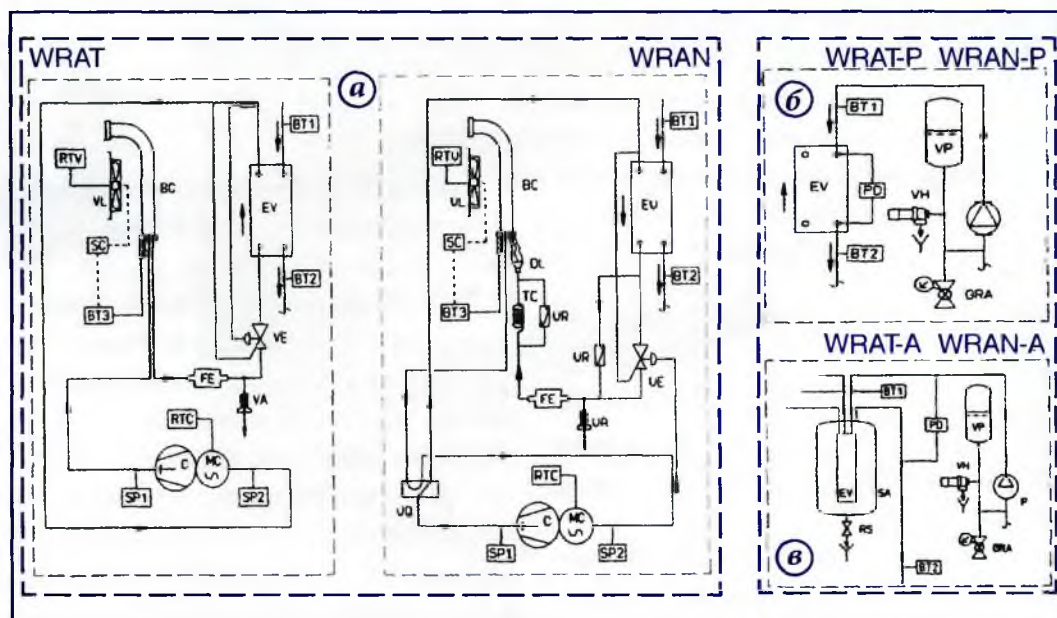
- BC – змеевик конденсатора/теплообменника;
C – компрессор;
MC – электродвигатель компрессора;
RTV – тепловое реле перегрузки (электродвигателя вентилятора);
DL – распределитель жидкой фазы;
VQ – четырехходовой клапан;
VR – обратный клапан;
TC – капиллярная трубка;
SC – регулятор частоты вращения вентилятора;
VA – предохранительный клапан максимального давления;
VL – осевой вентилятор;
RTC – тепловое реле перегрузки (электродвигателя компрессора);
FE – фильтр-осушитель;
BT3 – датчик температуры воздуха;
BT1 – датчик температуры воды на входе;
BT2 – датчик температуры воды на выходе;
EV – пластинчатый теплообменник;
SP1 – реле высокого давления;
SP2 – реле низкого давления;
VE – расширительный клапан;
P – циркуляционный насос;
VE – терморегулирующий вентиль (ТРВ);
VP – расширительный бак;
PD – дифференциальное реле давления;
VH – предохранительный клапан;
GRA – клапан подпитки с манометром;
RS – дренажный клапан;

Рис. III.96.

а – принципиальная
схема чиллеров
с воздушным
охлаждением серии
WRAT-71, WRAN-71;

б – схема
гидравлической
группы WRAT-P,
WRAN-P без
аккумулирующего
бака;

в – схема
гидравлической
группы WRAT-A,
WRAN-A с
аккумулирующим
баком



Внешний вид микропроцессорного модуля показан на *рис. III.94*.

Для удобства пользователя к микропроцессорному внутреннему модулю управления чиллера может подключаться модуль дистанционного управления, также позволяющий контролировать работу чиллера и изменять параметры.

Схема подключения модуля показана на *рис. III.95*.

Более мощные блоки имеют систему управления A2 PLUS и новую систему CAREL Pco с жидкокристаллическим дисплеем и расширенными возможностями для пользователя.

Принципиальная схема

Рассмотрим более подробно работу чиллера серии WRAN, WRAT.

На *рис. III.96* показана принципиальная схема чиллеров серии WRAT-71 и WRAN-71, а также схемы насосной группы без аккумулялирующего бака WRAT-P и WRAN-P и гидравлической группы с аккумулялирующим баком WRAT-A и WRAN-A.

При работе в режиме охлаждения газообразный хладагент из компрессора С через четырехходовой клапан VQ поступает в теплообменник BC, выполняющий функцию конденсатора. Обдув конденсатора производится вентилятором UL, скорость которого варьируется регулятором SC в зависимости от температуры змеевика теплообменника, замеряемой датчиком температуры BT3 таким образом, чтобы обеспечить постоянство давления конденсации.

Из конденсатора жидкий хладагент через распределитель жидкости DL, открытый обратный клапан UR и фильтр-осушитель FE поступает к испарителю EV. Перед испарителем установлен терморегулирующий клапан UE, регулирующий температуру и давление испарения в линии всасывания перед компрессором С. Обратный клапан UR при работе в режиме охла-

ждения закрыт.

Датчиками температуры BT1 и BT2 замеряется температура воды соответственно на входе и выходе чиллера.

Защита обеспечивается предохранительным клапаном максимального давления UA, реле низкого давления SP2 и реле высокого давления SP1. Тепловое реле перегрузки RTC защищает компрессор.

При работе в режиме теплового насоса газообразный хладагент подается к теплообменнику EV, выполняющему роль конденсатора. Далее через обратный клапан UR и капиллярную трубку TC жидкий хладагент поступает в теплообменник BC, играющий роль испарителя. Обратный клапан UR в это время закрыт. Датчик температуры BT3 используется для регулирования скорости вентилятора и определения момента включения режима оттаивания.

В моделях без теплового насоса серии WRAT отсутствуют капиллярная трубка TC, обратный клапан UR, 4-ходовой клапан VQ.

Более мощные чиллеры имеют, как правило, два независимых контура. На

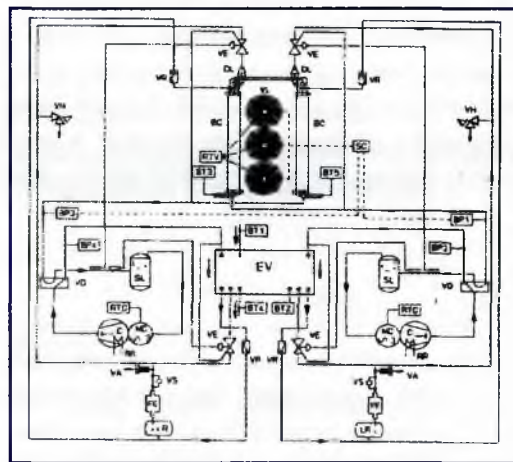


Рис. III.97.
Принципиальная
схема двухконтурного
чиллера с воздушным
охлаждением серии
WRAN 292

рис. III.97. показана схема такого чиллера WRAN 292.

Теплообменник состоит из двух секций, в каждой из которых имеются змеевики, равномерно распределенные по контурам. Продув секций теплообменника обеспечивается единой группой вентиляторов. Необходимость оттаивания определяется датчиками

BT3 и BT5 независимо для каждого контура. В отличие от рассмотренной выше схемы WRAN 71, в двухконтурный чиллер дополнительно устанавливаются:

- ◆ датчики высокого и низкого давления BP1–BP4 вместо реле давления;
- ◆ аккумуляторы в линии всасывания SL;
- ◆ ресиверы для жидкого хладагента LR;
- ◆ смотровое стекло VS.

Дополнительное оборудование

Полностью перечислить все дополнительное оборудование для всех моделей чиллеров достаточно сложно из-за его многообразия, поэтому рассмотрим только основные позиции:

Антивибрационные опоры — служат для уменьшения уровня вибрации, передаваемой на опорную конструкцию. Они позволяют уменьшить уровень шума и повысить надежность работы блока. Модели чиллеров малой и средней мощности комплектуются резиновыми опорами, более мощные модели могут

комплектоваться пружинными опорами.

Защитная решетка теплообменника — представляет собой сетку с шагом, примерно, 20 × 30 мм. Она позволяет защитить пластины теплообменника от механических повреждений при установке в доступном для посторонних месте.

Стальной сетчатый фильтр — защищает теплообменник чиллера от загрязнений.

Модуль дистанционного управления — позволяет дистанционно контролировать работу чиллера и изменять параметры.

Манометры высокого и низкого давления — позволяют визуально контролировать работу чиллера и облегчают его обслуживание.

Программируемый таймер для автоматического пуска и настройки — обеспечивает работу чиллера по специальной программе, например, включать, изменять мощность и пр. по заданной временной программе.

§ 3.4.3 Насосные станции

Насосные станции обеспечивают подачу необходимого количества теплоносителя к потребителям и представляют собой законченный агрегат, включающий циркуляционные насосы, расширительный бак, запорную арматуру и необходимую автоматику. В некоторых станциях устанавливается аккумулирующий бак.

Рассмотрим типологию и конструкцию насосных станций фирмы CLIVET (рис. III.98.).

Фирма CLIVET, пожалуй, единственная фирма, выпускающая широкий диапазон комплексных насосных станций с расходом воды до 30 л/с, способных работать как совместно с чиллерами, так и самостоятельно.

Как правило, насосная станция CLIVET работает совместно с чиллером и поэтому содержит все необходимые элементы для стыковки с чиллером, а также электрические элементы для управления.

Внешний вид и технические характеристики насосных станций GPA и GP показаны на рис. III.99.

ТИПЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Станции малой производительности серии GPA

Предназначены для работы с чиллерами мощностью до 40–50 кВт. Станции оснащены одним насосом мощностью от 300 до 900 Вт и имеют аккумулирующий бак емкостью 65 или 150 л.

Функциональная схема станции приведена на рис. III.100.

В стандартном варианте подключения теплоноситель от чиллера подается в аккумулирующий бак SA и далее через шаровой кран R к потребителям.

На обратном пути теплоноситель проходит клапан R, сетчатый фильтр F и насосом P подается к чиллеру.

На обратной линии установлены расширительный бак VP и защитное реле давления PRS. Заправка системы производится через клапан подачи воды GRA.

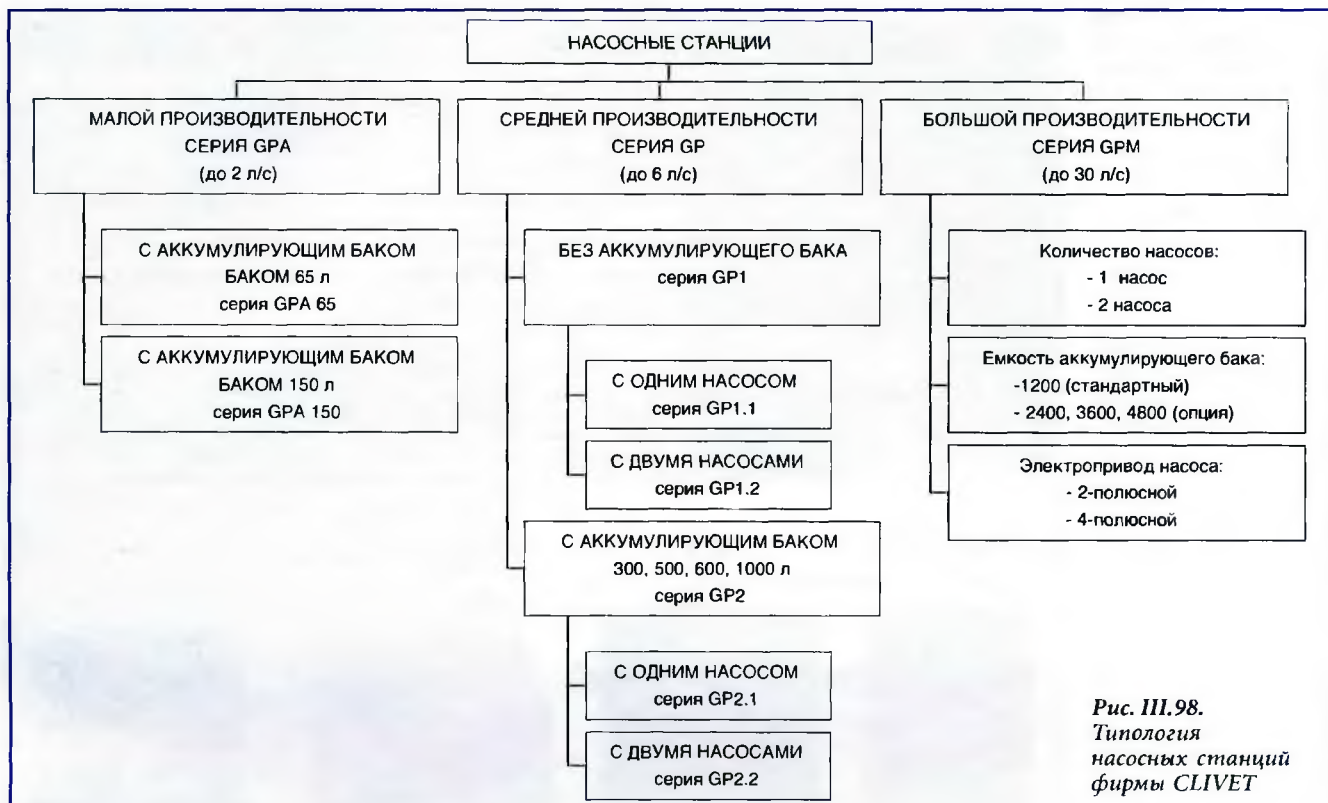


Рис. III.98.
Типология
насосных станций
фирмы CLIVET

В состав станции входит также предохранительный клапан VS, автоматический воздуховыпускной вентиль VSA.

Следует отметить, что станции серии GPA не комплектуются шаровыми запорными клапанами R, позволяющими перекрыть гидравлическую линию для ремонта, поэтому при проектировании гидравлической линии необходимо предусмотреть их установку.

В стандартном варианте подключения насосной станции обязательно должен сохраняться постоянный расход воды через систему при любых условиях.

Температура воды в аккумулялирующем баке при стандартной схеме подключения станции соответствует температуре воды на выходе чиллера.

Иногда необходимо обеспечить независимую работу отдельных веток системы и произвольно изменять расход воды по каждой ветке, вплоть до полного отключения. В этом случае должна использоваться насосная станция в варианте первичного/вторичного контуров.

При таком подключении чиллер работает только на аккумулялирующий бак. Холодная вода по основному (первичному) контуру обеспечивается насосом станции.

Из аккумулялирующего бака необходимое количество охлажденной воды дополняется циркуляционными насосами подается в различные независимые ветки системы, образующие вторичный контур.

Температура воды в аккумулялирующем баке в варианте первичного/вторичного контуров соответствует заданию входной температуры воды на чиллере.

Станции средней производительности GP

Предназначены для работы с чиллерами мощностью примерно до 140–150 кВт.

Функциональные схемы станций GP1 и GP2 в варианте с двумя насосами приведены на рис. III.101.

Станция GP1 выпускается без аккумулялирующего бака. Станции GP2 имеют встроенный аккумулялирующий бак емкостью от 300 до 1000 л.

Рис. III.99.
Насосные станции
малой и средней
мощности серии
GRA и GP

ТИП НАСОСА GP 1, GP 2	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12
Сила тока при полной нагрузке (1), А	0,8	1,1	1,8	2	1,6	2,2	2	2,8	3,6	4,4	2,8	3,6	4,5
Мощность при полной нагрузке (2), кВт	0,5	0,6	0,9	1,1	0,8	1,2	1,1	1,5	2	2,3	1,5	2,1	2,6
Напряжение, В	380–415/3/50+N												
Расширительный бак: вместимость, л	12×GP1 16×GP2(300–500 л) 24×GP2(600 л) 32×GP2(1000 л)												
Транспортная масса, кг	70×GP1 130×GP2(300) 170×GP2(500) 250×GP2(600) 260×GP2(1000)												
Длина, мм	616 (GP1.1–GP1.2)				831 (GP2.1–300–500)				1305 (GP2.2–600–1000)				
Глубина, мм	529 (GP1.1–GP1.2)				779 (GP2.1–300–500)				881 (GP2.2–600–1000)				
Высота, мм	1299 (GP1.1–GP1.2)				1502 (300)		2225 (500)		1502 (600)		2225 (1000)		

GP 1

GP 2



GPA 65

GPA 150

ТИП НАСОСА GPA		M0	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
Электронасос	номин. мощность, Вт	300	450	300	450	550	750	450	550	750	900
	номин. потребл. ток, А	0,80	1,20	0,80	1,20	1,50	2,00	1,20	1,50	2,00	2,40
Расширительный бак	вместимость, л	8									
	макс. давление, кПа	800									
	норм. давление, кПа	150									
Емкость аккумулятора бака, л		65L × GPA 65					150L × GPA 150				
Установка предохранительного клапана, кПа		600									
Напряжение эл. питания, В		400/3/50+N									
Транспортная масса, кг		72 кг × GPA 65					87 кг × GPA 150				
Длина, мм		600 мм × GPA 65					790 мм × GPA 150				
Глубина, мм		470 мм × GPA 65					600 мм × GPA 150				
Высота, мм		790 мм × GPA 65					1186 мм × GPA 150				

(1) Данные относятся к потребляемому току при максимально допустимых условиях эксплуатации.

(2) Данные относятся к потребляемой мощности при максимально допустимых условиях эксплуатации.

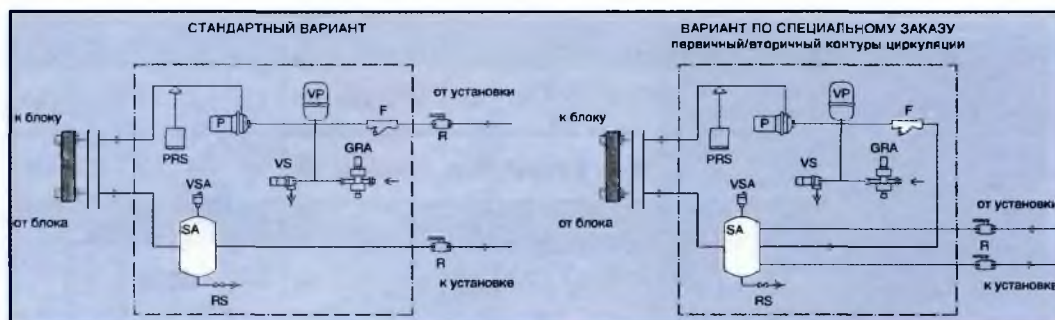


Рис. III.100.
Схема насосной
станции GPA

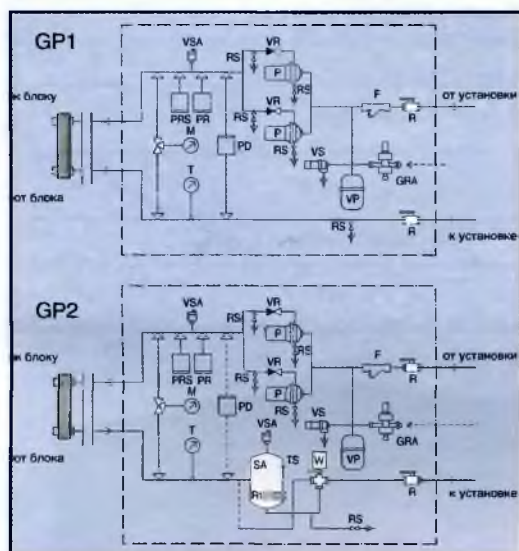


Рис. III.101.
Схема насосных
станций GP1 и GP2
с двумя насосами

Для ускорения выхода установки на режим обогрева, особенно при использовании больших аккумулирующих баков, а также для быстрого перехода с одного режима работы на другой, станция может комплектоваться трехходовым клапаном W. Клапан перепускает жидкость мимо бака, позволяя быстро поднять или снизить температуру жидкости в магистрали.

В аккумулирующий бак могут встраиваться электронагреватели TS для интенсификации подогрева жидкости в баке при включении режима обогрева.

Станции GP1 и GP2 могут выполняться в варианте с одним насосом. При этом обратный клапан VR не устанавливается.

В зависимости от емкости аккумулирующего бака устанавливается один или несколько расширительных баков VP.

Контроль работы станции обеспечивает реле давления PR, включающим резервный насос при снижении давления в системе

ниже 1,6 бар, реле давления PRS, отключающим чиллер при снижении давления ниже 1,2 бар, и реле перепада давления PD, отключающим чиллер при прекращении подачи воды.

В состав станции GP входит предохранительный клапан VS и автоматический воздуховыпускной вентиль VSA.

Станции большой производительности GPM

Предназначены для работы с чиллерами мощностью до 700–750 кВт. Станция поставляется, как правило, в виде отдельного агрегата. Возможна поставка станции в виде единого агрегата чиллером серии WRAT, WSAT с полугерметичными компрессорами (рис. III.102.).

Выпускаются с одним или двумя насосами мощностью от 1,5 до 15 кВт.

Электропривод может выполняться двух- или четырехполюсным, что позволяет подобрать насос с любым напором в диапазоне от 50 до 400 кПа.

Стандартная поставка предполагает аккумулирующий бак емкостью 1200 л. Возможна поставка станций с баком емкостью 2400, 3600 и 4800 л.

Станция GPM может выполняться в варианте с основным и вторичным контуром, как и станция GPA.

Управление насосными станциями

Насосная станция имеет свою систему управления, обеспечивающую контроль состояния станции, переключение насосов, аварийную сигнализацию и отключение станции в случае падения давления или расхода теплоносителя.

Рис. III.102.
Насосная станция
большой мощности
серии GPM

2-полюсный	Тип насоса GPM	60	61	62	63	68	69	70	71	78	79	80	81
	Номин. мощность, кВт	1,5	2,2	3,0	4,0	2,2	3,0	4,0	5,5	5,5	7,5	11,0	15,0
	Транспортная масса, кг	552	556	565	574	570	572	582	610	625	628	674	675
4-полюсный	Тип насоса GPM	83	85	87	90	91	92	93	94	98	99		
	Номин. мощность, кВт	0,75	1,5	2,2	1,5	1,5	2,2	4,0	5,5	5,5	7,5		
	Транспортная масса, кг	579	595	614	601	602	633	698	710	710	720		
Расширительный бак	Объем, л	75											
	Макс. давление, кПа	800											
	Норм. давление, кПа	150											
Емкость аккумулятора		1200 (2400/3600/4800 опция)											
Установка предохранительного клапана, кПа		600											



GPM



Станция GPM, агрегатированная
с чиллером серии WRAT / WSAT

Насосная станция может работать как самостоятельный агрегат.

При совместной работе с чиллерами фирмы CLIVET система управления станции стыкуется с системой управления чиллера. В этом случае включение станции производится непосредственно чиллером, а станция, в свою очередь, выдает в чиллер сигнализацию о необходимости отключения чиллера в случае нехватки воды.

Программой управления чиллера могут задаваться разные режимы включения и работы насосной станции:

- ◆ непрерывная работа станции; в этом случае насосы станции продолжают работать при выключении компрессоров чиллера;
- ◆ циклическая работа станции; в этом случае станция включается за определенное время перед включением компрессора и выключается через заданное время после выключения компрессора;
- ◆ независимая работа станции; в этом случае чиллер вообще не выдает команду на включение станции.

КАК ПОДОБРАТЬ НАСОСНУЮ СТАНЦИЮ

Для выбора насосной станции необходимо знать:

- режимы работы оборудования (только охлаждение, охлаждение+обогрев, изменение нагрузки потребителей);
- диапазон изменения температуры теплоносителя;
- характеристики теплоносителя (коэффициент объемного расширения, вязкость, коэффициент теплопроводности, теплоемкость, удельный вес и т.д.);
- объем системы без учета аккумулирующего бака насосной станции;
- потребный расход жидкости;
- потребный напор, который должен обеспечиваться насосами станции;
- требования надежности (резервирования), предъявляемые к системе для определения количества насосов;
- размер аккумулирующего бака;
- взаимное расположение насосной станции и конечных потребителей;
- перепад высот между насосной станцией (от точки расположения расширительного бака) и наиболее высоко расположенным потребителем.

Определение потребного расхода воды через чиллер

Потребный расход воды определяется холодопроизводительностью чиллера и расчетным перепадом (охлаждением) температур на входе и выходе чиллера и рассчитывается по формуле

$$G = 862 \cdot \frac{Q_{\text{хл}}}{3600 \cdot \Delta t},$$

где G – расход воды через чиллер (л/с);

$Q_{\text{хл}}$ – холодопроизводительность чиллера (кВт);

Δt – перепад температур на чиллере.

Как правило, величина температурного перепада закладывается 5–6°C.

Пример: мощность чиллера 19,7 кВт
теплоноситель — вода.

Потребный расход воды составит

$$G = 862 \cdot \frac{19,7}{3600 \cdot 6} = 0,786 \text{ л/с.}$$

Определение потребного напора насосной станции

Величина потребного напора складывается из следующих потерь:

- потери в теплообменнике чиллера. Величина этих потерь определяется из табличных характеристик чиллера;
- потери в самой насосной станции и потери на соединениях между чиллером и насосной станцией. В каталоге на насосные станции, как правило, приводится напор на выходе насосных станций для различных типоразмеров чиллеров и расходов воды уже с учетом потерь в чиллере;
- потери в сети (трубопроводах, арматуре, фанкойлах и т.п.). Определяются проектировщиком в каждом конкретном случае на основании гидравлического расчета системы с учетом характеристик теплоносителя по вязкости.

Выбор типа насосной станции

В соответствии с заданным расходом и необходимым напором выбирается тип насосной станции и тип насоса. Количество насосов определяется из условия обеспечения требуемой надежности при рассмотрении последствий отказа насоса.

Определение емкости аккумулирующего бака

Как уже говорилось, система управления чиллером не допускает повторного включения компрессора в течение определенного времени. Очевидно, что в течение вынужденной остановки чиллера отклонение температуры воздуха в помещении не должно превышать заданных пределов. С этой целью устанавливаются специальные баки, на-

зываемые аккумулярующими, размеры которых должны обеспечить охлаждение (или обогрев) в течение времени, когда чиллер не работает.

Очевидно, что размеры бака в первую очередь зависят от мощности чиллера, количества холодильных контуров в чиллере, количества воды в системе и допустимого отклонения температуры в помещении (потребной точности регулирования).

Например, для случая, когда время защиты компрессора составляет 6 мин, а допустимое отклонение температуры 1,5 °С, емкость аккумулярующего бака может быть рассчитана по формуле

$$V_{AB} = \frac{(8,65P - 0,21V - 1,2VA)}{Z},$$

где V_{AB} – вместимость аккумулярующего бака (л);

P – максимальная мощность чиллера (кВт);

V – объем кондиционируемого помещения (м³);

VA – количество воды в системе (л);

Z – количество контуров или ступеней мощности.

Если значение V_{AB} получается отрицательным, то необходимости в аккумулярующем баке нет.

Определение потребного давления в системе и давления в расширительном баке насосной станции

Величина давления в гидравлической системе перед началом работы зависит от взаимного расположения насосной станции и потребителей (фанкойл, теплообменник кондиционера).

Если насосная станция расположена ниже конечного потребителя (вариант установки А), то давление жидкости в районе расширительного бака насосной станции определяется как максимальный перепад высот между насосной станцией и наиболее высоко расположенным потребителем плюс 0,3 бар.

Если насосная станция расположена выше всех потребителей (вариант установ-

ки В), то минимальное давление в районе расширительного бака составляет 1,5 бар, независимо от перепада высот между станцией и наиболее низким потребителем.

Насосная станция поставляется при давлении в расширительном баке 1,5 бар. Поэтому перед заправкой системы требуется создать давление в расширительном баке в соответствии с данными, приведенными в *таблице на рис. III.103*.

Максимально допустимый объем жидкости

Насосная станция имеет в своем составе встроенные расширительные баки, которых хватает на компенсацию температурного расширения определенного объема жидкости.

На *рис. III.103* приводятся данные о максимальном количестве воды в системе, расширение которой может компенсироваться баками насосной станции.

Если объем воды в системе (с учетом аккумулярующего бака) превышает табличные величины, то необходима установка дополнительных расширительных баков.

Как видно из таблицы, если система работает только на охлаждение, то емкости расширительных баков насосной станции достаточно для нормальной работы системы.

При работе в режиме обогрева установка дополнительных расширительных баков может потребоваться при большом перепаде высот между станцией и потребителем.

Если система заправляется незамерзающей жидкостью, то, как правило, требуется установка дополнительных расширительных баков.

В любом случае следует помнить, что лишний объем расширительных баков только улучшает работу системы.

Если заправка производится незамерзающей жидкостью, то при работе системы в режиме обогрева установка расширительных дополнительных баков обязательна.

Рис. III.103.

Вариант установки	А					В
Максимальный перепад высот (м)	33,0	27,6	22,5	17,4	12,3	—
Необходимое давление в системе перед запуском (бар)						
Только охлаждение	3,6	3,1	2,7	2,2	1,8	1,8
Охлаждение + обогрев		3,05	2,6	2,1	1,6	1,6
Давление азота в расширительном баке перед заправкой системы (бар)	3,5	3	2,5	2	1,5	1,5
Максимальное количество воды в системе в режиме «охлаждение» (л)						
GPA 65–150	366	439	513	586	659	659
GP1	—	658	767	877	986	986
GP2 (1 × 300 л) или (1 × 500 л)	—	876	1024	1170	1316	1316
GP2 (1 × 600 л)	—	1314	1536	1755	1974	1974
GP2 (1 × 1000 л)	—	1752	2048	2340	2632	2632
GPM (1 × 1200 л)	3380	4060	4740	5420	6090	6090
Максимальное количество воды в системе в режиме «охлаждение + обогрев» (л)						
GPA 65–150	168	201	235	269	302	302
GP1	—	302	352	402	453	453
GP2 (1 × 300 л) или (1 × 500 л)	—	402	470	536	604	604
GP2 (1 × 600 л)	—	603	705	804	906	906
GP2 (1 × 1000 л)	—	804	940	1072	1208	1208
GPM (1 × 1200 л)	1550	1860	2170	2480	2790	2790

Примечания:

- 1) При заправке температура воды соответствует 20°C.
- 2) На режиме «охлаждение» — температура воды от +4 до +40°C.
- 3) На режиме «охлаждение+обогрев» — температура воды от +4 до +60°C.

Существует большое разнообразие фанкойлов по мощности, конструктивному исполнению, способу управления и внешнему виду.

Фанкойлы могут устанавливаться на полу, подвешиваться на стене или потолке, встраиваться в воздуховоды за подшивным потолком.

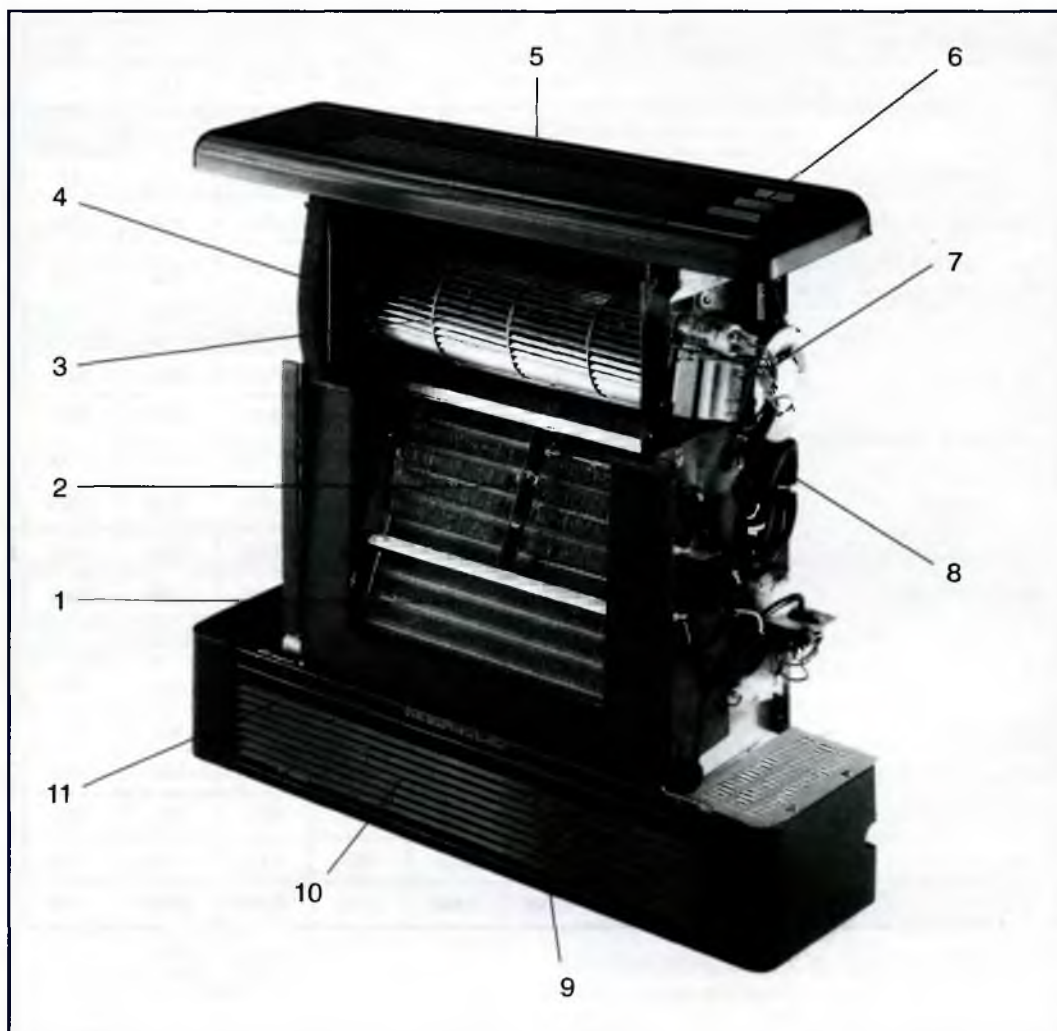
Но в любом случае фанкойл состоит из одинаковых по назначению основных элементов, показанных на рис. III.104.

Теплообменник — с алюминиевыми ребрами, прикрепленными к змеевикам из медных трубок, по которым подается холодная или горячая вода. Змеевик с одной стороны имеет муфты для соединения с трубопроводами и воздушные клапаны для выпуска воздуха при заполнении системы водой. Змеевик теплообменника имеет два или три ряда. Фанкойл с одним теплообменником называется двухтрубным.

§ 3.4.4 ФАНКОЙЛЫ

Рис. III.104.
Конструкция
фанкойла:

- 1 – теплообменник;
- 2 – электро-нагреватель;
- 3 – вентилятор;
- 4 – теплозвуко-изоляция;
- 5 – выходная решетка;
- 6 – встроенная панель управления;
- 7 – электро-двигатель;
- 8 – соединительная муфта;
- 9 – легкоъемный фильтр;
- 10 – входная решетка;
- 11 – поддон для дренажа



Иногда может устанавливаться дополнительный теплообменник или дополнительный ряд змеевика с отдельными соединительными муфтами для подключения к независимому источнику горячей воды системы центрального отопления. Такой фанкойл называется четырёхтрубным.

При использовании четырёхтрубных фанкойлов летом они работают от чиллера как охладители, а зимой работают как обычные радиаторы от линии центрального отопления.

Схемы подключения двухтрубных и четырёхтрубных фанкойлов показаны на рис. III.105.

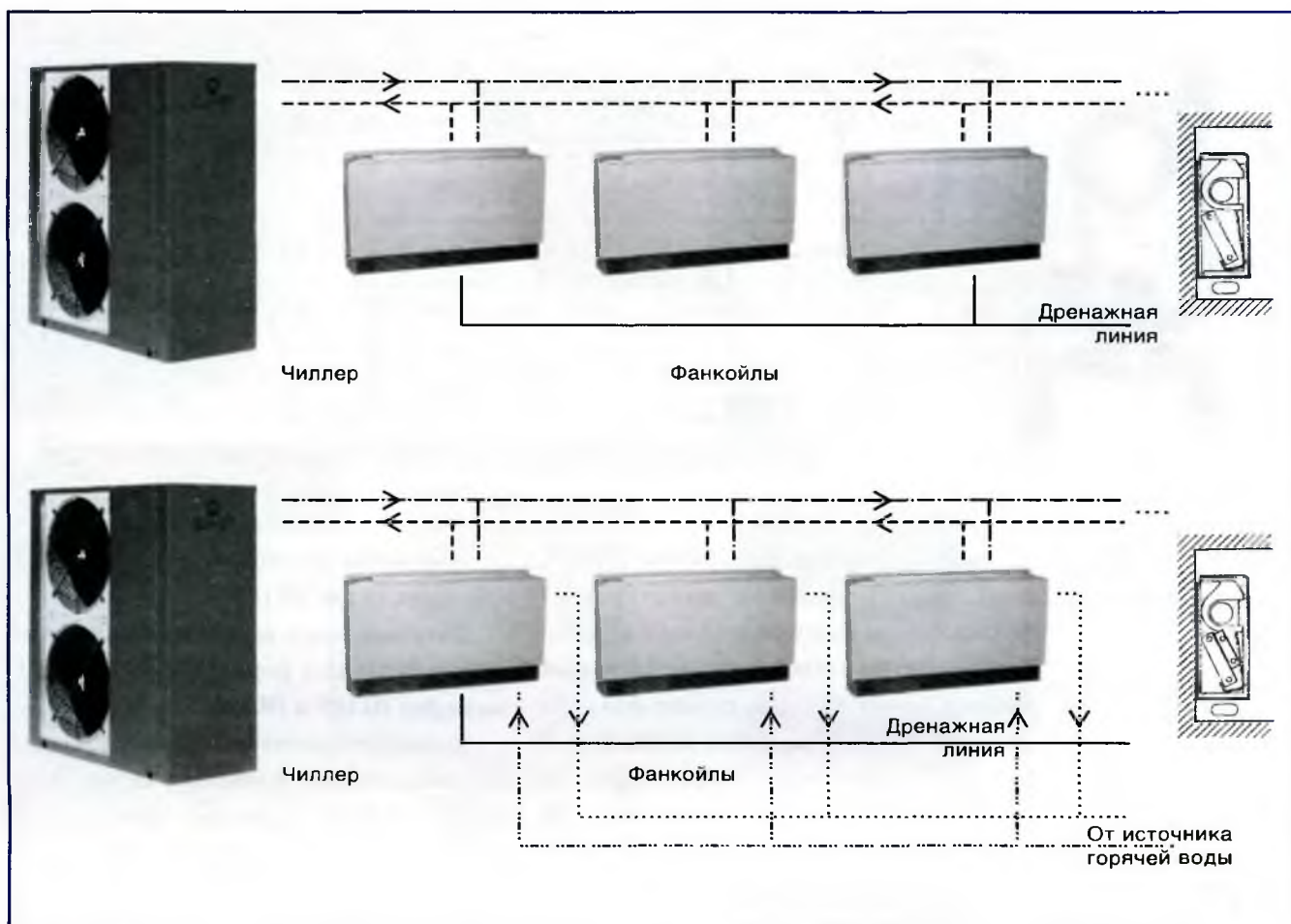
Вентилятор — «тангенциального» типа для фанкойлов малой мощности или центробежного типа для фанкойлов средней и большой мощности. Равномерно распре-

ляет поток по всей длине фанкойла и работает с малым уровнем шума.

Электродвигатель — роторного типа, самоохлаждаемый. Как правило, электродвигатель может иметь несколько фиксированных скоростей вращения или иметь плавное регулирование скорости.

Поддон для сбора конденсата — обеспечивает сбор и слив конденсата с теплообменника при вертикальной или горизонтальной установке фанкойла. Иногда предусматривается дополнительный поддон для сбора конденсата с соединительных муфт и подсоединенных к ним частей трубопроводов.

Воздушный фильтр — легкоъемный, моющийся фильтр с открытыми ячейками, пригодными для повторного использования. Размещается в раме и фиксируется непосред-



ственно в специальных направляющих на корпусе фанкойла .

Электронагреватель — может устанавливаться на выходе фанкойла для повышения эффективности работы фанкойла в режиме обогрева.

Управление фанкойлом — может выполняться вручную или автоматически с помощью термостата.

При ручном управлении скорость вентилятора задается (плавно или ступенчато) с пульта управления, установленного на самом корпусе фанкойла, на стене или с помощью дистанционного пульта управления.

При автоматическом управлении замедляется температура воздуха на входе в фанкойл или температура в помещении и термостат включает или выключает вентилятор с заданной скоростью. Иногда применяется плавное регулирование скорости.

Необходимо отметить, что в обоих случаях управления (скоростью вентилятора или его включением-отключением) через фанкойл всегда идет определенный расход теплоносителя. Поэтому даже при выключенном вентиляторе фанкойл продолжает, хоть и с малой эффективностью, охлаждать или обогревать помещение.

Ситуация усложняется, если через фанкойл проходит воздух от центрального кондиционера или приточной установки. В этом случае при выключении вентилятора фанкойла в помещение продолжает поступать холодный воздух.

Для исключения этого неприятного явления рекомендуется устанавливать перед фанкойлом трехходовой клапан, перепускающий теплоноситель мимо фанкойла при выключении вентилятора (рис. III.106.).

Рис. III.105.
Схема подключения фанкойла

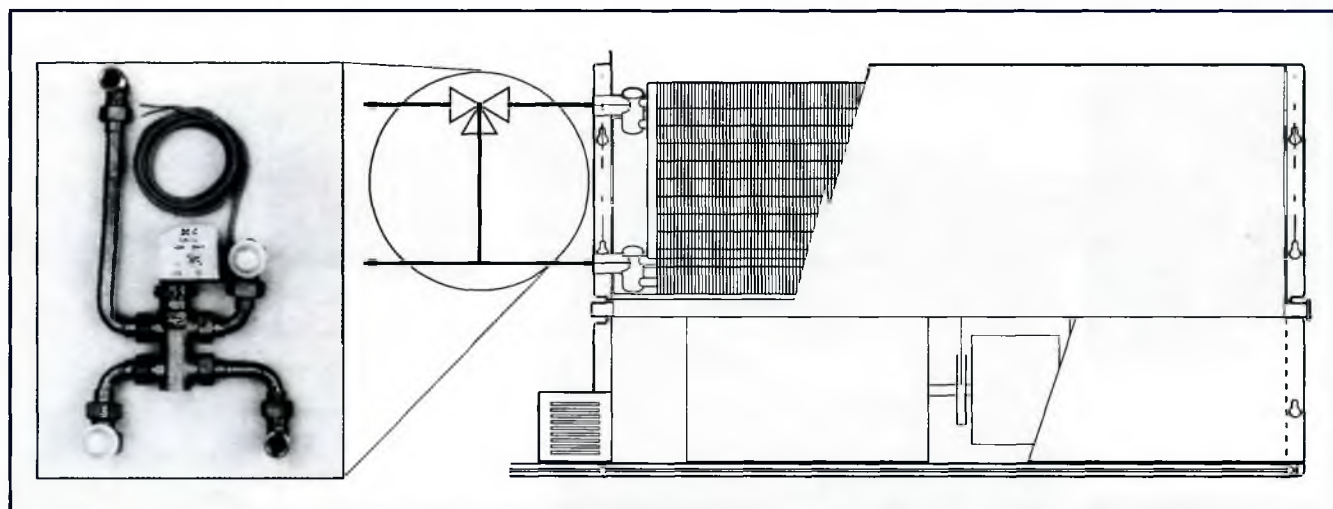


Рис. III.106.
Подключение
3-ходового клапана

Рассмотрим фанкойлы фирмы *CLIVET*, выпускающей широкую номенклатуру фанкойлов, позволяющую вписаться в любое помещение и обеспечить необходимый уровень комфорта. Поскольку фанкойл является больше бытовым прибором, с которым «работает» потребитель, то *CLIVET* разработал серию фанкойлов *ELFO* улучшенного дизайна.

Рис. III.107.
Типология фанкойлов
фирмы *CLIVET*

Типология фанкойлов фирмы *CLIVET* приведена на рис. III.107.

Внешний вид и основные технические данные фанкойлов фирмы *CLIVET* приведены на рис. III.108. и III.109.

В последнее время появились напольно-настенные модели фанкойлов серии *ELFO* фирмы *CLIVET*, имеющие улучшенный дизайн и конструкцию (рис. III.110.).

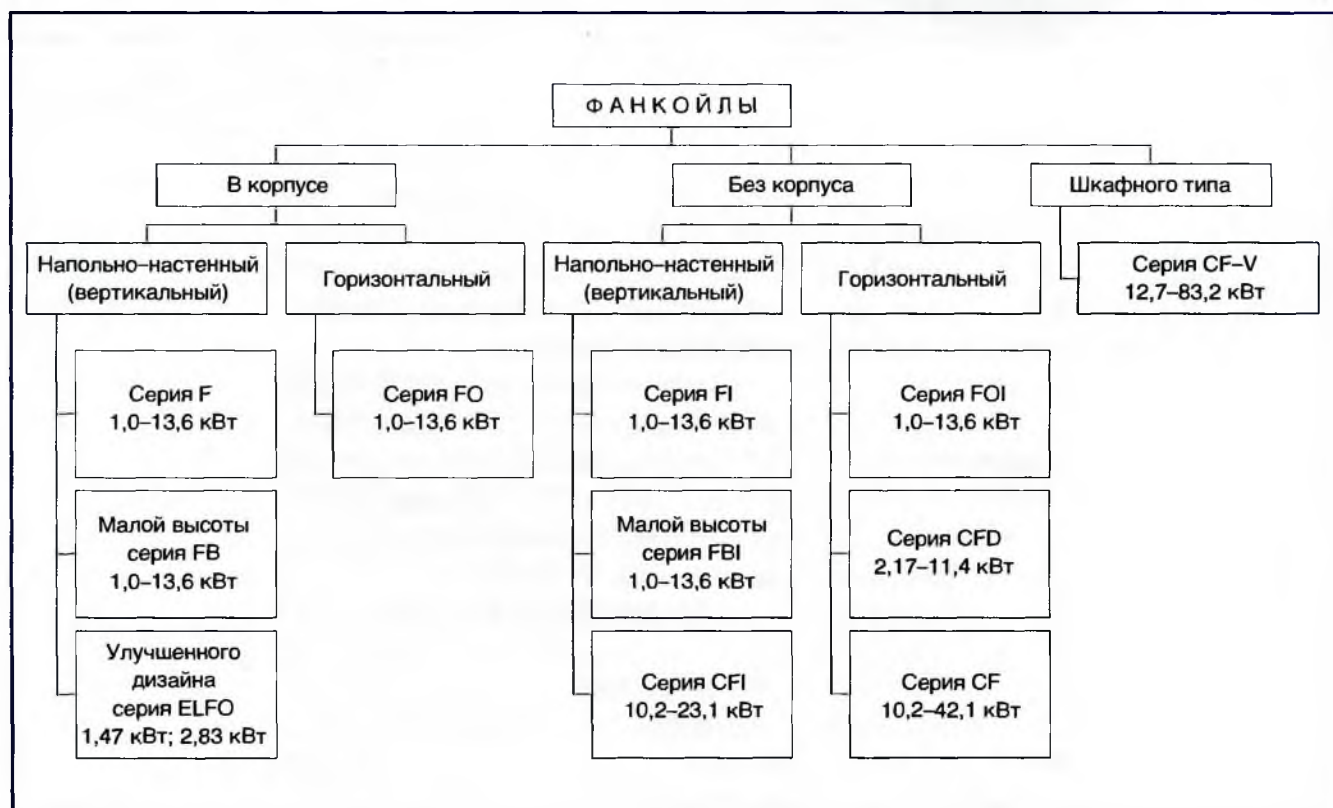
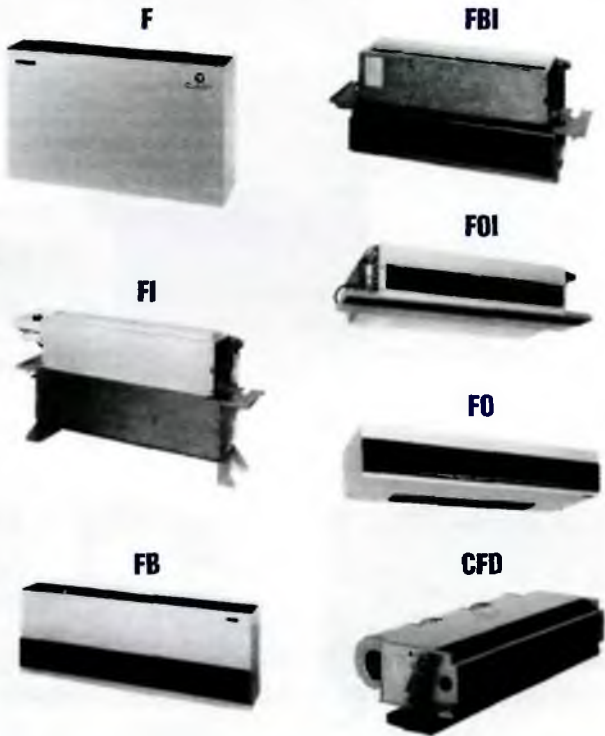


Рис. III.108.
Фанкойлы серии F,
CFD фирмы CLIVET

ТИПОРАЗМЕР F, FB, FO, FI, FBI	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный расход воздуха, м³/ч, макс.	190	360	500	710	850	1015	1185	1360	1510	1700
Холодопроизводитель- ность (1), кВт	1,0	2,7	4,0	5,3	6,0	7,6	9,2	10,9	11,8	13,6
Теплопроизводитель- ность (2), кВт	2,6	5,2	7,4	10,2	11,9	14,5	17,1	19,7	21,5	24,4
Длина (F-FO-FB), мм	640	840	1040	1240	1240	1440	1640	1840		2040
Длина (FI-FBI), мм	540	740	940	1140	1140	1340	1540	1740		1940
Длина (FOI), мм	500	700	900	1100	1100	1300	1500	1700		1900

ТИПО- РАЗМЕР	Глубина	Высота
F	220	445
FI	220	465
FO	240	505
FOI	230	465
FB	245	445
FBI	232	425



ТИПОРАЗМЕР CFD		7	11	15	21	25	31	41
Холодопроизводительность (1), кВт		2,2	3,2	4,9	6,2	7,9	9,1	11,4
Теплопроизводительность (2), кВт		4,7	5,9	9,4	11,5	14,4	16,8	20,9
Центробежный электровентилятор, шт.		1		2		3		4
Номинальный расход воздуха, л/с	S	144	174	286	333	429	497	650
	H	161	211	333	417	496	612	806
Напряжение эл. питания, В		220-240/1/50						
Длина, мм		515	615	875	1025	1235	1355	1455
Глубина × высота, мм		555 × 272						
Транспортная масса, кг		15	17	24	30	35	38	46

(1) Данные относятся к температуре воздуха на входе 27 °С и температуре воды 7/12 °С.
(2) Данные относятся к температуре воздуха на входе 20 °С и температуре воды 70/60 °С.

Рис. III.109.
Фанкойлы серии CF
фирмы CLIVET

ТИПОРАЗМЕР CFI	25	31	41	51	71
Холодопроизводительность (1), кВт	10,2	12,0	15,6	18,6	23,1
Двигатель вентилятора × потребляемая мощность, шт. × Вт	1×147	1×184		1×420	1×600
Напряжение, В	220–240/1/50				
Номинальный расход воздуха, л/с	417	500	639	806	1055
Транспортная масса, кг	38	45	50	60	71

ТИПОРАЗМЕР CF	25	31	41	51	71	91	121
Холодопроизводительность (1),кВт	10,2	12	15,6	18,6	23,1	30,9	42,1
Двигатель вентилятора × потребляемая мощность, шт. × Вт	1×147	1×184		1×420	1×600	1×750	1×1100
Напряжение, В	220–240/1/50					380–415/3/50	
Номинальный расход воздуха, л/с	417	500	639	806	1055	1417	1889
Транспортная масса, кг	38	45	50	60	71	138	158

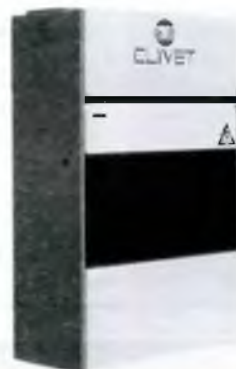
CFI



CF



CF-V



ТИПОРАЗМЕР CF-V	31	41	51	71	91	101	121	142	182	202	242
Холодопроизводительность (1), кВт	12,7	17,9	20,3	26,0	34,8	41,2	45,3	61,6	70,2	78,4	83,2
Двигатель вентилятора × потребляемая мощность, шт. × кВт	1×0,25		1×0,52	1×0,8	1×0,75	1×1,1	1×1,5		1×2,2		1×3
Напряжение, В	220-240/1/50					380-415/3/50+N					
Номинальный расход воздуха, л/с	569	778	944	1166	1597	1889	2167	2638	3194	3472	3888
Транспортная масса, кг	96	117	123	140	185	210	215	250	260	290	295

(1) Данные относятся к температуре воздуха на входе 27 °C и температуре воды 7/16 °C

Рис. III.110.
Фанкойлы
улучшенного дизайна
серии ELFO фирмы
CLIVET

Типоразмер ELFO	5	11
Холодопроизводительность (1), кВт	1,47	2,83
Теплопроизводительность (2), кВт	2,84	5,60
Номинальный расход воздуха, л/с	69,5	139
Напряжение эл. питания	230/1/50	
Потребляемая мощность, Вт	18	18
Длина, мм	500	825
Глубина × высота, мм	180 × 518	180 × 518
Транспортная масса, кг	12,3	15,5

(1) Данные относятся к температуре воздуха на входе 26 °С и температуре воды 7/12 °С.
(2) Данные относятся к температуре воздуха на входе 10 °С и температуре воды 80/70 °С.



Как правило, в установках кондиционирования с чиллерами температура воды на выходе в режиме охлаждения составляет 5–8 °С.

Обычно автоматика чиллера контролирует температуру воды на выходе, отключая чиллер при достижении температуры воды на выходе +3 °С.

Если возникает угроза замерзания воды зимой (например, при отключении чиллера) или необходимо, чтобы выходная температура теплоносителя на выходе чиллера была ниже 5 °С, то необходимо к воде добавлять незамерзающие растворы.

Наиболее известным и распространенным является водный раствор этиленгликоля. В табл. III.111 приведены температуры замерзания водных растворов этиленгликоля различной концентрации. Здесь же указаны поправочные коэффициенты к основным характеристикам чиллеров при нормальной выходной температуре раствора 5–8 °С.

Использование незамерзающего 40%-ного раствора этиленгликоля может уменьшить холодопроизводительность кондицио-

нера при нормальной выходной температуре почти на 7%. Если на выходе чиллера потребуются поддерживать температуру минус 9 °С, то холодопроизводительность снизится уже на 48%.

Существенное влияние на проектирование оказывает увеличение гидравлического сопротивления сети почти на 50% из-за увеличения вязкости раствора. На практике это означает необходимость применения более мощных циркуляционных насосов или насосных станций и соответствующее увеличение их стоимости.

Кроме того, этиленгликолевые растворы весьма токсичны, поэтому имеют ограниченное применение в кондиционерах. Более широкое применение нашли водные растворы пропиленгликоля, но он почти в три раза дороже этиленгликоля.

В последнее время разработан целый ряд незамерзающих жидкостей, в состав которых входят специальные добавки уменьшающие коррозию, а также препятствующие образованию пены и накипи: АСОЛ, АРКТИКА, Нот

§ 3.4.5 Тепло- хладоносители

Таблица III.111

Массовая доля этиленгликоля, %		10%	20%	30%	40%
Температура замерзания, °C		-4,4	-9,4	-15,6	-24,4
Безопасная рабочая температура, °C		+1	-4	-10	-19
Холодопроизводительность	F_f	0,998	0,970	0,995	0,935
Мощность привода компрессора	F_e	0,990	0,985	0,980	0,970
Расход раствора этиленгликоля	F_p	1,010	1,028	1,064	1,081
Потери давления	F_{dp}	1,029	1,152	1,310	1,481

Blood, Норд-К и др.

Охлаждающие жидкости АСОЛ-К и АСОЛ-К-Е 30 предназначены для использования в теплообменной аппаратуре, изготавливаемой из черных металлов, меди, а также ее сплавов, и не применяются в аппаратуре и трубопроводах из алюминия, его сплавов и аппаратуре со свинцово-оловянными припоями. По своим теплофизическим свойствам они на 15% превосходят этиленгликолевые растворы. Не горят, взрывобезопасны и даже могут использоваться как средство пожаротушения. Кроме того, они обладают свойством «залечивать» мелкие отверстия, образуя

солевые уплотнения. Коэффициент их объемного расширения вдвое меньше, чем у этиленгликолевых растворов.

Охлаждающие жидкости АРКТИКА-45 предназначены для использования в теплообменной аппаратуре, изготовленной из любых применяемых в теплотехнике материалов.

Hot Blood предназначен для использования в системах отопления и теплообменных аппаратах, пожаробезопасен и не подвергается коррозии внутренние поверхности системы и не разъедает резиновые прокладки и детали. Для получения необходимой температуры замерзания может легко разбавляться водой. Оптимальной считается жидкость с температурой замерзания минус 30°C. Разбавление водой до температуры замерзания выше 20°C нежелательно, так как приводит к ухудшению антикоррозионных свойств и возможному выпадению осадка солей.

Основные технические характеристики рассмотренных незамерзающих жидкостей приведены в табл. III.112.

Таблица III.112

ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕЗАМЕРЗАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ

	АСОЛ-К	АСОЛ-К-Е 30	АРКТИКА-45	Hot Blood
Внешний вид	Однородная жидкость розового цвета без механических примесей	Однородная жидкость розового цвета без механических примесей	Однородная жидкость желто-зеленого цвета без механических примесей	Однородная жидкость красного цвета без механических примесей
Плотность при 20°C (г/см³)	1,4±0,05	1,4±0,05	1,22±0,03	1,086
Температура начала кристаллизации, не выше(°C)	Минус 30	Минус 55	Минус 45	Минус 65
Водородный показатель (pH)	9,5–11,5	9,5–11,5	8,0–9,5	8,8–8,9

3.5

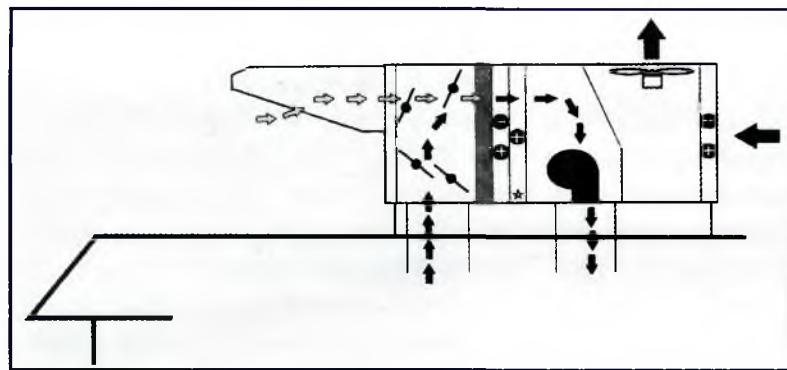
КРЫШНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

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

Крышные кондиционеры позволяют одновременно осуществлять вентиляцию и регулировать температуру воздуха в помещении.

Обычно крышные кондиционеры применяются для кондиционирования и вентиляции больших супермаркетов, спортивных сооружений, конференц-залов, т.е. больших открытых залов с общей крышей.

Типовая схема крышного кондиционера показана на рис. III.113.



Свежий воздух забирается с улицы через заборную решетку кондиционера. Рециркуляционный воздух забирается из помещения по системе воздуховодов и подается в смесительную камеру, где смешивается со свежим воздухом. Необходимое соотношение свежего и рециркуляционного воздуха обеспечивается изменением положения заслонок.

В кондиционерах малой мощности может отсутствовать смесительная камера с жалюзийными заслонками, поэтому сме-

шение в этом случае необходимо выполнять в подводящем воздуховоде.

Из смесительной камеры воздух проходит через фильтр и подается к теплообменнику (испарителю или конденсатору) холодильной машины, где он охлаждается или нагревается (в кондиционерах с тепловым насосом).

Для подогрева воздуха в кондиционер может встраиваться дополнительный электрический или водяной нагреватель (возможен и газовый нагреватель, но он используется довольно редко).

После теплообменников воздух с требуемой температурой подается центробежным вентилятором в систему распределительных воздуховодов.

Воздух для охлаждения конденсатора

холодильного цикла забирается из атмосферы специальным вентилятором, также входящим в конструкцию кондиционера, и затем выбрасывается на улицу.

Крышные кондиционеры характеризуются:

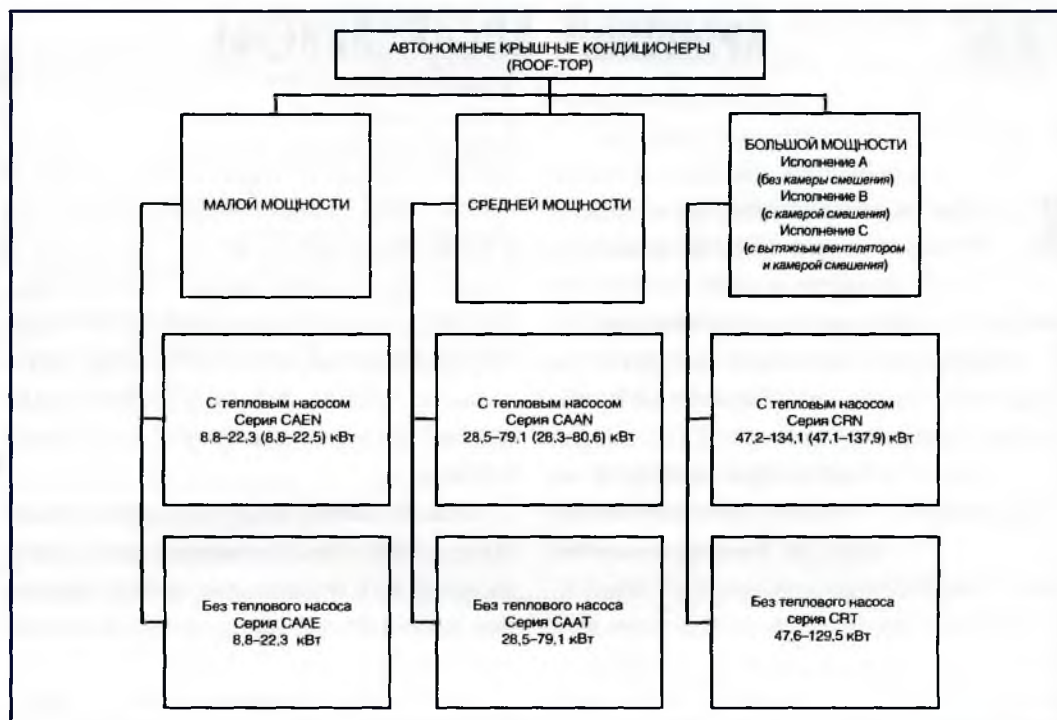
- Широким диапазоном мощностей — от 8 до 140 кВт по холоду и теплу, и соответствующими расходами воздуха от 1500 до 25 000 м³/ч.
- Простотой монтажа и установки.
- Компактностью.
- Высокой надежностью и экономичностью в эксплуатации.
- Единой системой автоматики, позволяющей при задании

§ 3.5.1

Общие сведения, состав, принципы работы, область применения

Рис. III.113.
Схема крышного кондиционера

Рис. III.114.
Типология крышных
кондиционеров фирмы
CLIVET



необходимой температуры
в помещении, автоматически
выбирать режимы работы.

- Работой с низкими шумовыми характеристиками.

Типология крышных кондиционеров фирмы CLIVET приведена на рис. III.114.

Все рассматриваемые кондиционеры имеют воздушное охлаждение конденсаторов с помощью встроенных осевых вентиляторов. Поэтому при установке кондиционера необходимо обеспечить условия для беспрепятственного подхода и выхода воздуха и исключить возможность попадания воздуха с выхода на вход вентилятора. Необходимо также обеспечить свободный доступ для проведения монтажных, пусконаладочных и эксплуатационных работ. Следует также учесть, что при работе в режиме охлаждения кондиционер «сбрасывает» в окружающую среду большое количество тепла.

По мощности и количеству подаваемого в помещение воздуха крышные кондиционеры CLIVET можно условно разделить на три

группы — малой, средней и большой мощности. Основное различие заключается в организации забора воздуха с улицы и из помещения, смешения воздуха и подачи его в распределительные воздуховоды.

Кондиционеры малой мощности без теплового насоса серий CAAE, CAAT и с тепловым насосом серий CAEN, CAAN не имеют специальной смесительной камеры. Поэтому необходимо предусматривать смешение наружного и рециркуляционного воздуха в подающем воздуховоде или специальной камере, так же, как это предусматривается для сплит-систем с приточной вентиляцией (см. раздел 3.3).

Внешний вид и основные характеристики крышных кондиционеров серии CAAT (CAAN) и CAAE (CAEN) приведены на рис. III.115.

Наиболее сложными как по конструкции, так и по возможным модификациям, являются кондиционеры большой мощности серии CRT без теплового насоса и серии CRN с тепловым насосом. Внешний вид и основные характеристики таких кондиционеров приведены на рис. III.116.

Рис. III.115.



CAAE / CAEN 25



CAAT / CAAN 242

ТИПОРАЗМЕР		25	31	41	51	71	91	101	121	102	162	182	202	242
Тип блока		CAAE/CAEN					CAAT/CAAN							
Охлаждение (1)	холодопроизводительность, кВт	8,8	11,3	14,4	16,8	22,3	28,5	31,8	39,6	32,2	49,2	52,6	64,2	79,1
	мощность, потребл. компресс., кВт	2,4	2,9	3,7	4,5	6,1	7,9	9,3	11,8	8,8	13,5	15,5	17,9	23,2
Нагрев (2)	теплопроизводительность, кВт	8,8	11,3	14,3	16,3	22,5	28,3	32,2	39,6	32,8	49,4	53,7	65,5	80,6
	мощность, потребл. компресс., кВт	2,2	2,7	3,5	4,0	5,5	6,8	8,2	10,4	8,0	12,0	13,6	17,0	21,1
Двигатель вентилятора: потребляемая мощность, кВт		0,245	0,245	0,245	0,515	0,55	1,1	1,5	1,5	1,5	2,2	2,2	2×1,1	2×1,5
Внешнее статическое давление, Па		125	80	115	90	120	175	200	190	200	230	150	190	220
Производит. по воздуху, м³/с		0,42	0,60	0,72	0,84	1,22	1,67	1,89	1,89	1,89	2,83	3,13	3,47	3,89
Транспортная масса, кг	CAAE/CAAT	160	170	200	203	270	436	458	480	463	725	738	840	925
	CAEN/CAAN	164	174	204	207	274	486	511	538	516	780	790	900	1000
Число герметичных компрессоров (охлаждающих контуров), шт.		1/1					1/1			2/2				
Длина, мм		1100	1100	1175	1175	1400	1520	1520	1520	1520	1600	1600	1780	1780
Глубина, мм		920	920	1000	1000	1120	1560	1560	1560	1560	2220	2220	2220	2220
Высота, мм		875	875	925	925	1075	1097	1097	1097	1097	1224	1224	1644	1644

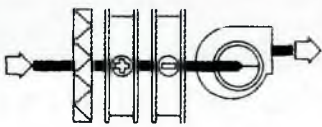
Рис. III.116.

ТИПОРАЗМЕР CRT / CRN			142	182	202	242	292	322	362
Охлаждение (1)	холодопроизводительность, кВт	CRT	47,6	55,5	71,1	80,7	101,1	114,9	129,5
		CRN	47,2	56,0	70,5	80,1	101,5	118,9	134,1
	мощность, потребл. компресс., кВт	CRT	12,6	16,1	18,5	23,9	25,0	29,7	36,5
		CRN	12,3	15,4	18,1	23,3	24,7	29,3	35,8
Обогрев (2)	теплопроизводительность, кВт		47,1	56	69,2	82,2	99,9	120	137,9
	мощность, потребл. компресс., кВт		11,3	13,8	16,8	21,1	23,4	26,9	33
Двигатель вентилятора: потребляемая мощность, кВт			1,5	2,2	3	3	4	4	4
Номинальный расход воздуха, м³/с			2,28	2,78	3,33	3,89	5,0	5,55	6,11
Количество герметичных компрессоров (охлаждающих контуров), шт.			2/2						
Транспортная масса, кг		CRT-A	1000	1090	1220	1280	1550	1565	1610
		CRN-A	1100	1110	1240	1300	1570	1585	1630

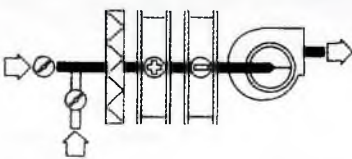


CRT / CRN 362

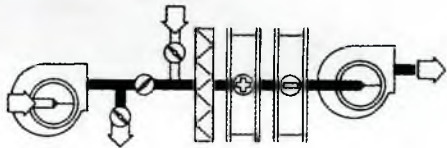
ТИПОРАЗМЕР CRT / CRN	142	182	202	242	292	322	362
Длина модификации «А», мм	2557		3070		3670		
Длина модификации «В», мм	3298		3848		4450		
Длина модификации «С», мм	4306		5056		5995		
Глубина, мм	2100		2100		2100		
Высота, мм	1373		1373		1655		



Модификация «А»
Базовый блок с секцией
фильтров и прямым забором
воздуха из помещения



Модификация «В»
То же, со смесительной камерой



Модификация «С»
То же, с вентилятором с секцией
рециркуляции и забором внешнего
воздуха

§ 3.5.2
Принципиальные
схемы
холодильного
контура
крышных
кондиционеров

Рассмотрим схему холодильного контура крышных кондиционеров CRT 142 и CRN 142, представленную на рис. III.117.

Кондиционеры CRT 142 и CRN 142 имеют два одинаковых холодильных контура, работающих независимо друг от друга.

При работе в режиме охлаждения газообразный хладагент из компрессора С через четырехходовой клапан UQ поступает в наружный теплообменник, выполняющий функцию конденсатора. Обдув конденсатора производится вентилятором UL. Электро-

двигатель вентилятора имеет реле тепловой защиты RTU. По заказу возможна установка регулятора скорости вентилятора для обеспечения работы кондиционера при низких температурах наружного воздуха.

После конденсатора жидкий хладагент проходит открытый обратный клапан UR, смотровое стекло US, запорный жидкостной клапан RLL и поступает в жидкостной ресивер LR. Ресивер служит емкостью для лишнего хладагента и позволяет компенсировать изменение внешних условий и режимов ра-

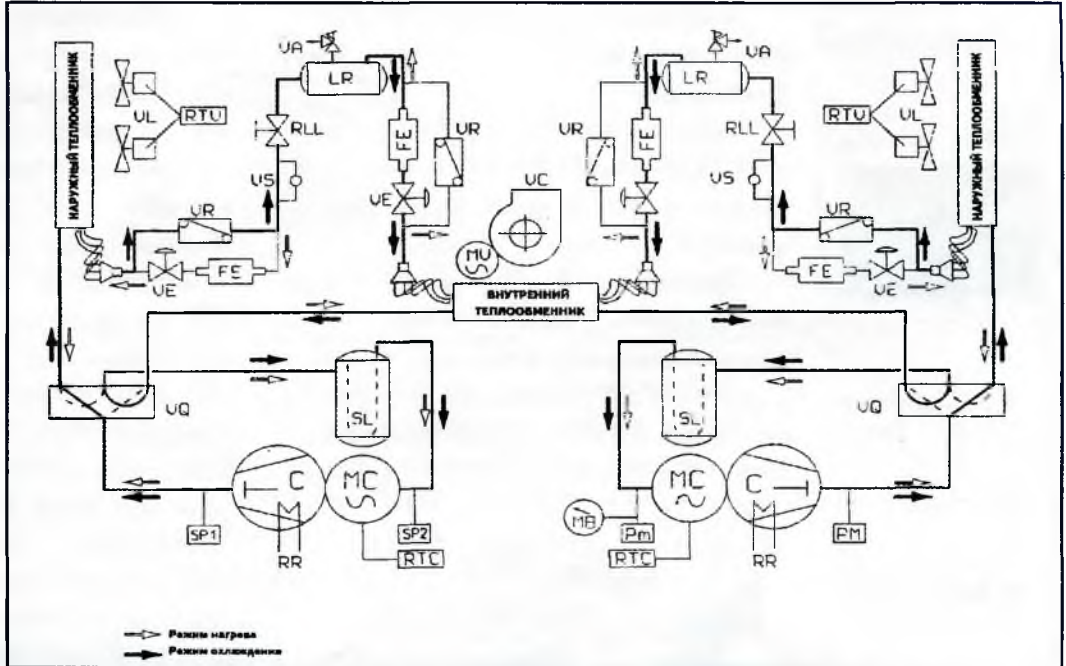
боты кондиционера. На ресивере установлен предохранительный клапан высокого давления UA, обеспечивающий защиту кондиционера при нерасчетном повышении давления в экстремальных ситуациях.

Из ресивера жидкий хладагент через фильтр-осушитель FE и терморегулирующий клапан UE, поддерживающий постоянное давление испарения, поступает в испаритель.

Через испаритель пропускается подаваемый в помещение воздух с помощью центробежного вентилятора UC. Привод вентилятора осуществляется трехфазным электродвигателем большой мощности, обеспечивающим высокий напор, необходимый для преодоления гидравлического сопротивления распределительных воздуховодов.

От испарителя газообразный хладагент через 4-ходовой клапан VQ и отделитель жидкой фазы SL снова поступает в компрессор. Защита компрессора осуществляется реле высокого SP1 и низкого SP2 давления.

При работе в режиме теплового насоса газообразный хладагент сначала подается



к теплообменнику внутреннего (кондиционируемого) воздуха, выполняющему роль конденсатора. Далее через обратный клапан UR, ресивер LR и запорный клапан RLL жидкий хладагент поступает на теплообменник, выполняющий роль испарителя. Обратный клапан UR в это время закрыт, а хладагент проходит через фильтр-осушитель FE и терморегулирующий клапан VE.

В моделях CRT без теплового насоса отсутствуют обратные клапаны UR, 4-ходовой клапан VQ и отделитель жидкой фазы SL. В жидкостной линии этих моделей установлен электромагнитный клапан, перекрывающий жидкостную магистраль при отключении компрессора.

Рис. III.117. Схема холодильного контура крышных кондиционеров CRN 142

Компрессоры — на всех моделях крышных кондиционеров, как правило, устанавливаются бесшумные герметичные поршневые компрессоры на резиновых виброизолирующих опорах, укомплектованные подогревателем картера и тепловой противоперегрузочной защитой. Компрессоры имеют теплоизоляционную облицовку из пенополиуретана и размещены в отдельном корпусе, имеющем дополнительную теплоизоляцию (рис. III.118). На моделях CRT 292 и CRN 292 установлен

спиральный компрессор типа SCROLL.

Электрическая панель управления — расположена над корпусом компрессора. Панель защищена от атмосферных воздействий и имеет жалюзи для циркуляции воздуха.

Управление кондиционерами может выполняться либо электромеханическими средствами с помощью релейной схемы, либо с помощью микропроцессорных модулей управления.

§ 3.5.3 Конструктивные особенности и дополнительное оборудование



Рис. III.118.
Компрессорная
секция и секция
электрооборудования

Микропроцессорное управление является стандартным для всех моделей с тепловым насосом.

Кондиционеры CRT и CRN — выполняются в трех исполнениях — А, В и С, отличающихся друг от друга схемой входного участка.

Самое простое исполнение А можно рассматривать в качестве базового блока. Входная камера рассчитана на стыковку с воздуховодом, оснащена воздушным фильтром и имеет стандартный выход с правой стороны для нагнетаемого воздуха

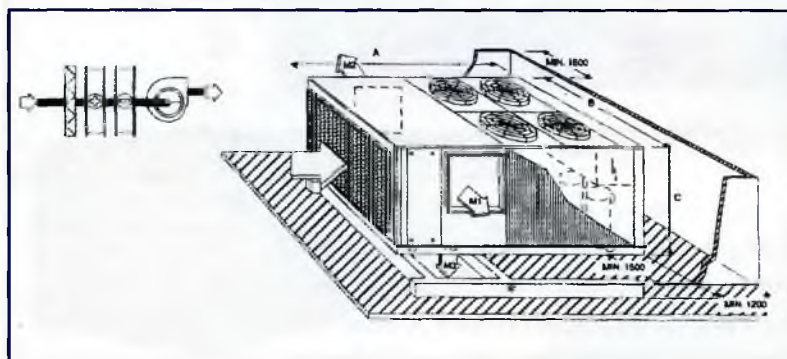


Рис. III.119.
Исполнение А —
без смесительной
камеры

(рис. III.119.). Смешение свежего и рециркуляционного воздуха во входной камере не предусмотрено. При необходимости такое смешение должно производиться в воздуховоде.

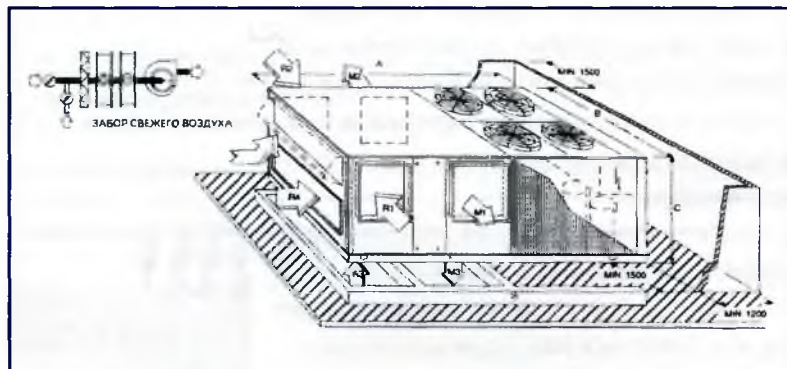
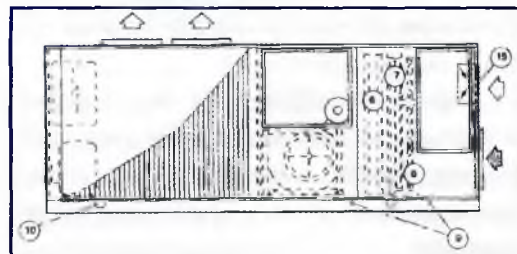


Рис. III.120.
Исполнение В —
с камерой смешения
рециркуляционного и
свежего воздуха



Выход нагнетаемого воздуха может выполняться с левой стороны, снизу и даже сверху, в зависимости от конкретных условий.

Более сложное исполнение В позволяет регулировать соотношение свежего и рециркуляционного воздуха в соответствии с заданными требованиями (рис. III.120.).

Свежий воздух забирается через решетку на торцевой стороне. С внутренней стороны устанавливается жалюзи с электродвигателем. Забор рециркуляционного воздуха производится через боковое окно R1. Нагнетание производится центробежным вентилятором через боковые окна M1 или M2.

Исполнение С позволяет не только регулировать соотношение свежего и рециркуляционного воздуха, но и обеспечивать вытяжку воздуха из помещений дополнительным вентилятором (рис. III.121.).

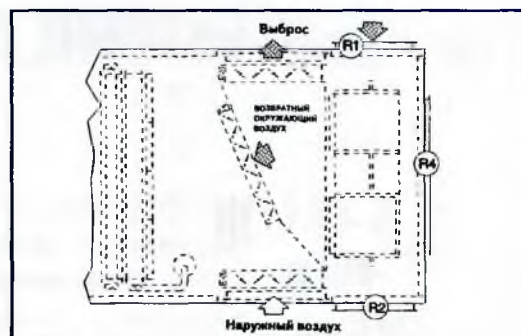
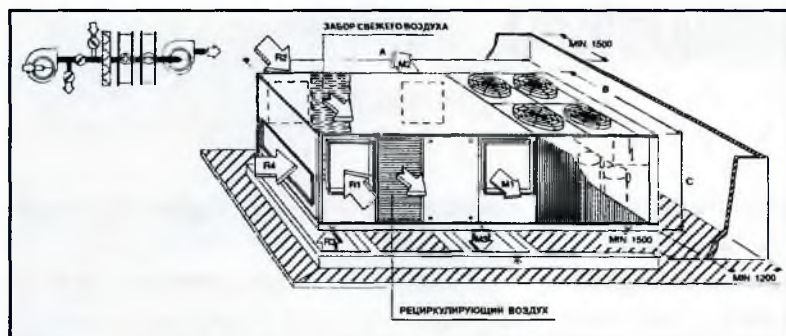
Вытяжка воздуха из помещения производится специальным приточным центробежным вентилятором с двухсторонним всасыванием через окна R1, R2 или R4, к которым подсоединяется вытяжной воздуховод из помещения. Этот воздух может либо сбрасываться в атмосферу через окно на боковой поверхности входной камеры, либо подаваться дальше в смесительную камеру. Регулирование производится двумя жалюзийными заслонками с электроприводом.

Свежий воздух поступает во вторую часть смесительной камеры через боковое окно. Количество свежего воздуха регулируется жалюзийной заслонкой с электроприводом.

В кондиционерах серии CRT и CRN предусматривается возможность забора и выпуска воздуха через нижние окна.

Для обеспечения точности монтажа и обеспечения жесткости конструкции кондиционера в комплекте с кондиционерами, монтируемыми на крыше, может поставляться специальная монтажная рама (рис. III.122.).

Каркас (корпус) — выполнен из оцинкованной стали. Рама основания выполне-



на из сплава ALUZINK, обладающего отличной коррозионной стойкостью.

Панельная обшивка — секции кондиционирования полностью закрыты изнутри двухслойными панелями толщиной 30 мм, заполненными пенополиуретановой теплоизоляцией (рис. III.123.).

Наружная поверхность выполнена из рельефного алюминия, а внутренняя — из оцинкованной стали с дополнительными ребрами жесткости.

Поддон для конденсата — выполнен из нержавеющей стали и снабжен теплоизоляцией.

ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Дополнительное оборудование позволяет лучше адаптировать кондиционер к конкретным условиям применения. Наиболее часто используемым дополнительным оборудованием являются:

- Электронагреватели различной мощности, позволяющие повысить эффективность обогрева в зимнее время.
- Водяные нагреватели, рассчитанные на подключение к сети горячего водоснабжения.
- Противодождевые козырьки.
- Электродвигатели повышенной мощности для создания большого статического напора подаваемого воздуха.
- Манометры высокого и низкого давления для облегчения эксплуатации кондиционера и контроля за работой кондиционера.

- Системы регулирования скорости вентилятора для повышения эффективности работы кондиционера в условиях низких температур наружного воздуха.
- Защитная блокировка дверцы, исключающая несанкционированное открытие дверцы при работе кондиционера.
- Реле сигнализации загрязненности фильтра.

Рис. III.121.
Исполнение С — с приточным вентилятором и с секцией обработки нагнетаемого, рециркуляционного и свежего воздуха (подача свежего воздуха и выброс рециркуляционного воздуха)

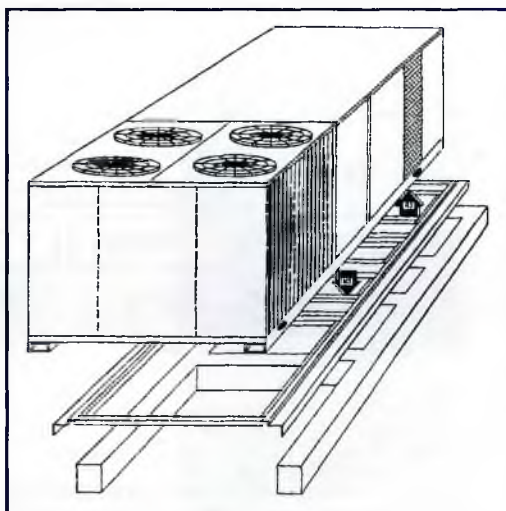


Рис. III.122.
Установка кондиционера на монтажной раме

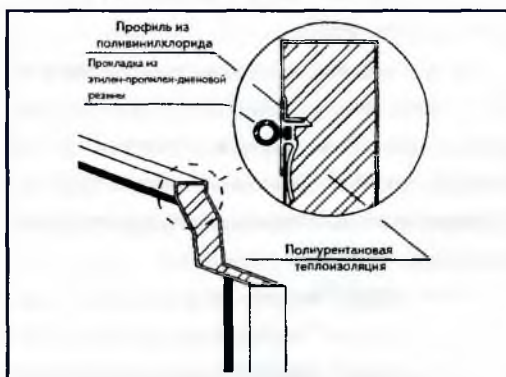


Рис. III.123.
Вид панельной обшивки

ШКАФНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

§ 3.6.1 Общие сведения, состав, принципы работы, область применения

Шкафные кондиционеры представляют собой, как правило, законченный моноблок, предназначенный для установки в помещении, где необходимо круглосуточно и ежедневно регулировать температуру и чистоту воздуха. Холодильная мощность шкафных кондиционеров составляет примерно от 11 до 80 кВт.

Основным преимуществом шкафных кондиционеров является простота монтажа и обслуживания. Основные компоненты кондиционера расположены во внутреннем блоке, доступ к которым обеспечивается с лицевой стороны кондиционера.

Типология шкафных кондиционеров фирмы CLIVET приведена на *рис. III.124*.

помещения, куда можно подвести охлаждающую воду.

Кроме того, кондиционеры с водяным охлаждением конденсатора имеют меньшую стоимость по сравнению со шкафными кондиционерами с воздушным охлаждением.

Основная проблема в случае применения шкафных кондиционеров с водяным охлаждением — необходимость использования системы оборотного водоснабжения (системы охлаждения воды, циркулирующей через горячий конденсатор).

Внешний вид и основные технические данные шкафных кондиционеров с водяным охлаждением серии СА приведены на *рис. III.125*.

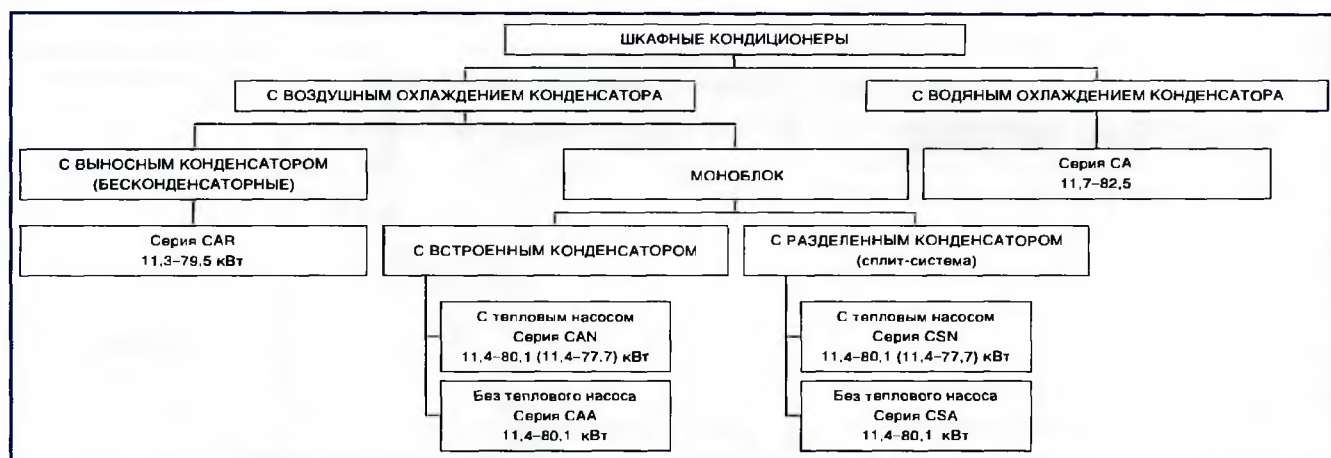


Рис. III.124.
Типология шкафных
кондиционеров фирмы
CLIVET

Шкафные кондиционеры выполняются как с воздушным, так и с водяным охлаждением конденсатора.

Кондиционеры с водяным охлаждением конденсатора серии СА не имеют теплового насоса, но режим обогрева в этих моделях может обеспечиваться при использовании встроенных электронагревателей.

Они проще по конструкции, более мобильны по своей установке, так как могут устанавливаться практически в любой точке

На этом же рисунке показаны характеристики и внешний вид шкафного кондиционера серии CAR с выносным конденсатором. Оба типа кондиционеров имеют одинаковый корпус и систему управления.

В шкафных кондиционерах серии СА и CAR подвод рециркуляционного воздуха из помещения может выполняться как с передней панели, так и с нижней или задней панели кондиционера (*рис. III.126.*).

Шкафные кондиционеры серии CAR рассчитаны на работу с подходящими по

ТИПОРАЗМЕР CA, CAR		31	41	51	71	91	101	121	142	182	202	242
Холодопроизводительность, кВт	CA (1)	11,7	15,0	17,2	24,7	29,0	34,3	38,9	49,4	64,6	73,2	82,5
	CAR (2)	11,3	14,3	16,6	23,8	28,0	32,9	37,9	46,9	61,4	69,4	79,5
Мощность, потребляемая компрессорами, кВт	CA (1)	2,7	3,5	4,2	5,5	7,2	8,6	10,9	11,4	15,1	17,8	22,6
	CAR (2)	2,9	3,8	4,5	6	7,6	9,1	11,4	12	15,6	18,6	23,1
Число герметичных компрессоров (охлаждающих контуров), шт.		1							2			
Двигатель вентилятора: потребляемая мощность, кВт		1×0,25		1×0,52	1×0,60	1×0,75	1×1,1	1×1,5		1×2,2		1×3
Производительность по воздуху на стороне испарителя, л/с		569	778	944	1166	1597	1889	2167	2639	3194	3472	3889
Транспортная масса, кг	CA	136	161	170	197	272	297	304	360	425	463	480
	CAR	131	155	164	188	261	285	291	348	408	445	462
Длина, мм		650	850	850	1050	1050	1250	1250	1870	1870	2070	2070
Глубина, мм		500	500	500	500	670	670	670	670	670	670	670
Высота, мм		1700	1700	1700	1700	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000

(1) Данные относятся к воздуху на входе в испаритель с температурой 27°C DB/19,5°C WB и температуре воды на выходе из конденсатора 35°C.

(2) Данные относятся к воздуху на входе испарителя с температурой 27°C DB/19,5°C WB и температуре конденсации 45°C.



CA 101



CAR 91

мощности выносными конденсаторами серии CE (см. раздел 3.4). Количество конденсаторов определяется количеством холодильных контуров кондиционера (например, модели CAR 142, 182, 202, 242 имеют два контура).

Шкафные кондиционеры серий CA и CAR оснащены встроенной микропроцессорной системой управления A2NEW (для

кондиционеров с одним холодильным контуром) и A2PLUS (для кондиционеров с двумя холодильными контурами), обеспечивающей поддержание в помещении заданной температуры, диагностику состояния кондиционера и управление работой выносного конденсатора (для модели CAR).

На лицевой панели кондиционера установлен щиток, с которого можно управлять

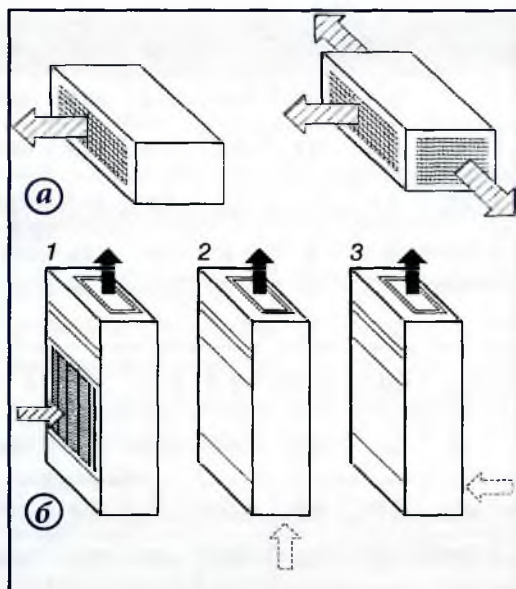
Рис. III.125. Основные характеристики шкафных кондиционеров серии CA и CAR фирмы CLIVET

Рис. III.126.

а – схема раздачи воздуха через распределительную камеру;

б – схема забора воздуха к шкафному кондиционеру;

- 1 – забор воздуха через переднюю решетку;
- 2 – забор воздуха снизу, передняя решетка заменена на глухую панель;
- 3 – забор воздуха сзади, передняя решетка заменена на глухую панель



работой кондиционера. Схема контрольного щитка для моделей с одним холодильным контуром показана на рис. III.127.

Схема контрольного щитка для кондиционеров с двумя холодильными контурами показана на рис. III.128.

Во всех рассматриваемых моделях кондиционеров подача подготовленного воздуха производится центробежным вентилятором вверх через решетки на верхней панели кондиционера либо непосредственно в поме-

ещение, либо через распределительные воздуховоды с напором не более 240 Па.

В первом случае рекомендуется устанавливать на верхнюю панель кондиционера распределительную камеру, обеспечивающую шумоглушение и распределение воздуха на одну или на три стороны, как показано на рис. III.126.

Воздух из помещения забирается, как правило, через решетку с фильтром на передней панели, хотя можно забирать воздух и через нижнюю или заднюю панель кондиционера.

Такие схемы удобны при наличии фальш-пола или в случае установки кондиционера в соседнем помещении, когда рециркуляционный воздух из кондиционируемого помещения забирается через отверстие в стене и затем, после обработки в кондиционере, воздуховодом подается обратно в кондиционируемое помещение.

Моноблочные шкафные кондиционеры включают все необходимые элементы и представляют собой компрессорно-конденсаторную и испарительную секции, объединенные в едином корпусе (моноблоке) (рис. III.129.).

Воздух для охлаждения конденсатора (3) подается по воздуховоду или непосредственно через отверстие в стене и выбрасывается на улицу встроенным центробежным вентилятором (5). Величина напора, обеспечиваемого вентилятором, зависит от типоразмера и может составлять 70–200 Па.

Рециркуляционный воздух из помещения очищается фильтром (7), расположенным на передней панели испарительной секции, охлаждается в испарителе (4) и центробежным вентилятором (6) подается непосредственно в помещение или в распределительные воздуховоды.

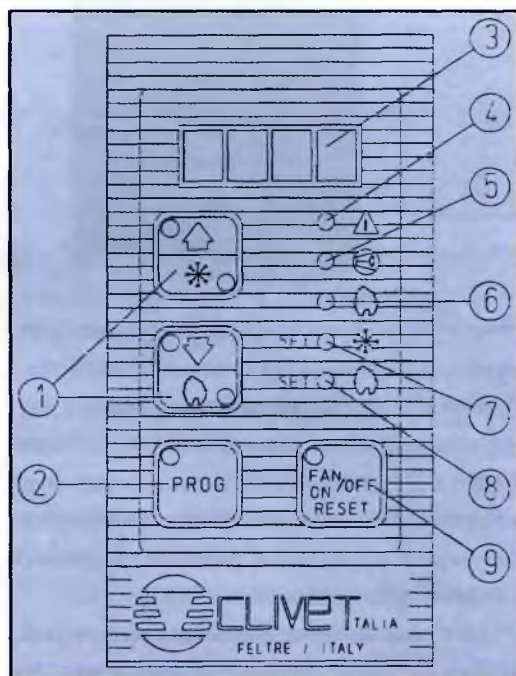
Внешний вид и основные характеристики моноблоков серии САА (без теплового насоса) и серии CAN (с тепловым насосом) приведены на рис. III.130.

Кондиционеры серий САА и CAN могут выпускаться в варианте с разделенной конденсаторной и испарительной секциями (в

Рис. III.127.

Схема контрольного щитка шкафных кондиционеров серии СА и САР с одним холодильным контуром:

- 1: кнопки выбора режима работы и изменения параметров;
- 2: кнопка перехода в режим программирования;
- 3: дисплей;
- 4, 5, 6, 7, 8: светодиоды состояния кондиционера;
- 9: кнопка включения



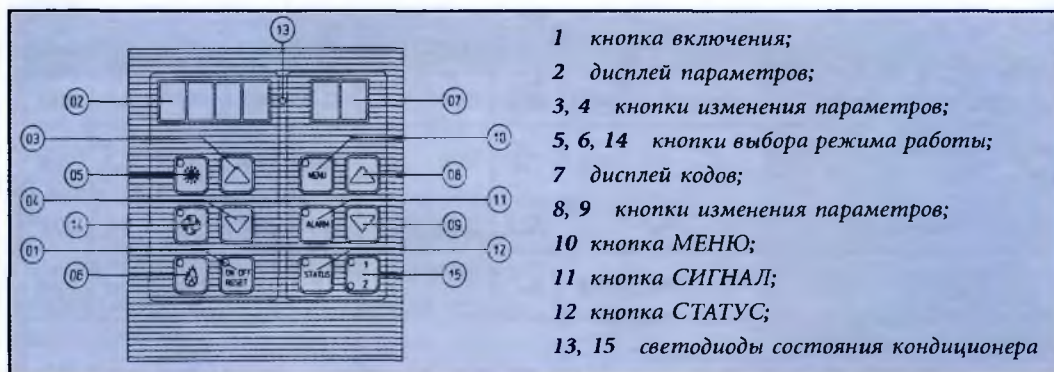


Рис. III.128.
Схема контрольного щитка шкафных кондиционеров CA и CAR с двумя холодильными контурами

двухблочном исполнении) — соответственно кондиционеры серии CSA (без теплового насоса) и кондиционеры серии CSN (с тепловым насосом).

Характеристики кондиционеров серий CSA и CSN полностью соответствуют характеристикам кондиционеров CAA и CAN.

Кондиционеры серий CSA и CSN применяются в случае, когда, например, необходимо кондиционировать внутреннее помещение, удаленное от наружной стены.

В конденсаторной секции располагаются компрессор и конденсатор, а в испарительной — собственно испаритель, терморегулирующий клапан, встроенный пульт управления и автоматика.

Испарительная секция устанавливается непосредственно в кондиционируемом помещении, а конденсаторный блок с центробежным вентилятором устанавливается в каком-либо подсобном помещении (на чердаке, в подвале, в техническом помещении или соседней комнате).

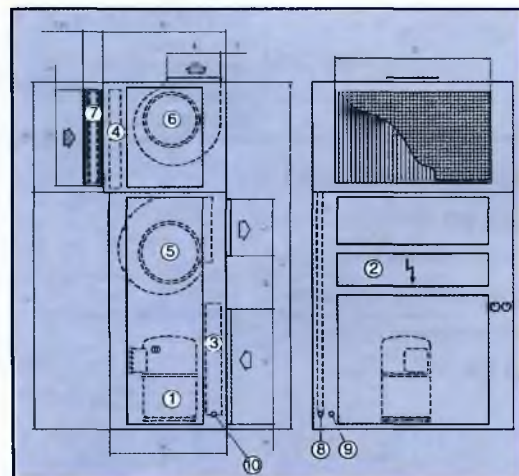
Моноблочные шкафные кондиционеры серий CAA и CAN оснащены встроенной микропроцессорной системой управления на базе системы CLIM-DIN и плат управления, используемых в сплит-системах с приточной вентиляцией серии MCAT+CED, MCAN+CN, рассмотренных ранее в разделе 3.3. Основной модуль системы управляет работой компрессора и вентилятора обдува конденсатора, а также обеспечивает диагностику состояния кондиционера и позволяет подключать сервисный модуль управления для индикации состояния и кодов отказов, а также изменения параметров кондиционера.

На лицевой панели кондиционера установлен пульт управления, с которого можно задавать температуру воздуха в помещении и управлять работой кондиционера.

Оборудование, которое может быть дополнительно использовано в кондиционерах шкафного типа, включает:

- Электронагреватель, оснащенный платой плавного управления мощностью нагревателя, — встраивается в корпус кондиционера.
- Водяной нагреватель — также встраивается в корпус кондиционера. Выполняется в двух- или трехрядном исполнении. Применение водяного нагревателя требует дополнительной установки трехходового клапана для регулирования температуры на выходе и термостата для предотвращения замораживания теплообменника. Трехходовой клапан должен иметь привод, рассчитанный на управляющий сигнал от 0 до 10 вольт постоян-

Рис. III.129.
Схема шкафного кондиционера серии CAA и CAN, выполненных в виде моноблока:



- 1 — компрессор;
- 2 — электрическая панель;
- 3 — теплообменник конденсатора;
- 4 — теплообменник испарителя;
- 5 — центробежный вентилятор конденсатора;
- 6 — центробежный вентилятор испарителя;
- 7 — фильтры;
- 8 — дренаж внутренней секции;
- 9 — дренаж внешней секции (для модели CAN)

ТИПОРАЗМЕР САА / САН		31	51	81	91	101	121	102	162	182	202	242
Охлаждение (1)	холодопроизводительность, кВт	11,4	17,3	27,0	28,5	35,5	40,5	35,2	49,4	58,0	64,6	80,1
	мощность, потребляемая компрессором, кВт	3,0	4,7	7,3	7,7	9,4	12,1	9,4	14,4	16,1	18,2	24,5
Обогрев (2)	теплопроизводительность, кВт	11,4	16,5	25,1	27,0	32,9	39,7	33,8	48,2	53,4	62,6	77,7
	мощность, потребляемая компрессором, кВт	2,7	3,9	5,9	6,7	7,9	10,4	7,8	11,8	13,6	16,1	21,6
Число герметичных компрессоров (охлаждающих контуров), шт.		1/1						2/2				
Двигатели вентилятора: суммарная потребляемая мощность, кВт		1,12	1,60	2,95	2,95	4,50	4,50	4,50	6,60	6,60	7,40	9,00
Расход воздуха на стороне испарителя, м³/с		0,53	0,94	1,42	1,42	1,89	1,89	1,89	2,83	3,00	3,61	3,89
Транспортная масса САА, кг		180	240	325	340	695	720	700	820	845	980	1020
Длина, мм		900	1000	1350	1350	1550	1550	1550	1750	1750	2320	2320
Глубина, мм		620	685	740	740	900	900	900	880	880	970	970
Высота, мм		1680	1955	2010	2010	2230	2230	2230	2490	2490	2700	2700

(1) Данные относятся к воздуху в испарителе с температурой 27°C DB/19,5°C WB и температуре воздуха на входе в конденсатор 30°C.
(2) Данные относятся к воздуху в помещении с температурой 21°C и температуре внешнего воздуха +6,1°C WB.



САА / САН 71

Рис. III.130.
Основные
характеристики
шкафных
кондиционеров
серии САА, САН
фирмы CLIVET

- ного тока, вырабатываемый платой управления внутреннего блока.
- Распределительную камеру (только для моделей СА и САН) — обеспечивает определенное направление струи выходящего подготовленного воздуха и шумоглушение.
- Электродвигатель повышенной мощности — устанавливается для привода центробежного вентилятора при работе кондиционера на распределительную сеть воздуховодов при необходимости создания напора более 120 Па.

ПРЕЦИЗИОННЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Прецизионные кондиционеры представляют собой разновидность шкафных кондиционеров. Они оборудованы различными типами систем микропроцессорного управления и способны поддерживать в помещении не только точные параметры по температуре, но и по влажности.

Такие кондиционеры применяются в помещениях, где, наряду с кондиционированием воздуха, необходимо регулировать влажность:

- в музеях;
- компьютерных залах;
- на телефонных станциях;
- в фармацевтических лабораториях;
- в производственных и складских помещениях.

Прецизионные кондиционеры обладают следующими отличительными характеристиками:

- ◆ точность контроля и поддержания температуры ($\pm 1^\circ\text{C}$) и влажности ($\pm 2\%$);
- ◆ надежность работы при непрерывной эксплуатации;

◆ возможность работы в широком диапазоне температур наружного воздуха (до минус 35°C);

◆ полная совместимость с системами диспетчерского контроля и системами управления микроклиматом здания.

Классификационная схема прецизионных кондиционеров фирмы UNIFLAIR приведена на рис. III.131.

Прецизионные кондиционеры с воздушным охлаждением состоят из двух блоков:

- ◆ внутреннего блока (собственно кондиционера), в котором расположены компрессор, испаритель, вентилятор и автоматика;
- ◆ внешнего блока — выносного конденсатора или теплообменника.

Кондиционеры с водяным охлаждением имеют только один внутренний блок, в котором дополнительно установлен водяной конденсатор.

Кондиционеры могут выполняться в различных модификациях. Простая модификация обеспечивает только охлаждение; более сложные — регулирование температуры и влажности воздуха в помещении.

§ 3.7.1

Общие сведения, состав, принципы работы, область применения

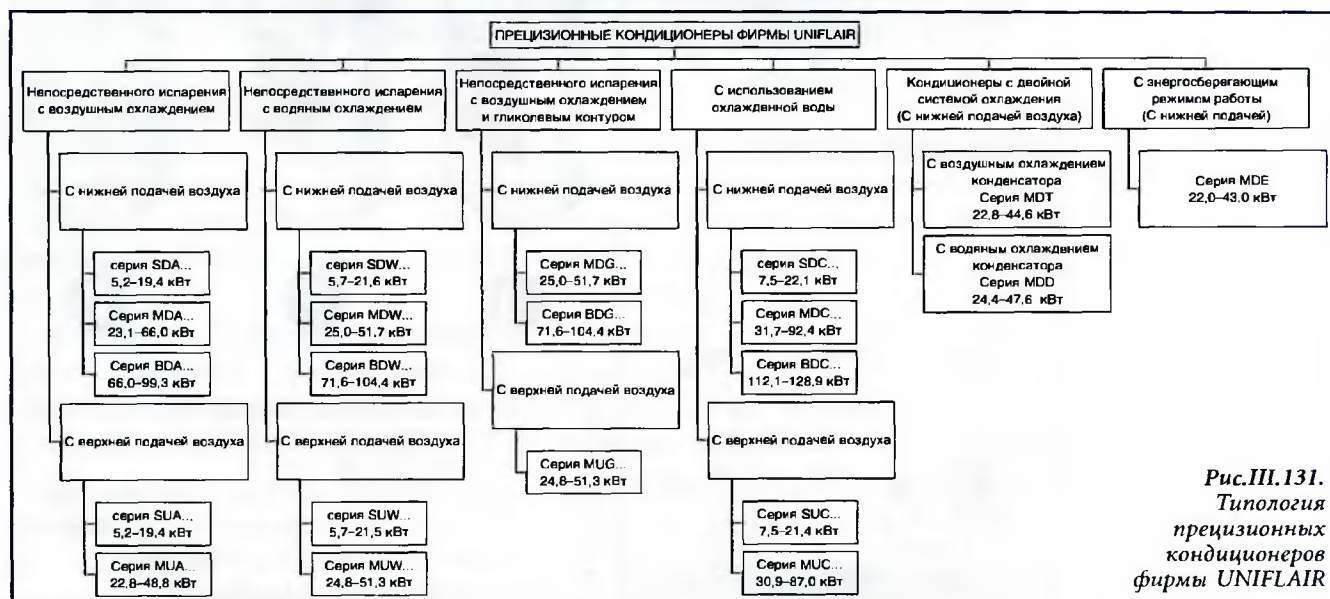


Рис. III.131.
Типология прецизионных кондиционеров фирмы UNIFLAIR

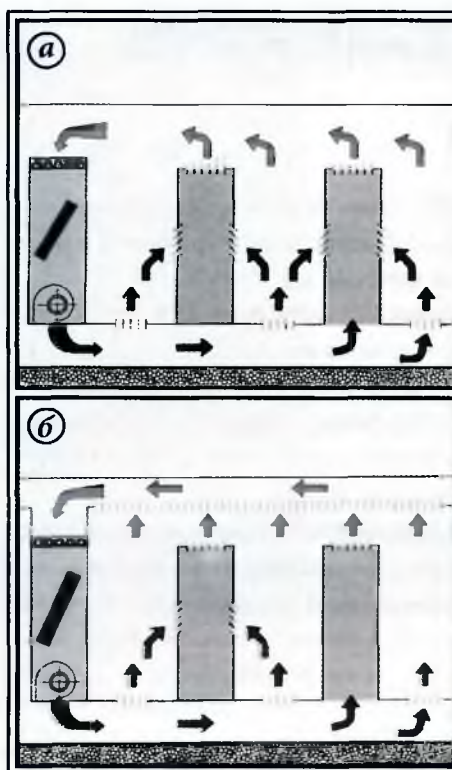
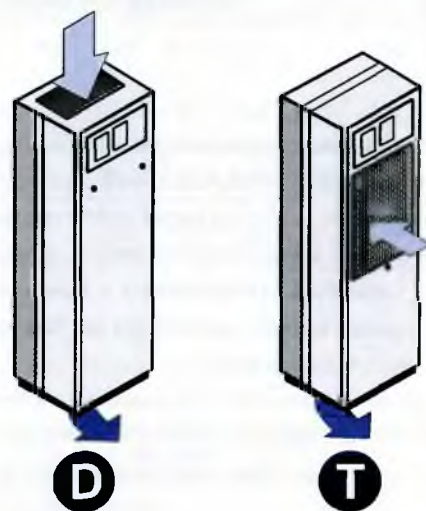


Рис. III.132.
Схема кондиционеров
с нижней подачей
воздуха



- (а) — забор воздуха из помещения;
- (б) — забор воздуха из пространства фальшпотолка;
- (D) — подача воздуха в кондиционер через верхнюю решетку;
- (T) — подача воздуха через лицевую панель.

Практически все кондиционеры могут выполняться с нижней или верхней подачей подготовленного воздуха.

Кондиционеры с нижней подачей обрабатывают большие объемы воздуха и равномерно распределяют его в помещении через

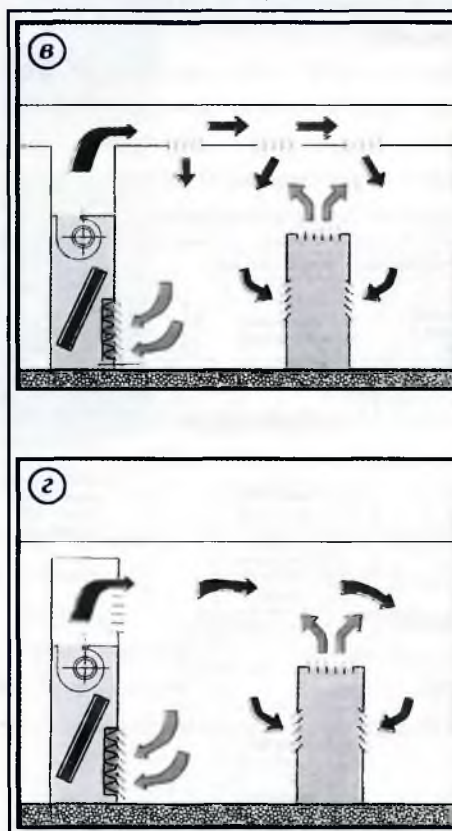
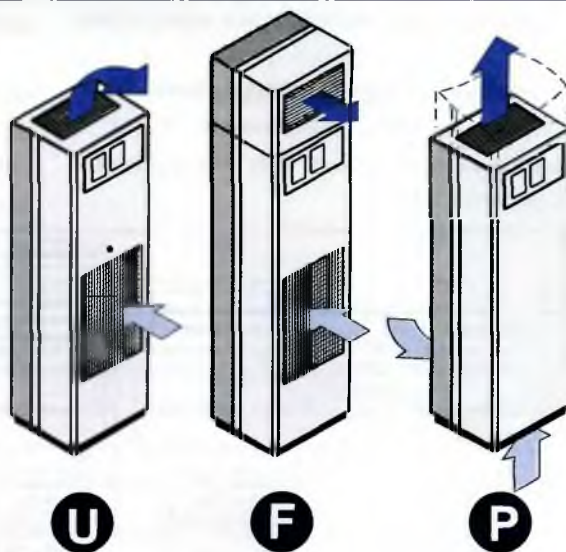


Рис. III.133.
Схема установки
кондиционеров
с верхней подачей
воздуха



- (в) — подача воздуха в пространство фальш-потолка;
- (г) — подача воздуха в помещение через распределительную камеру;
- (U) — забор воздуха через переднюю лицевую панель;
- (F) — забор воздуха через переднюю панель с подачей через распределительную камеру;
- (P) — забор воздуха снизу или сзади.

воздухораспределительное пространство фальш-пола (рис. III.132.).

Приток воздуха обеспечивается либо непосредственно из помещения (а), либо через небольшой патрубок из пространства подвесного потолка или системы воздуховодов (б).

Воздух из помещения может также забираться через лицевую панель кондиционера. Установленный в кондиционере фильтр особенно необходим при непосредственной подаче обработанного воздуха в электронное оборудование.

В кондиционерах с верхней подачей (рис. III.133.) воздух подается либо непосредственно в помещение, либо системой воздуховодов через свободное пространство потолка.

Воздух из помещения может забираться через лицевую панель (U) или нижнюю, или заднюю панель (P).

Кондиционер может дополнительно оснащаться воздухораспределительной камерой, направляющей поток воздуха в помещение (F) и устанавливаемой на верхнюю панель кондиционеров).

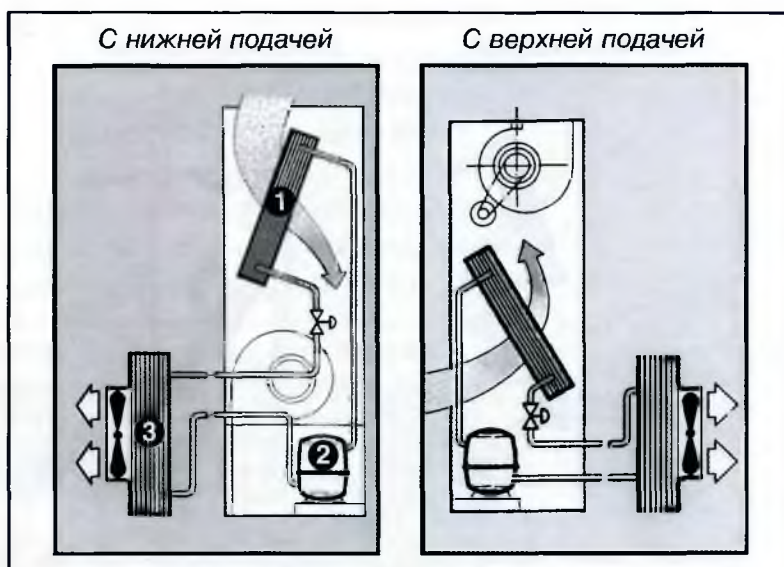
Кондиционеры с системой непосредственного испарения, с выносным воздушным конденсатором

Кондиционеры данного типа (рис. III.134.) имеют наибольшее распространение благодаря широкому диапазону мощностей и относительной простоте монтажа.

Кондиционеры выпускаются мощностью от 5 до 100 кВт для моделей с нижней подачей и от 5 до 50 кВт — с верхней подачей воздуха.

Во внутреннем блоке расположены компрессор, испаритель, терморегулирующий вентиль, центробежный вентилятор и вся система автоматического управления.

Выносной конденсатор с осевыми вентиляторами устанавливается снаружи (на улице) и соединяется с кондиционером трубопроводами и электрическим кабелем.



При установке выносного конденсатора необходимо обеспечить беспрепятственный подход и выход воздуха и исключить возможность попадания воздуха с выхода на вход вентилятора.

В зависимости от модели выносного конденсатора кондиционер может работать в режиме охлаждения до температуры наружного воздуха минус 35°C.

Дополнительная информация о работе кондиционера при низких температурах наружного воздуха представлена в разделе 3.7.5.

Кондиционеры с системой непосредственного испарения и конденсатором с водяным охлаждением

Мощность кондиционеров непосредственного испарения с водяным охлаждением (рис. III.135.) составляет от 5,7 до 104,4 кВт для моделей с нижней подачей и от 5,7 до 51,3 кВт — с верхней подачей.

Кондиционеры с конденсатором водяного охлаждения представляют собой моноблок. Они проще по конструкции и дешевле кондиционеров с конденсатором воздушного охлаждения. Температура наружного воздуха не влияет на работу таких кондиционеров, поскольку конденсатор находится внутри помещения, и поэтому они могут

Рис. III.134.
Схема кондиционера непосредственного испарения и выносным конденсатором с воздушным охлаждением:

- 1 — испаритель;
- 2 — компрессор;
- 3 — выносной конденсатор с воздушным охлаждением

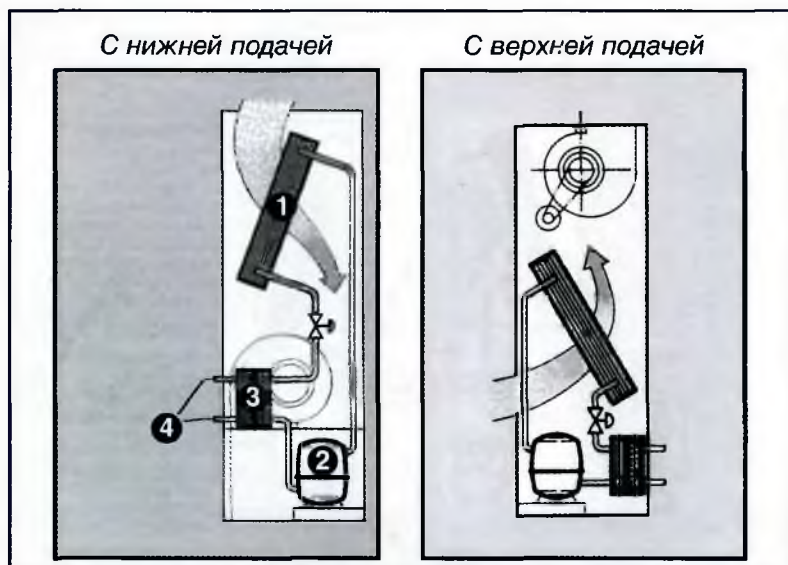


Рис. III.135.
Схема кондиционера непосредственного испарения с водяным охлаждением конденсатора

работать при любой температуре наружного воздуха.

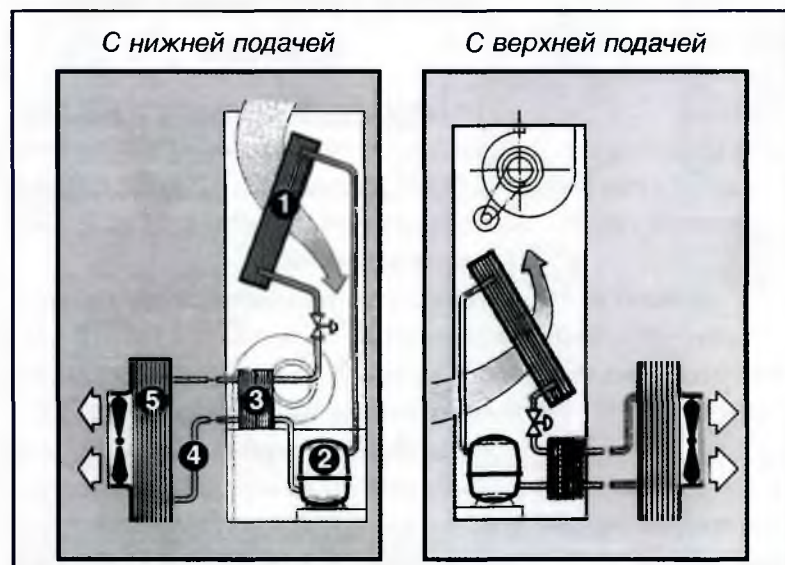
Однако для их применения необходимо использование проточной воды, что сдерживает применение таких кондиционеров.

Подача охлажденной воды может осуществляться от градирни (системы оборотного водоснабжения), из артезианской скважины или любого другого источника холодной воды.

Для экономии воды, подаваемой на охлаждение конденсатора, могут устанавливаться специальные клапаны, позволяющие регулировать расход воды и соответствующее давление конденсации.

Рис. III.136.
Схема кондиционера непосредственного охлаждения с выносным теплообменником и охлаждением конденсатора гликолевой смесью:

- ① — испаритель;
- ② — компрессор;
- ③ — конденсатор с охлаждением гликолевой смесью;
- ④ — замкнутый промежуточный контур с гликолевой смесью;
- ⑤ — выносной теплообменник с воздушным охлаждением



- ① — испаритель;
- ② — компрессор;
- ③ — конденсатор с водяным охлаждением;
- ④ — подача холодной воды

Кондиционеры с системой непосредственного испарения с промежуточным контуром и выносным теплообменником

В кондиционерах с промежуточным контуром (рис. III.136.) конденсатор охлаждается незамерзающей жидкостью, циркулирующей в замкнутом промежуточном контуре. Обычно в промежуточном контуре используется гликолевая смесь.

Охлаждение циркулирующей жидкости производится в специальном наружном теплообменнике.

Наружные теплообменники, также называемые сухими охладителями, оснащены вентиляторами с регулированием скорости, позволяющими регулировать давление конденсации хладагента.

Холодильный контур кондиционера заправлен необходимым количеством хладагента, поэтому при монтаже кондиционера требуются только прокладка жидкостного трубопровода, соединяющего блоки, установка насосов и наружных теплообменников.

Допустимое расстояние между кондиционером и теплообменником определяется мощностью циркуляционного насоса.

Минимальная температура наружного воздуха определяется температурой замерзания и расходом жидкости в промежуточном контуре и, как правило, составляет минус 40°C.

Основной недостаток двухконтурных систем — снижение холодопроизводительности за счет введения промежуточного контура и использования гликолевого раствора (см. раздел 3.4.5).

Кондиционеры с использованием охлажденной воды

Мощность кондиционеров с использованием охлажденной воды составляет от 7,5 до 129 кВт для моделей с нижней подачей и от 7,5 до 87 кВт — с верхней подачей обработанного воздуха.

По своей конструкции такие кондиционеры аналогичны фанкойлам, рассмотренным в разделе 3.4.

Водяной теплообменник с большой поверхностью теплообмена обеспечивает охлаждение воздуха. Встроенный трехходовой клапан регулирует расход охлаждающей воды через теплообменник, что позволяет с большой точностью регулировать температуру воздуха в помещении. (рис. III.137.)

Холодная вода на такой кондиционер может подаваться от чиллера.

Кондиционеры с двойной системой охлаждения типа TWIN-COOL

В кондиционерах типа TWIN-COOL (рис. III.138.) охлаждение воздуха может выполняться:

- ♦ в специальном теплообменнике, через который пропускается холодная вода от чиллера. Регулирование температуры воздуха на выходе кондиционера производится изменением расхода воды через теплообменник с помощью трехходового клапана.

- ♦ в испарителе холодильного контура с конденсатором воздушного охлаждения (модели MDT), либо с конденсатором водяного охлаждения (модели MDD).

Кондиционеры такого типа используются в тех случаях, когда подача холодной воды от чиллера или системы водоснабжения может производиться с перебоями.

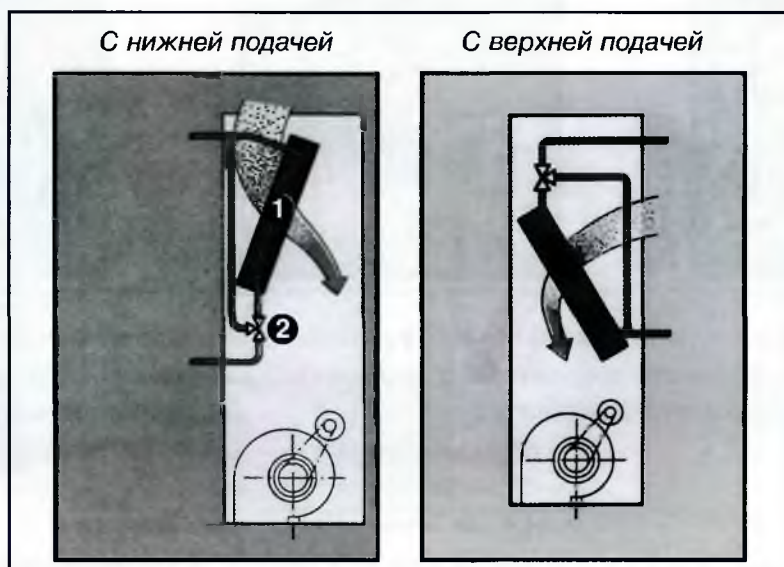


Рис. III.137.
Схема кондиционера с использованием охлажденной воды:

- ① — теплообменник;
- ② — трехходовой клапан

Микропроцессор автоматически включает холодильный контур при полном или частичном прекращении подачи воды (в ночное время, в зимний период, в результате аварии и т.д.).

Две системы охлаждения различного типа, объединенные в одном кондиционере,

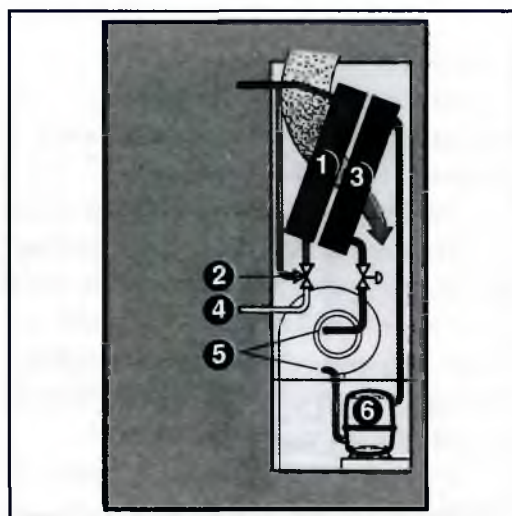


Рис. III.138.
Схема кондиционера с двойной системой охлаждения типа TWIN-COOL:

- ① — теплообменник;
- ② — трехходовой клапан;
- ③ — испаритель;
- ④ — подача холодной воды;
- ⑤ — от выносного конденсатора;
- ⑥ — компрессор

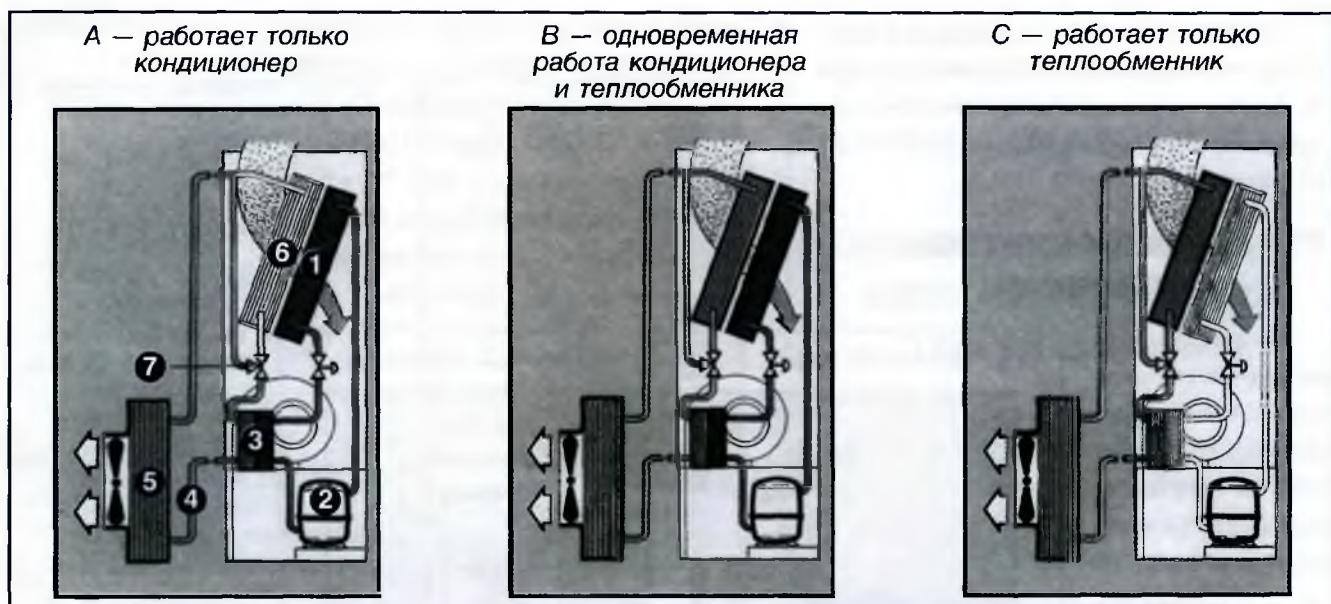


Рис. III.139.
Схема кондиционера
с энергосберегающим
режимом работы:

- ① — испаритель;
- ② — компрессор;
- ③ — конденсатор с охлаждением
гликолевой смесью;
- ④ — замкнутый промежуточный
контур с гликолевой смесью;
- ⑤ — выносной теплообменник
с воздушным охлаждением;
- ⑥ — теплообменник;
- ⑦ — трехходовой клапан

дают возможность наиболее эффективно использовать оборудование и гарантируют его высокую надежность.

Кондиционеры выпускаются мощностью от 22,8 до 44,6 кВт (серия MDT с воздушным охлаждением) и от 22,8 до 47,6 кВт (серия MDD с водяным охлаждением). Предусматривается только нижняя подача воздуха.

Кондиционеры с энергосберегающим режимом работы типа ENERGY-SAVING

Если температура наружного воздуха ниже температуры воздуха в помещении, то целесообразно использовать естественное охлаждение без применения холодильного цикла и включения компрессоров.

Конструктивно и функционально кондиционеры такого типа объединяют преимущества кондиционеров с двойной системой охлаждения типа TWIN-COOL и кондиционеров с системой непосредственного испарения с промежуточным контуром и выносным теплообменником (рис. III.139.).

Дополнительный теплообменник (6) входит в замкнутый гликолевый контур меж-

ду конденсатором (3) и выносным теплообменником (5). В теплое время кондиционер работает как обычный кондиционер с системой непосредственного испарения с промежуточным контуром и выносным теплообменником (схема А).

Трехходовой клапан (7) перепускает охлаждающую жидкость мимо теплообменника (6).

В прохладные дни или ночью, когда температура наружного воздуха снижается и температура охлаждающей жидкости в промежуточном контуре становится ниже температуры воздуха в помещении, трехходовой клапан (7) открывается и охлаждающая жидкость подается в теплообменник (схема В).

Если температура наружного воздуха снижается до такой величины, когда естественного охлаждения становится достаточно, чтобы покрыть полную потребность в холодильной нагрузке, система непосредственного испарения отключается. Кондиционер работает так же, как кондиционер с использованием охлажденной воды. Трехходовой клапан регулирует расход хладагента через теплообменник (схема С).

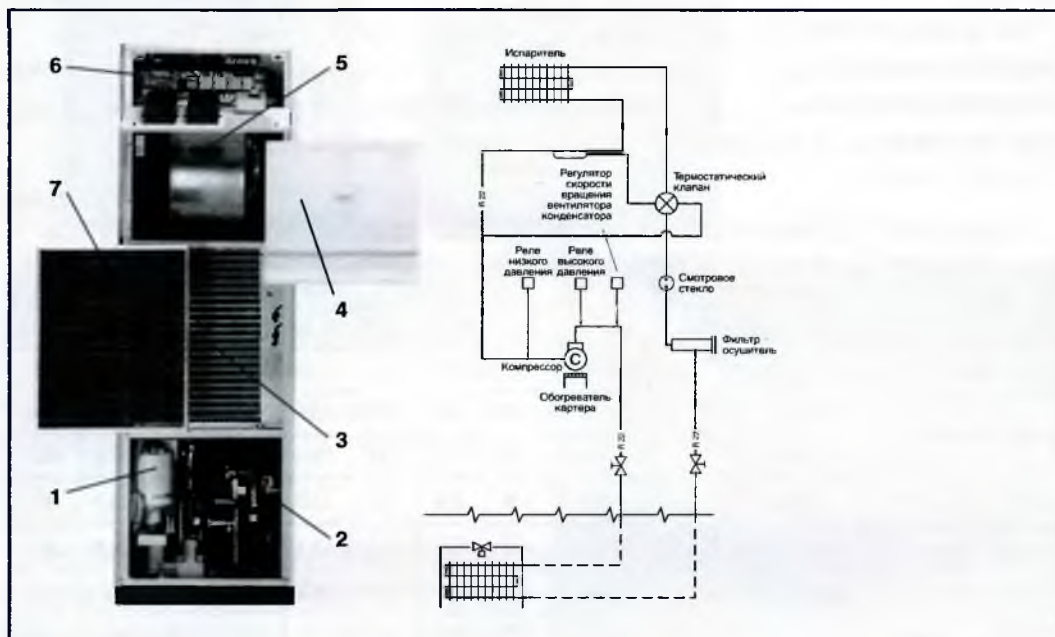
С помощью микропроцессорного управления в различных эксплуатационных условиях обеспечивается минимальное потребление электроэнергии.

В качестве примера рассмотрим конструкцию кондиционера с системой непосредственного испарения серии SUA с регулированием влажности.

датчики температуры и влажности. выносного конденсатора с воздушным охлаждением, подробно рассмотренного в разделе 3.7.4.

§ 3.7.2 Конструкция кондиционеров

Рис. III.140.
Принципиальная схема и внутренний блок кондиционера:



- ① — увлажнитель воздуха;
- ② — компрессор;
- ③ — испаритель;
- ④ — съемная панель вентилятора;
- ⑤ — центробежный вентилятор;
- ⑥ — отсек с электрооборудованием;
- ⑦ — легкоъемный фильтр

Кондиционер состоит из двух конструктивно разделенных компонентов:

- ◆ собственно кондиционера, установленного в помещении. В составе кондиционера: герметичный компрессор SCROLL, фильтр рециркуляционного воздуха типа EU3, испаритель, центробежный вентилятор, увлажнитель, встроенные

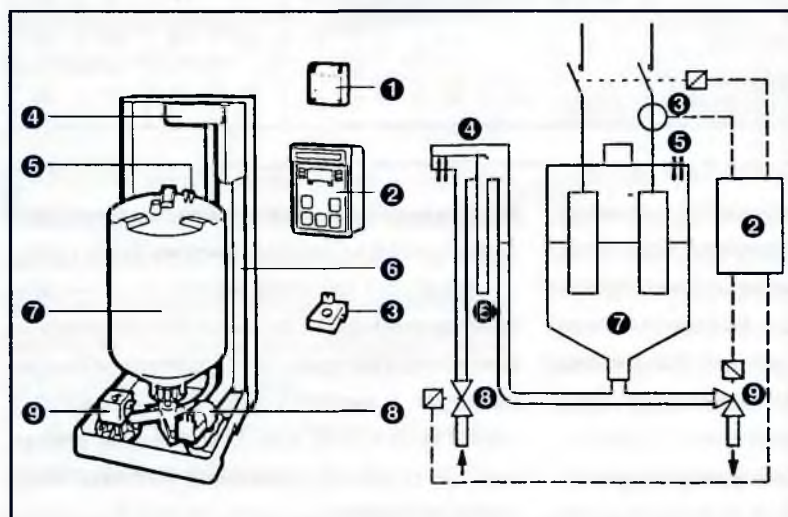
Принципиальная схема и расположение основных элементов во внутреннем блоке кондиционера показаны на рис. III.140.

Увлажнитель воздуха парового (электродного) типа рассчитан на работу от водопроводной сети с давлением воды от 1 до 10 бар. Максимальный размер примесей составляет 0,1 мм. Рекомендуется устанавливать прово-

лочный фильтр механических примесей с размером ячеек менее 50 мкм. Принципиальная схема электродного увлажнителя воздуха показана на рис. III.141.

Ток, текущий между находящимися в воде электродами, генерирует тепло, необходимое для кипения воды.

Рис. III.141.
Принципиальная схема увлажнителя:



- ① — датчик относительной влажности;
- ② — контроллер hP3;
- ③ — трансформатор тока;
- ④ — верхняя емкость с электродами измерения удельной электропроводности воды;
- ⑤ — электрод датчика верхнего уровня воды;
- ⑥ — переточная труба;
- ⑦ — испаритель;
- ⑧ — электромагнитный клапан подачи воды;
- ⑨ — электромагнитный клапан слива воды.

Трансформатор (3) замеряет величину тока между электродами и, косвенно, — количество производимого пара. Величина тока задается микропроцессорным контроллером hP3 (2).

В процессе работы увлажнителя система управления контролирует уровень воды в бачке испарителя (7) и электропроводность воды, поступающей в испаритель.

В процессе работы увлажнителя поддерживается постоянный уровень и электропроводность воды в бачке испарителя, благодаря регулярной подпитке увлажнителя свежей водой через электромагнитные клапаны подачи (8) и слива (9) воды.

Основные технические параметры кондиционеров серии SUA и SDA (AMICO) приведены в *табл. III.142*.

Таблица III.142

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДИЦИОНЕРОВ SUA и SDA

- с верхней подачей SUA			0151	0251	0331	0351	0501		0601	
- с нижней подачей SDA			0151	0251	0331	0351		0501		0601
Электропитание		В/Ф/Гц	230/1/50		400/3/50+N					
Расход воздуха	макс.	м³/ч	1580	1580	1940	3020	4720	4970	4720	4970
	мин.	м³/ч	1040	1040	1400	1940	2950	3020	2950	3020
Максимальная холодопроизводительность	(24°C, 50%)	кВт	5,9	8,0	9,5	12,7	16,7	16,7	18,9	19,0
	(26°C, 50%)	кВт	6,2	8,5	9,6	13,4	17,7	17,7	20,0	20,1
Мощность компрессора		кВт	1,8	2,5	2,9	3,7	4,5	4,5	5,2	5,2
Электронагреватель		кВт	2,2	2,2	2,2	3,3	6,6	6,6	6,6	6,6
Увлажнитель		кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	2,3	2,3	2,3	2,3
Расход пара, кг/ч			2,0	2,0	2,0	2,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Выносной конденсатор	Стандартный	CAL	0231	0251	0331	0361	0511	0511	0661	0661
	Малощумный	CAL	0231	0331	0361	0511	0661	0661	0801	0801
Размеры	Высота	мм	1740	1740	1740	1740	1740	1740	1740	1740
	Ширина	мм	550	550	700	850	1200	1200	1200	1200
	Глубина	мм	450	450	450	450	450	450	450	450
Масса		кг	130	130	150	185	260	260	260	260
Соединительные линии	Газовая	мм	16	16	16	16	16	16	16	16
	Жидкостная	мм	12	12	12	16	16	16	16	16
	Дренажная	мм	21	21	21	21	21	21	21	21

§ 3.7.3

Системы управления прецизионными кондиционерами

Управление кондиционерами производится с помощью контроллеров, обеспечивающих высокоточное регулирование параметров окружающей среды. Все контроллеры позволяют вывести на дисплей все рабочие параметры и индикацию возможных сбоев в работе оборудования.

Предлагается три типа контроллеров — mP3, mP10 и mP20, каждый из которых нахо-

дит применение в зависимости от конкретных требований к выполняемым ими функциям.

Наиболее простой контроллер — контроллер типа mP3. Он может применяться во всех кондиционерах, за исключением кондиционеров с двойной системой охлаждения типа TWIN-COOL и кондиционеров с энергосберегающим режимом работы типа ENERGY-SAVING.



Рис. III.143.
Внешний вид
контроллера mP3
кондиционера (слева)
и регулятора
влажности hP3
(справа)

Контроллер mP3 регулирует температуру воздуха по сухому термометру с необходимой точностью, выполняет мониторинг параметров воздушной среды помещения, отображает на дисплее рабочий статус кондиционера и возможные сбои в его работе.

В кондиционерах, оборудованных увлажнителем, наряду с контроллером mP3 устанавливается микропроцессорный регулятор влажности hP3 (рис. III.143.).

Более сложные и дорогие контроллеры mP10 и mP20 обеспечивают регулирование температуры и влажности. Контроллеры имеют жидкокристаллический дисплей и являются взаимозаменяемыми моделями, отличаю-

- ◆ визуализацию параметров окружающего воздуха;
 - ◆ интегрированное управление несколькими системами;
 - ◆ графическое изображение функций кондиционеров;
 - ◆ визуализацию текстовых сообщений.
- Контроллеры mP10 и mP20, внешний вид которых показан на рис. III.144., могут устанавливаться на кондиционерах средней (серии MUA, MDA, MUW, MDW) и большой мощности (серии BDA, BDW).



Рис. III.144.
Внешний вид
контроллера
mP20 (слева)
и mP10 (справа)

Выносные конденсаторы с воздушным охлаждением используются для кондиционеров серий SUA, SDA, MUA, MDA и BDA. Основное распространение получили конденсаторы с осевыми вентиляторами серии CAL наружной установки.

Иногда применяются выносные конденсаторы с центробежными вентиляторами серии CCH для внутренней установки.

Выносные теплообменники с воздушным охлаждением по своей конструкции аналогичны выносным конденсаторам и используются для охлаждения жидкости промежуточного контура конденсаторов MUA, MDA и MDE.

Конденсаторы обладают повышенной устойчивостью к внешней среде и подходят для эксплуатации в любых климатических условиях.

§ 3.7.4 Выносные конденсаторы и теплообменники с воздушным охлаждением

Конденсаторы и теплообменники выполнены из медной трубки с алюминиевыми ребрами. Они имеют алюминиевый корпус и вентилятор с регулированием скорости.

Основные технические данные выносных конденсаторов серии CAL приведены в табл. III.145.

Таблица III.145

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ВЫНОСНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ CAL

Модель CAL			0231	0251	0331	0361	0511	0661	0801
Мощность ($T_{\text{конд}}=50^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{н}}=32^{\circ}\text{C}$)		кВт	8,0	9,6	12,5	16,4	19,7	23,1	
Количество вентиляторов			1	1	1	2	2	2	3
Суммарная мощность вентиляторов		кВт	0,14	0,14	0,14	0,28	0,28	0,28	0,42
Уровень звукового давления	Стандартный	дБ(А)	47	47	47–49	49	49	49	48
	С пониженным уровнем	дБ(А)	<<40	<<40	<<40	<40	<40	<40	<40
Размеры	Длина	мм	730	830	830	1180	1180	1180	1780
	Ширина	мм	600	700	700	700	700	950	950
	Толщина	мм	350	350	350	350	350	350	350
	Высота с опорами	мм	700	700	700	700	700	700	700
Масса		кг	21	23	30	40	50	65	90

§ 3.7.5
Обеспечение
работы
кондиционера
в режиме
охлаждения при
низких
температурах
наружного
воздуха

Поскольку прецизионные кондиционеры наиболее широко применяются для круглогодичного охлаждения аппаратуры, то обеспечение возможности охлаждения при низких температурах наружного воздуха является крайне необходимым.

Ступенчатое (релейное) регулирование скорости вентилятора выносного конденсатора обеспечивает работу кондиционера в режиме охлаждения только до температуры наружного воздуха минус 5 °С.

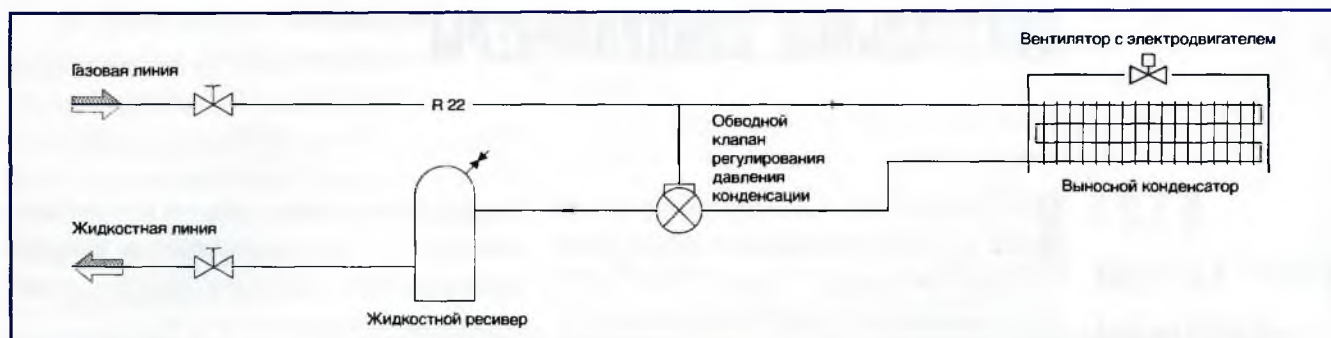
Применение системы плавного регулирования скорости вентилятора конденсатора TRIAC позволяет гарантированно работать до температуры наружного воздуха минус 20 °С. Регулирование скорости обеспечивается изменением длительности импульса, подаваемого на вентилятор.

Учитывая, что кондиционеры могут устанавливаться рядом с электронным оборудованием, чувствительным к электромагнитным помехам, разработана специальная система регулирования скорости вентилято-

ра конденсатора VARICOND с малым уровнем электромагнитного излучения. Такая система позволяет гарантированно работать до температуры наружного воздуха минус 20 °С. Скорость вентилятора регулируется изменением напряжения питания, подаваемого на вентилятор с помощью специального трансформатора.

Для обеспечения возможности работы при низких температурах наружного воздуха до минус 35 °С, помимо плавного регулирования скорости вентилятора, дополнительно устанавливается обводной клапан, регулирующий давление конденсации и перепускающий часть хладагента (фреона) в ресивер. Принципиальная схема такого конденсатора показана на рис. III.146.

Применение кондиционеров серии MUC, MDG, BDG с промежуточным гликолевым контуром и выносным теплообменником RAL или RAN позволяет работать при более низких температурах наружного воздуха.



Минимальная температура наружного воздуха практически определяется температурой замерзания и расходом жидкости в промежуточном контуре. Как правило, минимальная температура составляет минус 40 °С.

Наибольший эффект дает применение кондиционера серии MDE с дополнительным теплообменником и промежуточным гликолевым контуром. Такая система может работать до температуры замерзания раствора.

Рис. III.146. Принципиальная схема выносного конденсатора для работы до температуры наружного воздуха минус 35 °С

Рассматриваемые кондиционеры могут комплектоваться широким спектром дополнительного оборудования, позволяющего лучше приспособить его к конкретным условиям применения.

Помимо перечисленных выше распределительных камер на выходе кондиционера, возможна поставка кондиционеров с вентиляторами повышенного напора для работы на распределительные воздуховоды, уста-

новка более мощного фильтра EU4, а также подключение воздуховода свежего воздуха со специальным фильтром.

Кондиционеры могут комплектоваться широким спектром дополнительных датчиков для дистанционной установки — датчиками температуры и влажности, сигнализаторами дыма, пламени и утечки воды, сигнализаторами загрязненности фильтра и т.д.

§ 3.7.6 Дополнительное оборудование

3.8

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

§ 3.8.1 Общие сведения о центральных кондиционерах и их классификация

Центральные кондиционеры, нашедшие самое широкое применение в комфортном и технологическом кондиционировании, представляют собой неавтономные кондиционеры, снабжаемые извне холодом (подводом холодной воды или незамерзающих жидкостей), теплом (подводом горячей воды или пара) и электроэнергией для привода вентиляторов, насосов, запорно-регулирующих аппаратов на воздушных и жидкостных коммуникациях и пр. (рис. III.147.)

Иногда несколько центральных кондиционеров обслуживают одно помещение больших размеров (театральный зал, закрытый стадион, производственный цех и т.п.).

Современные центральные кондиционеры выпускаются в секционном исполнении и состоят из унифицированных типовых секций (трехмерных модулей), предназначенных для регулирования, смешивания, нагревания, охлаждения, очистки, осушки, увлажнения и перемещения воздуха.

Наряду с существенными преимуществами, связанными с возможностью эффективного поддержания заданной температуры, влажности и подвижности воздуха в помещениях большого объема, центральные кондиционеры, вместе с тем, имеют и некоторые недостатки, основными

Рис. III.147.
Внешний вид
центрального
кондиционера



Рис. III.148.
Классификация
центральных
кондиционеров

Центральные кондиционеры предназначены для обслуживания нескольких помещений или одного большого помещения.

из которых являются необходимость проведения сложных монтажно-строительных работ, прокладка по зданию протяженных коммуникаций (воздуховодов и трубопроводов).

Классификация центральных кондиционеров приведена на рис. III.148.

Прямоточные центральные кондиционеры обрабатывают только наружный воздух, кондиционеры с рециркуляцией обрабатывают смесь наружного и рециркуляционного (вытяжного) воздуха.

1-я рециркуляция представляет собой подмешивание рециркуляционного воздуха к наружному перед теплообменником I-го подогрева, что значительно снижает потребление тепла на I-й подогрев.



2-я рециркуляция представляет собой подмешивание рециркуляционного воздуха к наружному воздуху, прошедшему обработку в воздухоохладителе или камере орошения перед вентилятором. При этом отпадает необходимость включения в работу теплообменника 2-го подогрева в летний период.

Кондиционер с теплоутилизацией — это прямоточный кондиционер с центральным теплоутилизатором, в котором нет смешения потоков наружного и рециркуляционного воздуха, а передача тепла от удаляемого воздуха к наружному происходит в специальном теплообменнике.

Следует отметить, что приведенная на *рис. III.148.* классификация центральных кондиционеров включает только основные классы этого оборудования, которые, в свою очередь, могут подразделяться:

А) по напору встроенных вентиляторов:

- ♦ низкого давления (до 100 кг/м^2);
- ♦ среднего давления (от 100 до 300 кг/м^2);
- ♦ высокого давления (выше 300 кг/м^2).

Б) по времени работы:

- ♦ сезонные;
- ♦ круглогодичные.

Возможны также различные комбинированные системы на базе центральных кондиционеров.

В системах кондиционирования, совмещенных с воздушным отоплением здания или помещения и предназначенных для круглогодичной эксплуатации, устанавливается, как правило, не менее двух кондиционеров производительностью по 50% общей производительности системы, при этом секция нагрева должна иметь теплопроизводительность, достаточную для отопления помещений.

Центральные кондиционеры, работающие с рециркуляцией, комплектуются смесительной камерой, позволяющей подавать переменные объемы наружного (свежего) и рециркуляционного воздуха. В этом случае для рециркуляции воздуха рекомендуется применять самостоятельный вентилятор.

Использование в центральном кондиционере рециркуляции и теплоутилизации позволяет существенно сократить затраты тепловой энергии, связанные с обогревом воздуха в холодное время года.

Если рециркуляция воздуха недопустима в связи с технологическими особенностями обслуживаемого помещения, то применяют центральную прямоточную схему кондиционера.

Центральный кондиционер состоит из отдельных типовых секций, герметично соединенных между собой. Корпус кондиционера выполнен на базе каркаса из алюминиевых профилей, к которым крепятся постоянные и съемные (для доступа к агрегатам) панели.

Панели состоят из наружного и внутреннего оцинкованных листов, между которыми устанавливается минераловатная теплоизоляционная прокладка.

С целью облегчения подхода к узлам установки предусмотрены открываемые смотровые двери или съемные панели со стороны обслуживания.

Требования к параметрам кондиционируемого воздуха лежат в основе технологической компоновки, поэтому набор секций может быть весьма разнообразен.

Секции могут быть скомпонованы в двухъярусном исполнении или с учетом рельефов помещений, в которых устанавливается кондиционер.

Кроме стандартных типовых компоновок существует возможность создания собственной уникальной компоновки кондиционера.

Размеры секций унифицированы и зависят, как правило, от расхода и скорости обрабатываемого в кондиционере воздуха. Пример модельного ряда четырнадцати

§ 3.8.2 Конструкция и режимы работы центрального кондиционера

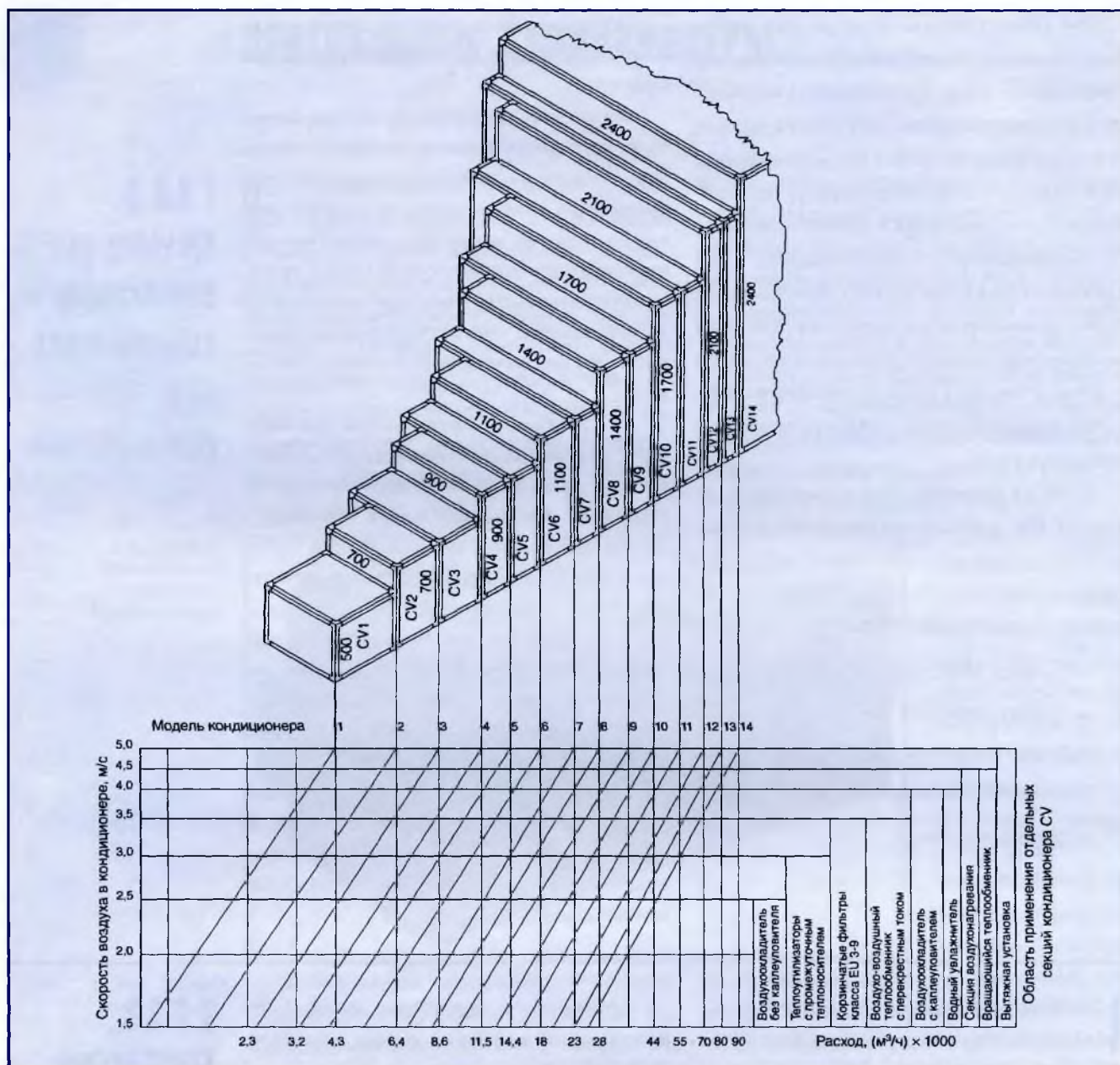


Рис. III.149.
Модельный ряд
унифицированных
типоразмеров секций
центральных
кондиционеров

унифицированных типоразмеров секций центрального кондиционера представлен на рис. III.149.

Среди основных секций, используемых при компоновке центрального кондиционера: секция вентиляторная, охлаждения, нагрева, увлажнения, фильтрации, шумоглушения и теплоутилизации.

На рис. III.150. приводятся условные обозначения типовых секций, используемых при технологической компоновке центральных кондиционеров.

Выбор той или иной компоновки (технологической линии обработки воздуха) зависит от многих факторов, в первую очередь, от назначения и режима использования помещений, конструктивных особенностей здания, а также от санитарно-гигиенических, строительно-монтажных, архитектурных, эксплуатационных и экономических требований.

Примеры технологической компоновки центральных кондиционеров представлены на рис. III.151.

Рис. III.150.
Условные обозначения секций центральных кондиционеров

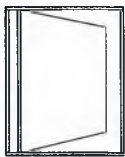
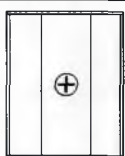
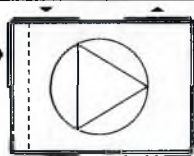
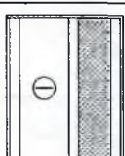
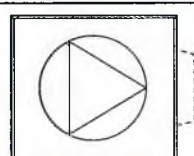
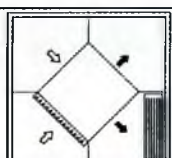
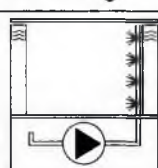
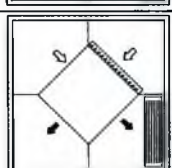
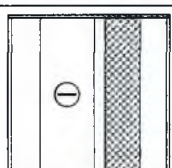
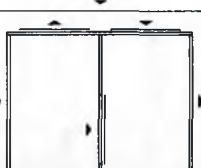
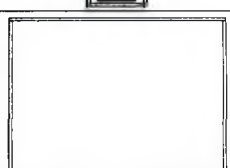
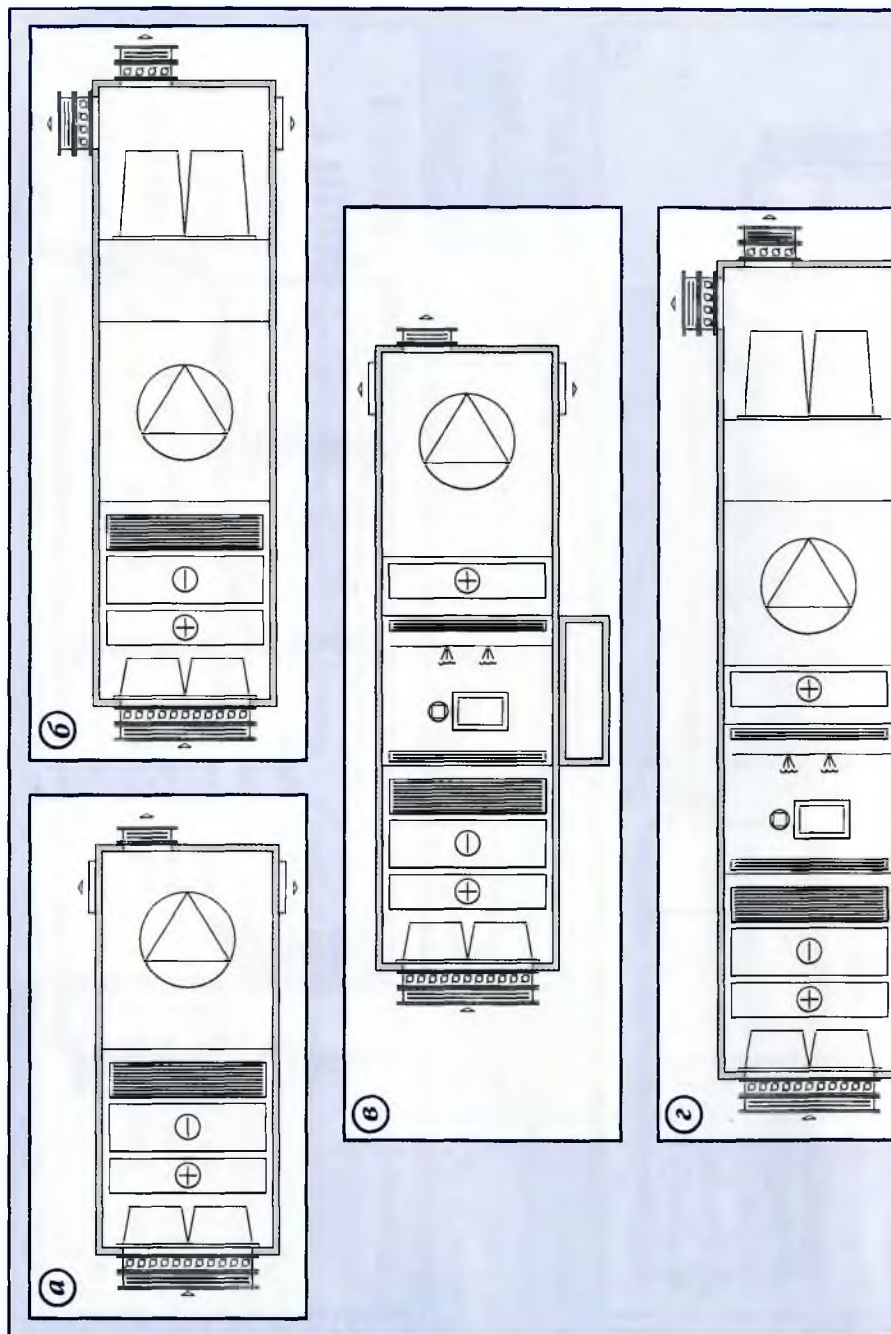
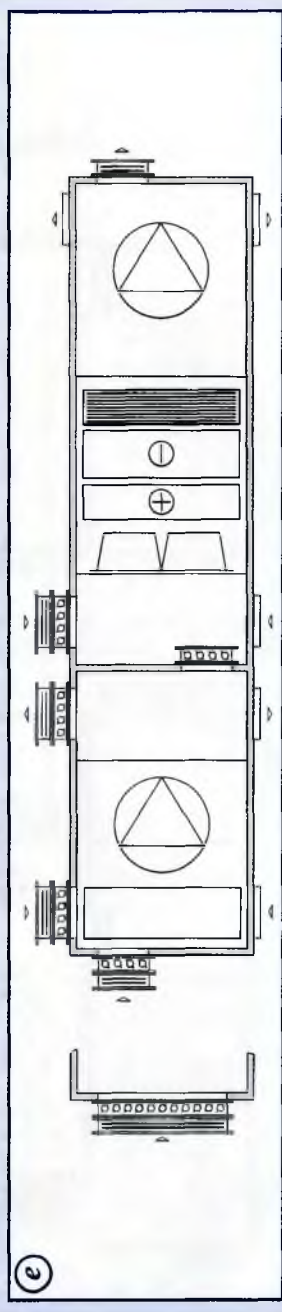
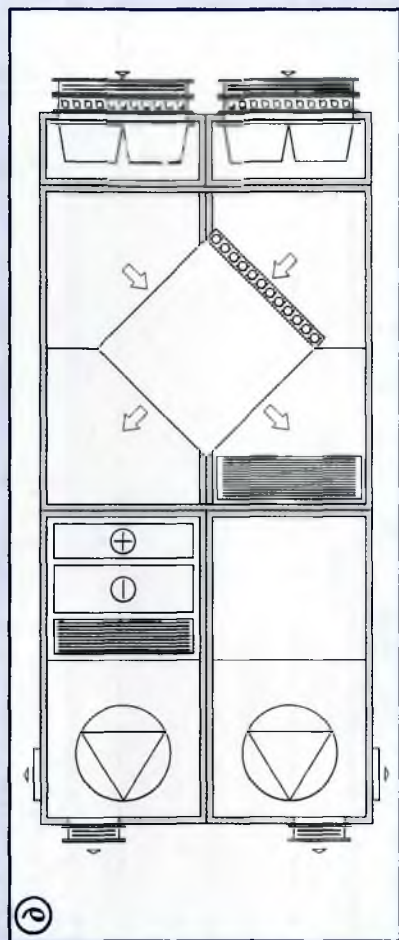
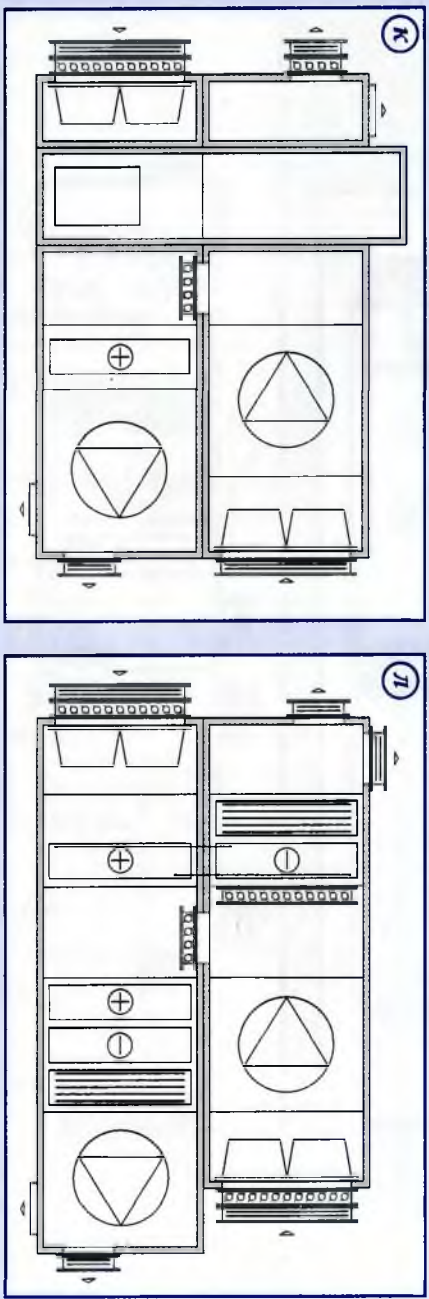
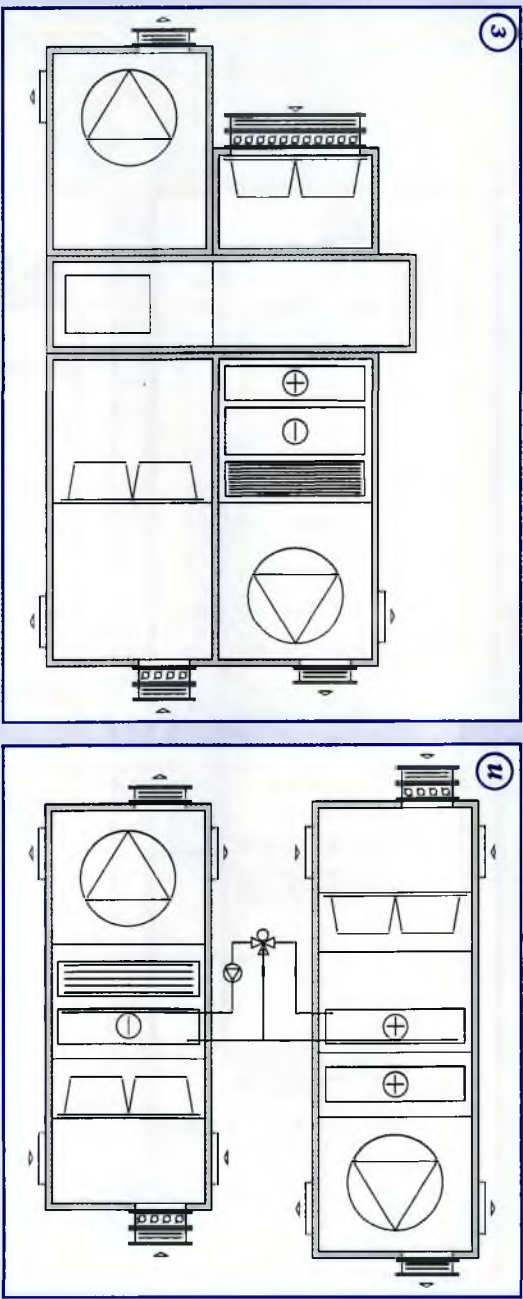
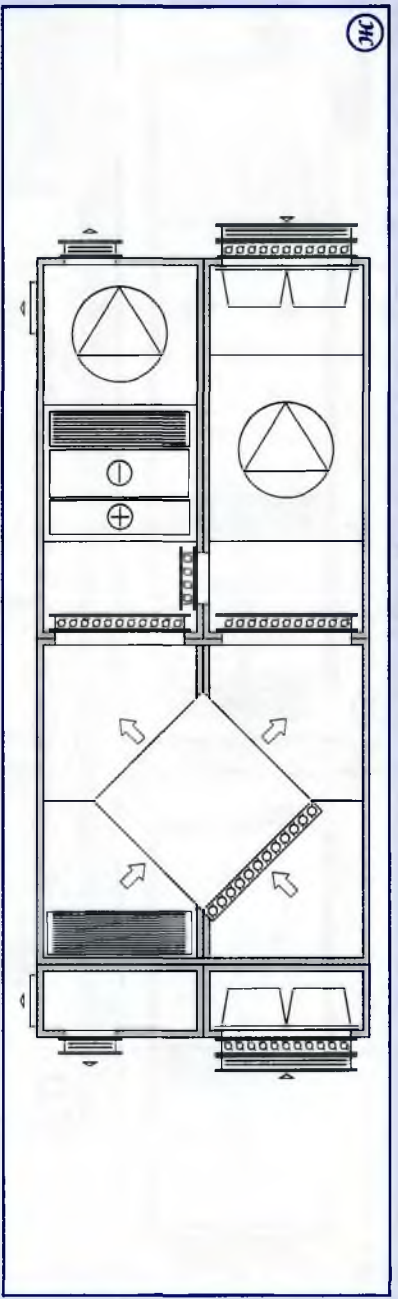
Типы секций					
Название	Обозначение	Секция	Название	Обозначение	Секция
Фильтрация	F		Смещение	MM2	
Нагревание	H		Вентиляторная секция	V1	
Охлаждение	C		Вентиляторная секция	V2	
Фильтрация	FL		Перекрестно-точный теплообменник	RC1	
Водяное увлажнение	W		Перекрестно-точный теплообменник	RC2	
Шумоглушение (короткий блок)	D1		Гликолевый теплообменник (теплоутилизация с промежуточным теплоносителем)	RGH	
Шумоглушение (длинный блок)	D2		Гликолевый теплообменник (теплоутилизация с промежуточным теплоносителем)	RGC	
Смещение	M		Вращающийся теплообменник	RR	
Смещение	MM1		Пустая секция	A3	

Рис. III.151.
Примеры
технологической
компоновки
центральных
кондиционеров
(а–л)

Схема компоновки	F	H	C	FL	W	D1	D2	M	MM1	MM2	V1	V2	RC1	RC2	RGH	RGC	RR	A3
рис. III.151,а	+	+	+	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
рис. III.151,б	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
рис. III.151,в	+	+	+	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
рис. III.151,г	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-	+	-	+	-	-	-	-	-
рис. III.151,д	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-
рис. III.151,е	+	+	+	-	-	-	-	+	+	-	+	+	-	-	-	-	-	-
рис. III.151,ж	+	+	+	-	-	-	-	-	-	+	+	+	-	+	-	-	-	+
рис. III.151,з	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-	+	+
рис. III.151,и	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	-	-	-	-	+	-
рис. III.151,к	+	+	-	-	-	-	-	+	-	-	+	-	-	-	+	+	-	-
рис. III.151,л	+	+	-	-	-	-	-	-	-	+	+	+	-	-	+	+	-	-







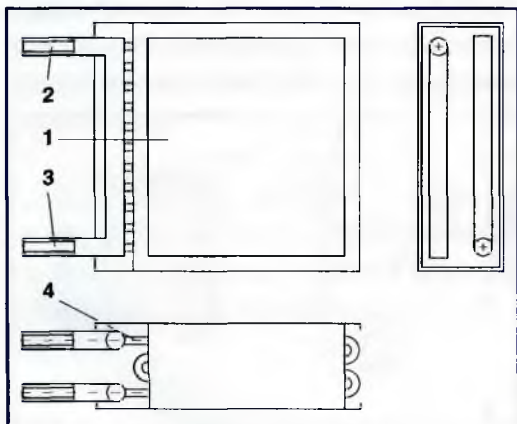
Секция охлаждения

Секция охлаждения представляет собой водяной или фреоновый теплообменник-воздухоохладитель, изготовленный из медных трубок (от 4 до 8 рядов) с алюминиевыми ребрами. В качестве хладагента (рабочей среды) может быть: охлажденная вода, смесь воды и гликоля, фреон (например, R-22). Хладагент, в зависимости от типа рабочей среды, может поступать от чиллера, градирни, артезианской скважины и т.п. Коллекторы выполнены из стальной оцинкованной (или с антикоррозийным покрытием) трубы. Входные и выходные патрубки коллектора имеют наружную резьбу. Стандартно коллекторы оснащаются дополнительными патрубками для спуска хладагента и отведения воздуха.

Распределительный и обратный коллектор фреоновых теплообменников изготавливают из медных трубок.

Патрубки коллекторов выведены наружу секции. Воздухоохладитель имеет кожух из оцинкованной стали. Кожух может быть оборудован специальными транспортными держателями, облегчающими демонтаж и транспортировку.

Обреждение трубок воздухоохладителя производится, как правило, пластинчатыми ребрами, что обеспечивает высокую теплоотдачу при низком аэродинамическом сопротивлении теплообменника. Количество рядов трубок и расстояние между ребрами, в зависимости от типоразмера секции, может быть различным.



Стандартно в секцию охлаждения устанавливается поддон для конденсатной воды, сделанный из нержавеющей листовой стали и оснащенный выведенным наружу сливным патрубком, к которому присоединяется переливной сифон, т.н. водяной затвор (поставляется, как правило, вместе с секцией охлаждения).

Водяные воздухоохладители оснащаются противозамораживающими термостатами.

На рис. III.152. представлена конструкция водяного трубчатого воздухоохладителя.

Кроме холодопроизводительности и расхода хладагента, водяные воздухоохладители характеризуются следующими параметрами:

Минимальная температура рабочей среды (вода), °C	+ 3
Максимальное рабочее давление рабочей среды, МПа	1,6
Гидравлическое сопротивление, кПа	5–30
Все водяные воздухоохладители проходят испытания на заводах-производителях при нагрузке, МПа	2,1

Фреоновые воздухоохладители характеризуются следующими параметрами:

Минимальная температура кипения фреона, °C	+ 2
Максимальное рабочее давление фреона, МПа	2,2
Фреоновые воздухоохладители испытываются на прочность с нагрузкой, МПа	2,9

За секцией охлаждения в центральном кондиционере устанавливаются, как правило, при скоростях обрабатываемого воздуха выше 2,5 м/с эффективные сепараторы (каплеуловители).

На рис. III.153. представлена одна из возможных конструкций каплеуловителя, собранного из специально спрофилированных пластмассовых пластин, которые вертикально размещены в кожухе из нержавеющей стали.

Скорость воздуха должна находиться в диапазоне от 2,5 до 5,0 м/с. Потери давления при этом составят до 16 Па.

§ 3.8.3 Конструкция и принцип работы основных секций и отдельных агрегатов центрального кондиционера

Рис. III.152. Конструкция водяного трубчатого воздухоохладителя:

- 1 — кожух из оцинкованной стали;
- 2, 3 — входной и выходной патрубки коллектора с резьбой;
- 4 — медные трубки с алюминиевым пластинчатым обреждением

Рис. III.153.
Профиль
каплеуловителя



В секции воздушнонагрева могут использоваться водяные, паровые или электрические нагреватели.

Конструктивно воздушнонагреватели выполнены, как и воздухоохладители, из медных трубок с алюминиевым оребрением.

Коллекторы и патрубки диаметром до 25 мм выполнены из медных трубок, а диаметром более 32 мм — из стальных трубок с антикоррозийным покрытием.

Стандартно коллекторы оснащаются дополнительными патрубками с резьбой, предназначенными для спуска воды и отвода воздуха.

Патрубки коллекторов выведены наружу. Концы патрубков подающего и обратного коллектора также имеют резьбу.

Кожух теплообменников имеет специальные транспортные держатели, облегчающие демонтаж и транспортировку.

Оребрение трубок воздушнонагревателя произведено пластинчатыми ребрами с шагом от 1,6 до 4,0 мм.

Как отмечалось выше, в качестве теплоносителя могут быть использованы вода или водяной пар.

Водяные воздушнонагреватели испытываются на прочность с нагрузкой 2,1 МПа, паровые — с нагрузкой 1,5 МПа.

Электрические нагреватели выполнены

При использовании пара:	
Максимальная температура пара, °С	185
Максимальное рабочее давление пара, МПа	1,0

в форме прямоугольного параллелепипеда с укрепленными в корпусе греющими элементами в виде спирали или оребренных ТЭНов. Электрические нагреватели подключаются в эл.сети: 3/380 В/50 Гц. Такая конструкция позволяет легко демонтировать нагреватель из секции для осмотра и ремонта (предварительно нужно снять панель). Элементы нагревателя укреплены вертикально, а контакты выведены к клеммовой панели на боковой стенке корпуса нагревателя. Каждый элемент отдельно выведен к клеммовой панели, однако для ступенчатого регулирования их соединяют блоками по три штуки. Нагреватель имеет термостат безопасности, ограничивающий чрезмерный рост температуры внутри системы, а также отключение нагревателей в случае прекращения подачи воздуха.

Секция увлажнения

Увлажнение воздуха в центральном кондиционере осуществляется в секции оросительного увлажнения водой (форсуночной камере) или секции парового увлажнения.

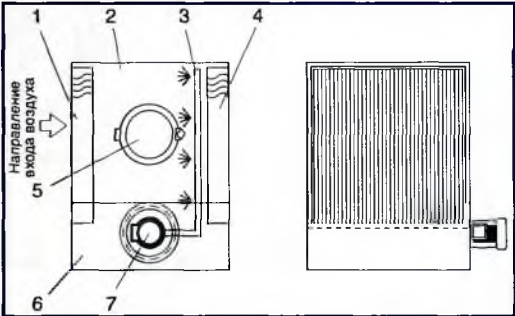
Камера орошения (рис. III.154.) состоит из корпуса, в который установлены трубные гребенки, поддон и насос.

В форсуночной камере происходит адiabатическое увлажнение воздуха циркуляционной водой, которая поступает из поддона. Воздух вступает в непосредственный контакт с поверхностью капель воды, распыляемой с

Рис. III.154.
Конструкция секции
форсуночного
увлажнения:

- 1 — первый сепаратор-каплеуловитель;
- 2 — кожух секции;
- 3 — трубные гребенки с форсунками;
- 4 — второй сепаратор-каплеуловитель;
- 5 — окно;
- 6 — поддон;
- 7 — водный циркуляционный насос

При использовании воды:	
Максимальная температура воды, °С	150
Максимальное рабочее давление воды, МПа	1,6
Гидравлическое сопротивление, кПа	5–25



помощью форсунок. Распыляясь, вода превращается в густой туман мелких капель, сквозь который движется воздух, поглощая водяные пары.

Производительность форсунок зависит от диаметра выходного отверстия, давления и температуры воды перед форсункой. Установка форсунок в поперечном сечении форсуночной камеры выполняется на трубных гребенках, к которым циркуляционным насосом подается вода из поддона. Распыливающие форсунки выполнены так, чтобы снизить загрязнение отложениями.

Поддон выполняет функции резервуара запасной емкости воды, обеспечивающего плавную работу насоса. Поддон оснащен водосливом с поплавковым клапаном для спуска оборотной воды, а также водяным вводом для пополнения выпаренной воды.

Циркуляционный насос размещен возле поддона на кронштейне. На всасывающем патрубке насоса расположен сетчатый фильтр.

Конструкцию форсуночной камеры дополняют два сепаратора-каплеуловителя, предотвращающие унос капель воды к последующим секциям центрального кондиционера.

Один работает на выходе из секции как сепаратор, другой является направляющим для выравнивания потока воздуха на входе. Эти сепараторы являются высокоэффективными элементами оборудования. Сепараторы изготовлены из пластмассовых профилей и имеют несущую конструкцию из нержавеющей стали.

Вследствие уноса воды с воздухом в процессе увлажнения, необходимо восполнять потери воды.

Подпитка водой регулируется с помощью поплавка, который помещен на питательном патрубке, а циркуляционная выпускается ручным шаровым клапаном, размещенным на нагнетательной стороне насоса.

Кожух секции увлажнения изготавливается из нержавеющей листа, что полностью исключает коррозию, имеет окно для контроля и освещения внутреннего объема.

Эффективность увлажнения в секции такого типа составляет около 90%.

В состав секции парового увлажнения входят:

- кожух секции;
- сепаратор пара;
- термодинамический конденсатоотводчик;
- фильтр;
- инжекционное сопло;
- серводвигатель в стандартном исполнении, напряжением питания 220 В и сигналом управления 0–10 В.

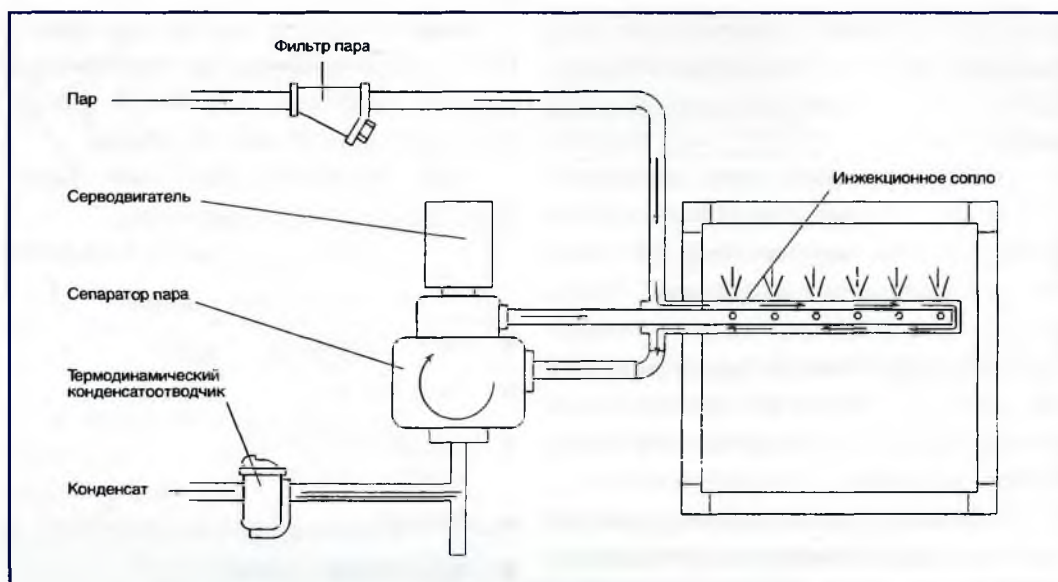
Принцип работы парового увлажнителя довольно прост и представлен на *рис. III.155*.

Тип парогенератора подбирается в зависимости от необходимого расхода пара. В конструкцию секции входит также распределительная паровая труба из нержавеющей стали с инжекционными соплами, фильтр пара, термодинамический конденсатоотводчик, а также электронные устройства регулирования уровня воды и автоматической продувки.

Увлажнение воздуха сухим перегретым паром имеет множество достоинств:

- быстрое смешивание водяных паров с воздухом и легко регулируемое количество впрыскиваемого пара позволяет очень точно регулировать влажность воздуха;
- сухой перегретый пар не содержит минеральных частиц и бактерий;
- минимальные эксплуатационные расходы;
- консервация парового увлажнителя сведена к минимуму.

Рис. III.155.
Схема циркуляции
пара в паровом
увлажнителе



Секция фильтрации

При необходимости обеспечения фильтрации повышенного качества в компоновку центрального кондиционера могут быть включены две секции: первичной и вторичной фильтрации.

Фильтры размещаются в тех частях кондиционера, через которые проходит весь обрабатываемый воздух, и так, чтобы защитить от пыли возможно большее число секций кондиционера.

В секцию первичного фильтрования могут быть вмонтированы сетчатые фильтры класса EU1 или корзинчатые фильтры класса EU3. Сетчатые фильтры — это тканевые фильтры с развернутой поверхностью, уложенной в «зигзаг». Ткань армирована алюминиевой сеткой и смонтирована в кожухе, выполненном из оцинкованных стальных листов.

Фильтр закреплен в установке с помощью направляющих, которые позволяют его легко демонтировать.

Корзинчатый фильтр собирается из нескольких фильтрующих элементов со стандартными размерами.

Количество и размеры фильтрующих элементов, применяемых в установке, зависят от ее модели.

Фильтрующие элементы корзинчатых фильтров закреплены в рамках с помощью пружинных прихватов, обеспечивающих герметичность, а также легкую и быструю смену.

Фильтрующая ткань выполнена из супертонких синтетических волокон, не гигроскопичных, кислотоустойчивых и стойких к большинству органических растворителей.

Все фильтры могут работать при температуре до 60 °С.

Среднее значение эффективности фильтрации, обозначающее процентную долю задержанной пыли, для фильтров класса EU1 составляет до 60%, для класса EU3 — до 80–90%.

В секции вторичного фильтрования применены корзинчатые фильтры класса EU5–EU9.

Размеры и количество фильтрующих элементов также зависят от модели установки. Тип фильтрующей ткани, а также элементы крепления аналогичны секции первичного фильтрования.

Эти фильтры также могут работать при температуре до 60 °С. Среднее значение степени очистки определено методом исследования воздушных фильтров с применением кварцевой пыли.

**Среднее значение эффективности
фильтрации составляет:**

Для фильтров класса EU5 от 40 до 60%
Для фильтров класса EU7 от 80 до 90%
Для фильтров класса EU9 выше 90%

Контроль загрязненности фильтров

С целью текущего контроля загрязнения фильтров рекомендуется применение дифманометров. Дифманометр при определенном допустимом конечном перепаде давления сигнализирует (электрический сигнал) о необходимости смены фильтра при его загрязнении.

Допустимый конечный перепад давления:

Для сетчатых фильтров, Па 120
Для корзинчатых фильтров, Па 200–250

Секция шумоглушения

Секция шумоглушения предназначена для снижения уровня шума, создаваемого центральным кондиционером (встроенными вентиляторами, насосами; потоками рабочих сред и т.п.)

Внутри секции шумоглушения закреплены звукопоглощающие пластины, которые изготавливаются, например, из нескольких слоев минеральной ваты специально подобранной плотности. Внешняя поверхность минеральной ваты усилена стекловолокнистым покрытием.

Секции шумоглушения производятся нескольких типоразмеров (от 0,5 до 2,0 м) с разными количествами звукопоглощающих пластин.

Если по условиям технологической компоновки непосредственно перед секцией шумоглушения необходимо установить вентиляторную секцию, то требуется применять специальную секцию (проставку) с рассекаателями воздуха, позволяющую выровнять скорость и направление потоков воздуха в поперечном («живом») сечении секции шумоглушения.

Более подробная информация о звукопоглощающих материалах представлена в разделе 4.4; об источниках шума в кондиционерах — в разделе 5.

Вентиляторная секция

Вентиляторная секция предназначена для забора воздуха в центральный кондиционер и его подачи в обслуживаемые помещения (рис. III.156.).

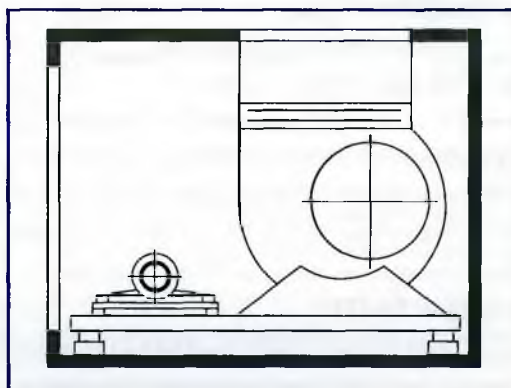


Рис. III.156.
Вентиляторная
секция центрального
кондиционера

В кондиционерах применяются радиальные (центробежные) вентиляторы одностороннего и двухстороннего всасывания низкого и среднего давления.

В зависимости от требуемой производительности и напора используются вентиляторы с рабочими лопатками, загнутыми вперед, или с лопатками, загнутыми назад, что обеспечивает легкое регулирование параметров сети. Вентиляторы характеризуются высоким КПД и позволяют регулировать производительность изменением числа оборотов.

Колесо вентилятора вращается электродвигателем через ременную передачу. В зависимости от мощности используются клиновидные ремни различного типа. Шкивы закрепляются на валах двигателя и вентилятора с помощью зажимной втулки, благодаря которой демонтаж осуществляется просто и быстро. Шкивы могут быть одно- или двухременные.

Вентилятор с двигателем и ременной передачей размещен на общей раме внутри секции, образуя вентиляторную группу. Вся группа монтируется на пружинных или ре-

зиновых амортизаторах (виброизоляторах) на салазках и перемещается на салазках внутри корпуса. Амортизаторы демпфируют колебания и предупреждают передачу шума.

Напорный патрубок вентилятора отделен от кожуха эластичной вставкой, которая обеспечивает герметичность и предотвращает перенос вибрации.

Вентиляторная секция имеет два исполнения:

- нагнетательный патрубок является выходом из кондиционера;
- промежуточная секция.

Расположение выходного напорного патрубка может быть различным: вверх, вниз, вбок, так как положение кожуха радиального вентилятора определяется углом поворота корпуса относительно исходного положения (рис. III.157.)

Производительность вентиляторной секции соответствует мощности центрального кондиционера.

Максимальная температура работы вентилятора 85 °С, максимальная температура работы стандартного двигателя 40 °С, диапазон рабочих (эксплуатационных) температур от минус 30 до + 80 °С. Напор вентилятора от 200 до 2500 Па.

Возможна поставка вентиляторной группы во взрывобезопасном исполнении.

Теплоутилизаторы

При проектировании вентиляции и кондиционирования для экономии тепла и холода целесообразно использовать тепловые вторичные энергетические ресурсы, такие как:

- ◆ тепло воздуха, удаляемого системами общеобменной вентиляции кондиционирования воздуха и местных отсосов, когда рециркуляция воздуха недопустима;
- ◆ тепло и холод технологических установок, пригодные для вентиляции и кондиционирования.

Для использования тепла удаляемого из помещений воздуха применяются теплоутилизаторы, которые подразделяются на три типа:

- перекрестноточные (рекуперативные) теплообменники;
- вращающиеся (регенеративные) теплообменники;
- система с промежуточным теплоносителем, состоящая из двух теплообменников.

Тип теплоутилизатора определяет и тип соответствующей секции центрального кондиционера.

Перекрестноточный теплообменник

Теплообменник изготовлен из алюминиевых пластин, создающих систему

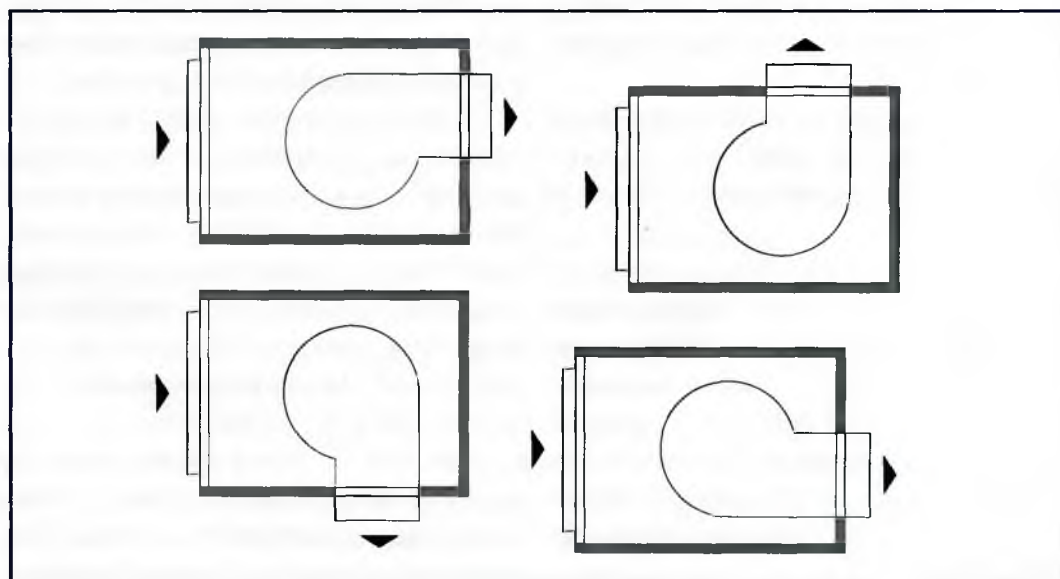


Рис. III.157.
Различные
ориентации
выходных патрубков
вентиляторной
секции (вход и выход
должны быть в
разных плоскостях)

каналов для протекания двух потоков воздуха. В теплообменнике происходит теплопередача между этими тщательно разделенными потоками с различной температурой. Вытяжной, удаляемый из помещения воздух, протекает в каждом втором канале между пластинами теплообменника, нагревая их.

Приточный, кондиционируемый воздух протекает через остальные каналы теплообменника и поглощает тепло нагретых пластин. Варианты различных компоновок секции перекрестноточного теплообменника представлены на *рис. III.158*.

Благодаря турбулентному течению воздуха в каналах теплообменника, добиваются высокой эффективности утилизации тепла при сравнительно низком гидравлическом сопротивлении.

В связи с возможностью конденсации влаги из удаляемого воздуха, за теплообменником установлен сепаратор со сливным поддоном и отводом конденсата через сифон.

Для исключения обледенения зимой на теплообменнике установлен термостат, управляющий положением клапана обводной линии.

Вращающийся теплообменник

Вращающийся теплообменник — это устройство, в котором теплообмен происходит в результате аккумуляции тепла вращающейся регенеративной «насадкой».

Насадка представляет собой гофрированный стальной лист, свернутый так, чтобы были созданы каналы для горизонтального протекания воздуха. Изготовленная в форме колеса, она вращается двигателем с редуктором и ременной передачей.

Вытяжной удаляемый воздух, имеющий высокую температуру, проходит через насадку, нагревая ее. Вращаясь, насадка оказывается в потоке холодного приточного воздуха, где происходит передача тепла от насадки к приточному воздуху (*рис. III.159*).

Регулирование эффективности теплоутилизации производится путем изменения числа оборотов двигателя.

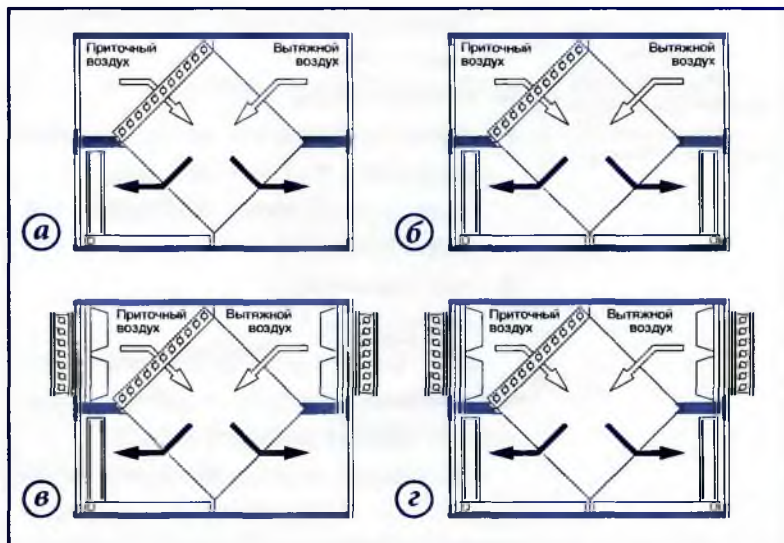


Рис. III.158. Секции перекрестноточного теплообменника:

- а* — ванна и сепаратор на выходе из вытяжной секции;
- б* — ванна и сепаратор на выходе из вытяжной секции. Ванна и сепаратор на выходе из приточной секции (применяется летом во время охлаждения приточного воздуха в перекрестноточном теплообменнике);
- в* — ванна и сепаратор на выходе из вытяжной секции. Фильтры первой ступени класса EU3 на входе в приточную и вытяжную секции. Возможен монтаж регулирующего воздушного клапана и эластичных вставок;
- г* — ванна и сепаратор на выходе из вытяжной секции. Ванна и сепаратор на выходе из приточной секции (необходимы летом при охлаждении приточного воздуха в перекрестноточном теплообменнике). Фильтры первой ступени класса EU3 на входе в приточную и вытяжную секции. Возможен монтаж регулирующего воздушного клапана и эластичных вставок

В связи с возможностью конденсации влаги из потока выходящего воздуха за теплообменником устанавливается сепаратор со сливным поддоном и отводом конденсата через сифон.

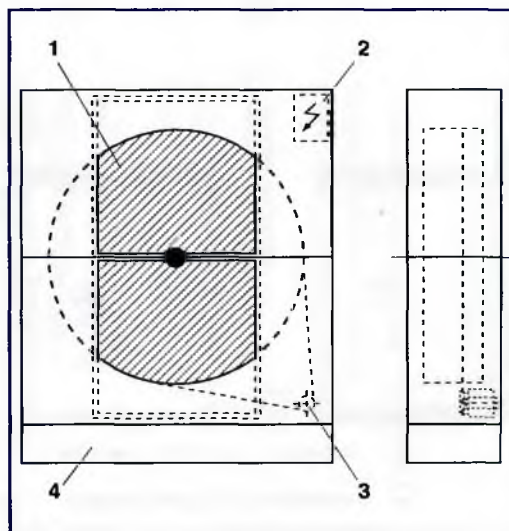


Рис. III.159. Секция с вращающимся теплоутилизатором:

- 1* — вращающаяся насадка;
- 2* — щит управления;
- 3* — электропривод с клиноременной передачей;
- 4* — поддон

Секция вращающегося теплообменника включает:

- ◆ теплообменник;
- ◆ привод, состоящий из электродвигателя, редуктора и ременной передачи (привод может быть с постоянным или переменным числом оборотов);
- ◆ щит управления;
- ◆ корпус.

Допускаемая скорость движения воздуха через теплообменник — 4,5 м/с; максимальная рабочая температура 50 °С.

Вращающиеся теплообменники имеют самую высокую эффективность теплоутилизации (до 80%).

Однако основным их недостатком является наличие взаимного перетекания воздушных потоков, что делает их непригодными там, где требуется полное разделение приточного и вытяжного воздуха.

Система с промежуточным теплоносителем

Система с промежуточным теплоносителем применяется в системах, где недопустимо смешение потоков воздуха, а также в случае большого расстояния между приточной и вытяжной установкой. Эффективность теплоутилизации в такой системе составляет 60%. Преимуществом этой системы является и то, что в качестве промежуточного теплоносителя используется незамерзающая жидкость, что очень важно в условиях российского климата.

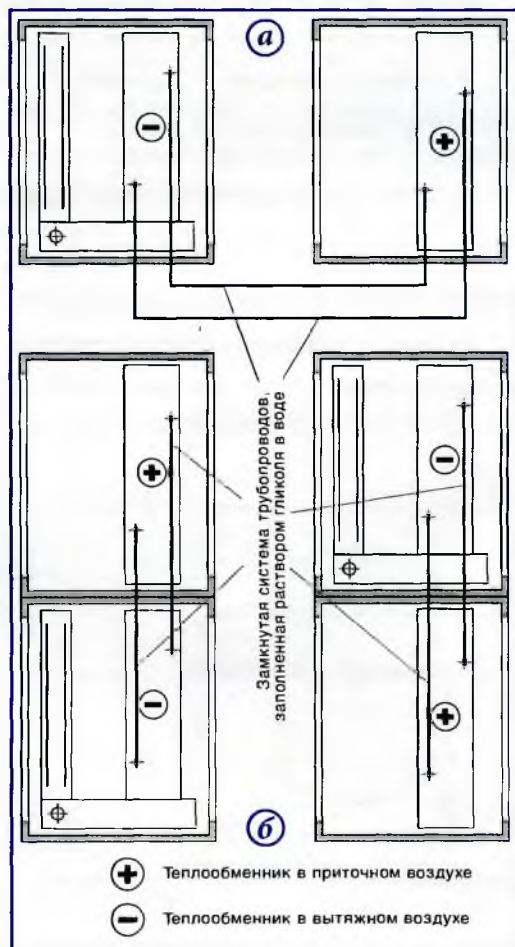
Система состоит из двух теплообменников с алюминиевыми трубками и алюминиевым оребрением.

Теплообменник, расположенный в потоке удаляемого воздуха, оснащен каплеуловителем. В поддоне каплеуловителя установлен переливной патрубок, выходящий наружу кожуха секции.

Теплообменники могут быть закреплены в одном кожухе или каждый теплообменник устанавливается в отдельной секции, представленной на рис. III.160.

Теплообменники соединяются системой трубопроводов, заполненных теплоносителем, который чаще всего представляет собой 40%-ный раствор этиленгликоля в дистиллированной воде. Теплоноситель, нагревшись в теплообменнике-теплоприемнике, обдуваемом теплым вытяжным воздухом, переносит это тепло в теплообменник-теплопередатчик, расположенный в потоке приточного воздуха. Работа осуществляется в замкнутом контуре. Теплообменник-теплопередатчик, расположенный на приточной стороне, чаще всего играет роль подогревателя первой ступени. Эту схему можно использовать в системах кондиционирования помещений с высокими требованиями к чистоте воздуха, а также в случае большого расстояния между приточной и вытяжной установкой. Эффективность рекуперации тепла достигает до 60%.

Рис. III.160.
Секции теплоутилизации с промежуточным теплоносителем:
а — теплообменник расположен на расстоянии;
б — теплообменник рядом



Воздушные клапаны

Регулирование количества воздуха (наружного и рециркуляционного), поступающего в центральный кондиционер, осуществляется воздушными клапанами. Регулирование осуществляется с помощью электропривода, устанавливаемого на клапане. Конструкция клапана, как правило, многостворчатая, с параллельно установленными лопатками, как показано на *рис. III.161*.



Рис. III.161.
Воздушный клапан,
установленный на
входе в центральный
кондиционер
(привод не показан)

РАЗДЕЛ IV



Вентиляционное оборудование и аксессуары

- 4.1 Вентиляторы 197
- 4.2 Вентиляторные агрегаты 201
- 4.3 Вентиляционные установки 203
- 4.4 Шумоглушители 208
- 4.5 Воздушные фильтры 210
- 4.6 Воздухонагреватели 214
- 4.7 Воздуховоды 216
- 4.8 Запорные и регулирующие устройства 222
- 4.9 Воздухораспределители и устройства воздухоудаления ... 225
- 4.10 Тепловая изоляция 232

Системы вентиляции так же, как и системы кондиционирования, включают группы самого разнообразного оборудования: прежде всего, это вентиляторы, вентиляторные агрегаты или вентиляционные установки. Среди дополнительного оборудования — шумоглушители, воздушные фильтры, электрические и водяные нагреватели, а также регулирующие и воздухораспределительные устройства и пр.

Рассмотрим перечисленное выше вентиляционное оборудование, а также типы соединительных воздуховодов и теплоизоляционных материалов более подробно.

4.1

ВЕНТИЛЯТОРЫ

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

По конструкции и принципу действия вентиляторы делятся на осевые (аксиальные), радиальные (центробежные) и диаметрально-тангенциальные.

В зависимости от величины полного давления, которое они создают при перемещении воздуха, вентиляторы бывают низкого давления (до 1 кПа), среднего давления (до 3 кПа) и высокого давления (до 12 кПа).

По направлению вращения рабочего колеса (если смотреть со стороны всасывания) вентиляторы могут быть правого вращения (колесо вращается по часовой стрелке) и левого вращения (колесо вращается против часовой стрелки).

В зависимости от состава перемещаемой среды и условий эксплуатации вентиляторы подразделяются на:

- ◆ обычные — для воздуха (газов) с температурой до 80 °С;
- ◆ коррозионностойкие — для коррозионных сред;
- ◆ термостойкие — для воздуха с температурой выше 80 °С;
- ◆ взрывобезопасные — для взрывоопасных сред;

- ◆ пылевые — для запыленного воздуха (твердые примеси в количестве более 100 мг/м³).

По способу соединения крыльчатки вентилятора и электродвигателя вентиляторы могут быть:

- ◆ с непосредственным соединением с электродвигателем;
- ◆ с соединением на эластичной муфте;
- ◆ с клиноременной передачей;
- ◆ с регулирующей бесступенчатой передачей.

По месту установки вентиляторы делят на:

- ◆ обычные, устанавливаемые на специальной опоре (раме, фундаменте и т.д.);
- ◆ канальные, устанавливаемые непосредственно в воздуховоде;
- ◆ крышные, размещаемые на кровле.

Основными характеристиками вентиляторов являются следующие параметры:

- ◆ расход воздуха, м³/ч;
- ◆ полное давление, Па;
- ◆ частота вращения, об/мин;
- ◆ потребляемая мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, кВт;
- ◆ КПД — коэффициент полезного действия вентилятора, учитывающий механические потери мощности на различные виды трения в рабочих органах вентилятора, объемные потери в результате утечек через уплотнения и аэродинамические потери в проточной части вентилятора;
- ◆ уровень звукового давления, дБ.

Различают уровни звукового давления в воздуховоде со стороны всасывания и нагнетания, а также передаваемые в окружающую среду.

Осевые вентиляторы

Осевой вентилятор (см. рис. IV.1.) представляет собой расположенное в цилиндрическом кожухе (обечайке) колесо из консольных лопастей, закрепленных на втулке под углом к плоскости вращения (в некоторых конструкциях используются поворотные лопасти).

Рабочее колесо чаще всего насаживается непосредственно на ось электродвигателя.

При вращении колеса воздух захватывается лопастями и перемещается в осевом направлении. При этом перемещение воздуха в радиальном направлении практически отсутствует. На входе в вентилятор устанавливается коллектор (спрямляющий аппарат), значительно улучшающий аэродинамические характеристики работы вентилятора.

Осевые вентиляторы имеют больший КПД по сравнению с радиальными и диаметрными. Расход и напор регулируются поворотом лопаток, к тому же они имеют меньшие размеры. Такие вентиляторы, как правило, применяют для подачи значительных объемов

воздуха при малых аэродинамических сопротивлениях сети.

Радиальные вентиляторы

Радиальный вентилятор (см. рис. IV.2.) представляет собой расположенное в спиральном кожухе лопаточное (рабочее) колесо, при вращении которого воздух, попадающий в каналы между его лопатками, движется в радиальном направлении к периферии колеса и сжимается. Под действием центробежной силы он отбрасывается в спиральный кожух и далее направляется в нагнетательное отверстие.

Рабочее колесо — основной элемент радиального вентилятора, представляет собой пустотелый цилиндр, в котором по всей боковой поверхности, параллельно оси вращения, установлены на равных расстояниях лопатки. Лопатки скреплены по окружности с помощью переднего и заднего дисков, в центре которых находится ступица для насаживания рабочего колеса на вал.

В зависимости от назначения вентилятора, лопатки рабочего колеса изготавливают загнутыми вперед или назад. Количество лопаток бывает различным, в зависимости от назначения и типа вентилятора.

Вентиляторы выпускаются с восемью положениями кожуха. Могут иметь правое и левое вращение.



В системах вентиляции и кондиционирования применяются радиальные вентиляторы (см. рис. IV.3.):

♦ одностороннего или двустороннего всасывания;

Рис. IV. 1.
Осевые вентиляторы



Рис. IV. 2.
Радиальный вентилятор:
а — на одном валу с электродвигателем;
б — с клиноременной передачей

◆ на одном валу с эл. двигателем или с клиноременной передачей;



◆ с лопатками, загнутыми назад или вперед.

Применение радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, дает экономию электроэнергии примерно 20%. Другое весьма важное достоинство вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, заключается в том, что они относительно легко переносят перегрузки по расходу воздуха.

Радиальные вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, обеспечивают одни и те же расходные и напорные характеристики, что и вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, при меньшем диаметре колеса и более низкой частоте вращения. Таким образом, они могут достичь требуемого результата, занимая меньше места и создавая меньший шум.

Диаметральные вентиляторы

Диаметральный вентилятор состоит из рабочего колеса барабанного типа с загнутыми вперед лопатками и корпуса, имеющего патрубок на входе и диффузор на выходе. Действие диаметральных вентиляторов основано на двукратном поперечном прохождении потока воздуха через рабочее колесо.

Диаметральные вентиляторы характеризуются более высокими аэродинамическими параметрами,



по сравнению с другими типами вентиляторов, в частности, они создают плоский равномерный поток воздуха большой ширины; удобством компоновки, позволяющей осуществлять поворот потока в широких пределах; компактностью установки, позволяющей существенно сократить объем, занимаемый вентиляционной установкой. КПД таких вентиляторов может достигать 0,7. Благодаря этим качествам диаметральные вентиляторы нашли самое широкое применение в различных агрегатированных установках вентиляции и кондиционирования воздуха: фанкойлах, внутренних блоках сплит-систем, воздушных завесах и т.д. (см. рис. IV.4.)

Область применения и подбор вентиляторов

Вентиляторы могут поставляться как самостоятельно, так и в составе вентиляторного агрегата или вентиляторной секции. В этом случае вентилятор встраивается вместе с электродвигателем в специальный корпус. Кроме того, они могут использоваться в составе агрегатированных приточных установок, в кондиционерах, в воздушных завесах, в воздухоочистителях, фанкойлах, сплит-системах, шкафных кондиционерах и других вентиляционных установках.

Как уже отмечалось выше, в системах вентиляции и кондиционирования применяются осевые, радиальные и диаметральные вентиляторы.

Диаметральные вентиляторы, как правило, поставляются в составе оборудования (кондиционеров, фанкойлов и пр.) и характеризуются не только конкретным расположением (компоновкой), но и жесткой привязкой к определенной модели этого оборудования.

В вентиляционных сетях диаметральные вентиляторы используются крайне редко.

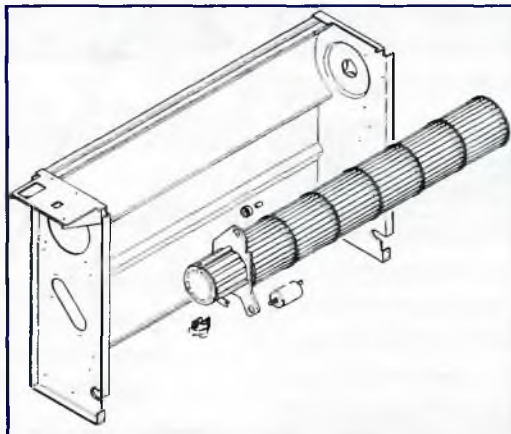


Рис. IV.3
Вентилятор:
а – одностороннего всасывания;
б – двустороннего всасывания

Рис. IV.4.
Диаметральный вентилятор

Осевые и радиальные вентиляторы могут использоваться как в определенных моделях оборудования (вентиляционных агрегатах, конденсаторных установках и пр.), так и в составе систем вентиляции и кондиционирования. В последнем случае конкретные модели вентиляторов подбираются расчетом.

При установке вентилятора в вентиляционную сеть рекомендуется предусматривать прямые участки стабилизации воздушного потока с обеих сторон от вентилятора, для уменьшения аэродинамических потерь, связанных с турбулизацией потока. Минимальные длины стабилизирующих участков составляют 1,5 диаметра колеса вентилятора на всасывании и 3 диаметра колеса вентилятора на нагнетании.

У всех вентиляторов генерация шума увеличивается с возрастанием окружной скорости вращения колеса, в связи с этим при одном и том же числе оборотов больший шум исходит от вентиляторов больших размеров. Кроме того, шум у одного и того же вентилятора больше при уменьшении его КПД.

Уменьшение шума вентиляторных установок может быть достигнуто непосредственно в самой установке и предотвращением его распространения в окружающее пространство. Снижение шума самого вентилятора возможно: при уменьшении скорости вращения рабочего колеса, повышении КПД вентилятора, улучшении аэродинамических характеристик подводящих и отводящих воздуховодов. Для уменьшения шума в сети воздуховодов устанавливают шумоглушители, возможна облицовка корпусов вентиляторов звукоизоляционными материалами, установка вентилятора в специальном звукоизолирующем кожухе.

Более подробная информация об источниках шума в системах вентиляции и кондиционирования, а также о мероприятиях по снижению шума, представлена в разделе 5.

Подбираются вентиляторы по индивидуальным характеристикам (каталогам фирм-производителей). Характеристики приводят-

ся в пределах допустимых частот вращения рабочих колес вентилятора из условий обеспечения их прочности, поэтому превышать частоту вращения вентилятора нельзя. Кроме того, при выборе частоты вращения рабочего колеса исходят из ограничений создаваемого вентилятором шума.

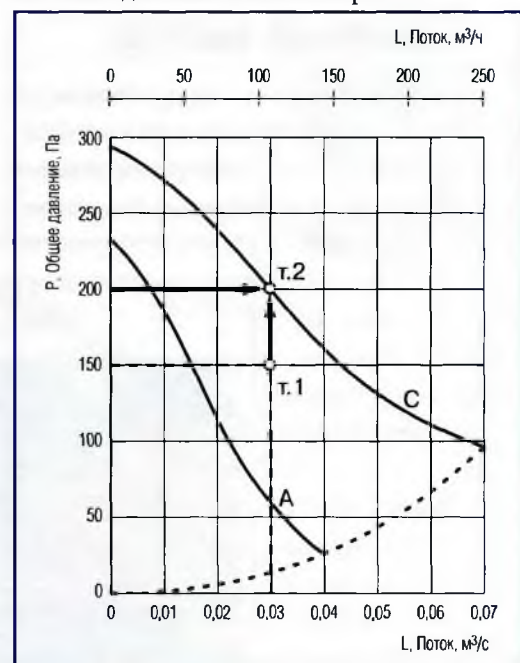
Типоразмер (номер) вентилятора определяют из каталога таким образом, чтобы заданным значениям подачи L и полного давления P соответствовал максимальный КПД вентилятора (но не ниже 0,9 максимального).

При выборе типоразмера вентилятора и режима его работы следует учитывать тип соединения крыльчатки вентилятора с электродвигателем и способ регулирования числа оборотов.

Подбор осуществляется в следующем порядке (см. рис. IV.5.): по заданным значениям подачи L и давления P на графике (характеристике) находят точку пересечения координат L - P (рабочую точку).

Если эта точка располагается между рабочими характеристиками, то ее переносят по вертикали на ту из них, которой соответствует больший КПД вентилятора. После этого пересчитывают вентиляционную сеть на новое давление вентилятора.

Рис. IV.5.
Определение
«рабочей точки»
вентилятора
на диаграмме
характеристик



ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ АГРЕГАТЫ

4.2

Вентиляторный агрегат — установка, в которой вентилятор с электродвигателем смонтированы на несущей раме, как правило, укомплектованы виброизоляторами. Большинство вентиляторов поставляется в агрегированном виде.

К вентиляторным агрегатам относятся канальные и крышные вентиляторы.

Канальные вентиляторные агрегаты

Канальные вентиляторы — предназначены для установки непосредственно в вентиляционную сеть (проточную часть) круглого или прямоугольного сечения.

вентилятора или коробку. В последнем случае корпус обычно снабжается дверцей для обслуживания вентилятора и электродвигателя. В ряде модификаций вентилятор с электродвигателем крепятся непосредственно на дверце. Корпус может изготавливаться также в звукопоглощающем исполнении — со слоем звукоизолирующего материала.

Всасывающий и нагнетательный патрубки канального вентилятора при установке на прямом участке воздуховода располагаются на одной оси напротив друг друга, но могут быть расположенными и под прямым углом друг к другу. (см. *рис. IV.6.*)

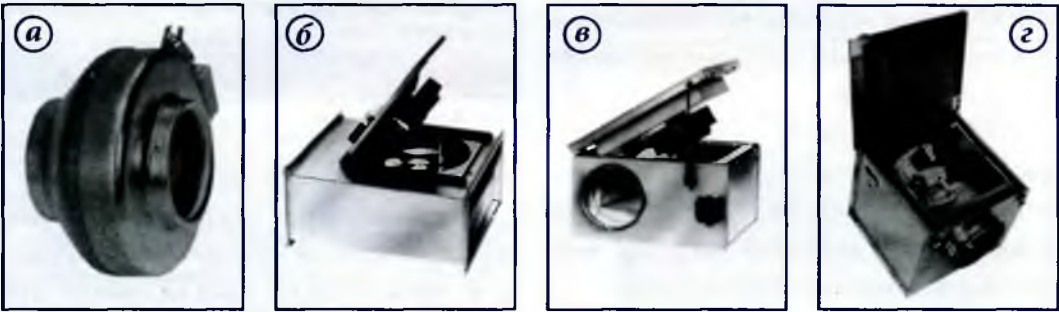


Рис. IV.6.
Различные варианты канальных вентиляторов (слева направо):
а — в корпусе в форме обечайки и круглыми патрубками;
б — на дверце коробчатого корпуса с прямоугольными патрубками;
в — на дверце коробчатого корпуса с круглыми патрубками;
г — радиальный двухстороннего всасывания в звукоизолированном коробчатом корпусе с круглыми патрубками

Вентиляторы этого типа устанавливаются на одном валу с электродвигателем в едином корпусе с использованием виброизолирующих прокладок и, как правило, снабжаются встроенными устройствами автоматического регулирования.

Вентилятор может быть осевым, многолопастным или радиальным, с лопатками, загнутыми как вперед, так и назад, одностороннего или двустороннего всасывания.

Электродвигатели канальных вентиляторов работают на однофазном и трехфазном переменном токе, а также на постоянном токе напряжением 12 и 24 В.

Канальный вентилятор может комплектоваться электродвигателем с внешним ротором.

Корпуса канальных вентиляторов изготавливают из гальванизированной стали. Корпус может представлять собой обечайку

Расход воздуха, м³/ч	150–14000
Полное давление, Па	50–800
Частота вращения, об/мин	870–2700
Потребляемая мощность, кВт	0,3–2,7
Диаметр круглого воздуховода, мм	100–500
Размеры прямоугольного воздуховода, мм × мм	300×150–1000×500
Температура перемещаемого воздуха, °С	45–75
Уровень звукового давления, дБ, на расстоянии 3 м:	
с всасывающей стороны	55–75
со стороны нагнетания	60–85
в окружающую среду	35–70
Масса, кг	2–135

Таблица IV.7
Характеристики канальных вентиляторов

Приведем основные характеристики канальных вентиляторов (*табл. IV.7*)

Из-за небольших габаритов канальные вентиляторы могут устанавливаться непосредственно в сети воздуховодов, встраиваться в канальные системы вентиляции и кондиционирования воздуха и скрываться за подшивным потолком или в специальных вертикальных технических шкафах. Допускается любое (горизонтальное, вертикальное или наклонное) положение вентилятора при его установке.

Основные преимущества канального вентилятора связаны с его компактностью при значительных расходах воздуха (до 14000 м³/ч).

Крышные вентиляторные агрегаты

Крышные вентиляторы или вытяжные вентиляторные агрегаты, устанавливаемые на кровлях, предназначены для вытяжных систем вентиляции.

Крышный вентиляторный агрегат (*рис. IV.8.*) состоит из вентилятора, электродвигателя и устройств автоматического регулирования, виброизолирующих прокладок, заключенных в едином корпусе.

В таких агрегатах применяются осевые, как правило, многолопастные вентиляторы или радиальные, с лопатками, загнутыми вперед или назад, одностороннего или двустороннего всасывания.

Электродвигатели крышных вентиля-

торов могут быть однофазными или трехфазными.

Корпуса вентиляторов изготавливают из гальванизированной стали.

Приведем основные характеристики крышных вентиляторов (*табл. IV.9*).

Таблица IV.9

Расход воздуха, м³/ч	180–11000
Полное давление, Па	25–700
Частота вращения, об/мин	855–2435
Потребляемая мощность, кВт	0,03–2,8
Диаметр присоединительного круглого патрубка, мм	200–600
Сторона квадратного присоединительного патрубка, мм	350–1000
Температура перемещаемого воздуха, °С	40–80
Уровень звукового давления, дБ, в окружающую среду на расстоянии 10 м:	15–45
Масса, кг	2–110

Крышные вентиляторы могут работать как в вентиляционной сети, так и без нее.

Имея простую и легкую конструкцию, крышные вентиляторы легко монтируются на кровле зданий. Если на кровле есть другие вытяжные шахты, то крышный вентилятор следует располагать от ближайшей шахты на расстоянии не менее, чем $2,5(d+d_{ш})$, где d — диаметр устанавливаемого вентилятора, $d_{ш}$ — диаметр рядом стоящей шахты.

Установка крышных вентиляторов на кровле здания позволяет экономить полезную площадь здания.

Рис. IV.8. Крышные вентиляторы различной конструкции:

- а — круглый с выпуском воздуха в стороны;
- б — квадратный с выпуском воздуха вверх;
- в — шестиугольный с выпуском воздуха вверх



4.3

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

По назначению, составу и конструктивно-му исполнению вентиляционные установки подразделяются на:

- ◆ приточные вентиляционные установки;
- ◆ вытяжные установки;
- ◆ приточно-вытяжные установки;
- ◆ воздушно-тепловые завесы.

Рассмотрим более подробно перечисленные типы вентиляционных установок.

Приточные установки

Жилые или офисные помещения должны иметь возможность проветривания, так как, согласно СНиП, в таких помещениях должна обеспечиваться норма свежего воздуха для дыхания человека. Более подробно об этих требованиях рассказано в разделе II. Для подачи в помещения свежего воздуха применяются приточные установки.

Приточные установки осуществляют фильтрацию свежего воздуха, при необходимости его нагрев (в холодное время года) и подачу в систему воздуховодов для последующей раздачи по помещениям.

Приточные вентиляционные установки состоят из корпуса, в котором смонтированы:

- фильтр;
- водяной или электрический калорифер;
- вентилятор;
- система автоматики;
- звукоизоляционный материал

Для подбора приточных вентиляционных установок используются:

- Производительность по воздуху ($\text{м}^3/\text{ч}$). Благодаря широкому модельному ряду может составлять от нескольких десятков до нескольких десятков тысяч $\text{м}^3/\text{ч}$.
- Мощность подогревателя (кВт). Величи-

на мощности определяется из условия подогрева в зимнее время свежего воздуха. От температуры наиболее холодной пятидневки (параметры «Б» — например, для Москвы эта температура составляет минус 26°C) до температуры подачи воздуха в помещения ($18\text{--}20^\circ\text{C}$).

- Напор или внешнее статическое давление (кПа).
- Уровень шума (Дб).

Условно можно разделить приточные установки на несколько типов:

- по типу нагревателя:
 - ◆ с электрическим калорифером; (см. рис. IV.10.)

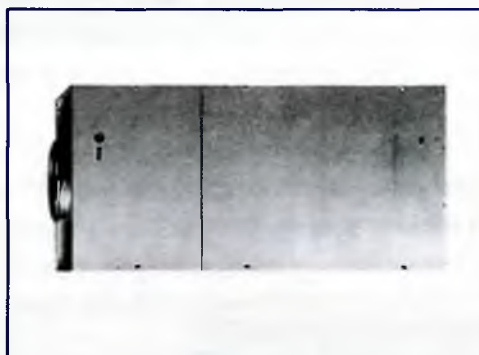


Рис. IV.10.
Приточная
вентиляционная
установка
с электрическим
калорифером

- ◆ с водяным калорифером; (см. рис. IV.11, IV.12)



Рис. IV.11.
Приточная
вентиляционная
установка
с водяным
калорифером

- по расходу воздуха:
 - ◆ до $200\text{--}3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ — мини-приточные установки;
 - ◆ более $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ — центральные приточные установки;

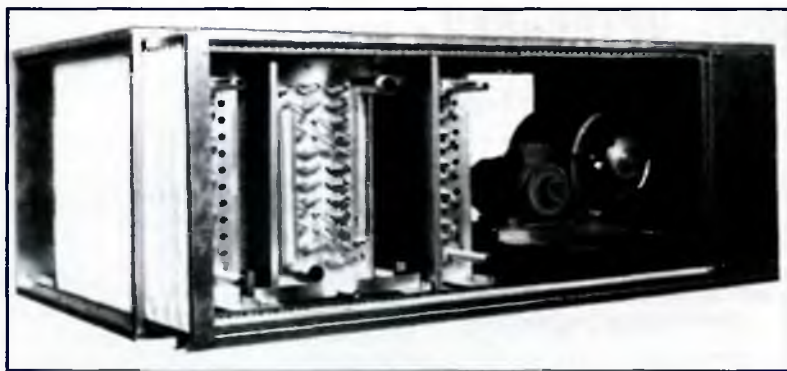


Рис. IV.12.
Приточная
вентиляционная
установка с водяным
калорифером
(производительность
по воздуху 10000 м³/ч)

- по конструктивному исполнению:
 - ◆ для вертикального монтажа;
 - ◆ для горизонтального монтажа;
 - ◆ универсальные.

Система автоматического управления приточной установкой позволяет ступенчато или плавно регулировать тепловую мощность калорифера, что определяет выходную температуру воздуха из установки на зимнем режиме работы. Также существует возможность подключения таймера для регулировки температурных параметров на переходных режимах.

Если в приточной установке используется водяной калорифер, то автоматика имеет более сложное исполнение, так как в этом случае необходимо обеспечить дополнительную защиту от замораживания калорифера зимой.

Рис. IV.13.

В системах вентиляции с приточными установками могут использоваться следующие дополнительные элементы:

- ◆ воздухозаборные решетки;
- ◆ клапан на приточный воздух (с электроприводом или ручным приводом);
- ◆ шумоглушители;
- ◆ устройства для регулировки расхода воздуха по помещениям;
- ◆ устройства распределения воздуха (диффузоры, решетки, плафоны).

Рис. IV.14.

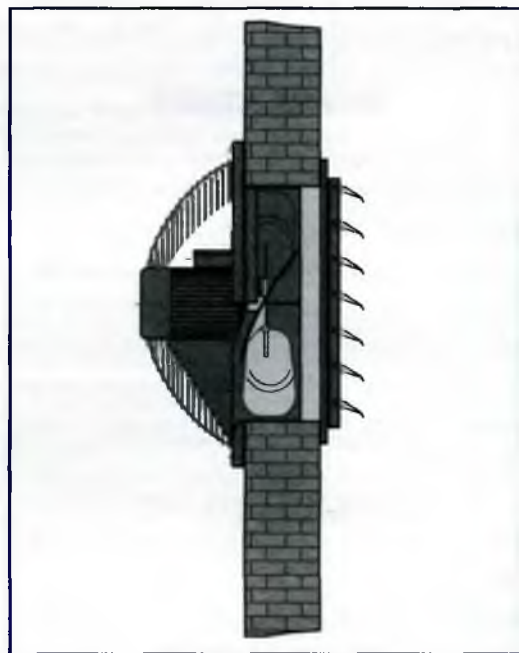
Подбор конкретной модели приточной вентиляционной установки осуществляется, как правило, по величине производительности по воздуху (расходу) и по величине напора, позволяющего преодолеть

сопротивление сети воздуховодов и воздухораспределительных устройств.

Вытяжные установки

Для создания баланса расходов поступающего и удаляемого из помещения воздуха используется вытяжная вентиляция, которая может быть представлена:

- автономными осевыми вентиляторами, устанавливаемыми непосредственно в стене (см. рис. IV.13.);



- крышными вентиляторами, устанавливаемыми на кровле (см. рис. IV.14);



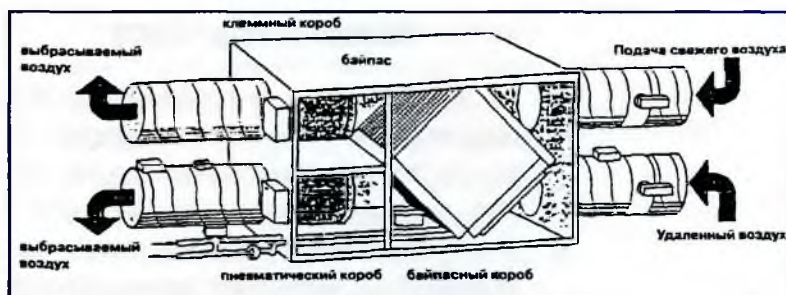
- центробежными вентиляторами, устанавливаемыми на кронштейнах в стене или на кровле на металлических конструкциях;

- канальными вентиляторами в корпусе в форме обечайки или в коробчатом корпусе, устанавливаемыми в сети воздуховодов (имеют патрубок на входе и диффузор на выходе, а в случае установки вентилятора двустороннего всасывания — два на входе и один на выходе). Канальный вентилятор этого типа фирмы представлен на *рис. IV.6*;
- вытяжными вентиляционными установками, укомплектованными вентиляторами, гибкими вставками, регулируемыми клапанами и собранными в едином корпусе.

В конструкцию вентиляционной установки входит вентилятор двустороннего всасывания с лопатками, загнутыми назад. Рабочее колесо вентилятора соединяется с электродвигателем через ременную передачу. Вентилятор и электродвигатель установлены на общей несущей раме и составляют вентиляторную группу. В корпусе установки вентиляторная группа укреплена на раме с резиновыми амортизаторами, уменьшающими шум и вибрацию. Выходной патрубок вентилятора соединен с наружной панелью корпуса с помощью специального соединения, обеспечивающего герметичность и уменьшающего перенос вибрации.

Приточно-вытяжные установки

Системы приточно-вытяжной вентиляции для промышленных, административных, общественных и жилых помещений эффективны не только с санитарно-гигиенической, но и с экономической точки зрения, поскольку позволяют существенно снизить затраты на отопление, используя утилизацию тепла (*рис. IV.15.*). Воздух, удаляемый из административных, общественных и жилых помещений, имеет температуру 20–24°C, а на промышленных предприятиях, таких, как металлургические цеха, до 40° С. Тепло, удаляемого из помещения воздуха, может быть использовано для подогрева приточного воздуха в специальных теплообменниках, называемых рекуператорами.



Приточно-вытяжные вентиляционные установки, использующие утилизацию тепла, широко применяются в офисных помещениях, киноконцертных залах, бассейнах, гостиницах, жилых помещениях, конверторных цехах, пекарнях и т.п.

В качестве примера на *рис. IV.16.* представлена приточно-вытяжная система.

Такая система, использующая перекрестно-точный рекуператор и выполненная в виде моноблока, характеризуется высокой эффективностью теплоутилизации, достигающей 70%, и обеспечивает не менее, чем двукратное снижение эксплуатационных расходов на нагрев воздуха за счет теплоутилизации.

Представленная приточно-вытяжная система характеризуется также простотой монтажа и обслуживания.

Рис. IV.15.
Схема приточно-вытяжной установки с утилизацией тепла

Рис. IV.16.
Приточно-вытяжная установка



Воздушно-тепловые завесы

Воздушные завесы предназначены для разделения зон с разной температурой по разные стороны открытых проемов рабочих окон, входных дверей и ворот. За счет подачи высокоскоростного воздушного потока образуется «невидимая завеса», которая не дает теплу воздуха выходить наружу и не впускает холодный воздух в помещение (рис. IV.17.). Таким образом улучшается внутренний температурный комфорт, исчезают сквозняки, значительно снижаются теплопотери, а следовательно, и затраты на обогрев.

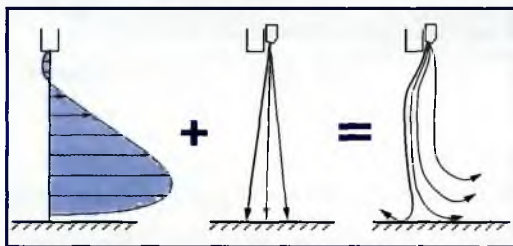


Рис. IV.17.

Для улучшения внутреннего климата и дополнительного обогрева помещений имеется выбор моделей как с электрическими элементами, так и с теплообменниками с подводом горячей воды для догрева выходящего из завес воздуха. При закрытых дверях воздушная завеса может работать как тепло-вентилятор. Летом и в районах с теплым климатом воздушная завеса в равной степени является энергосберегающим оборудованием, которое обеспечивает значительное снижение затрат на кондиционирование помещений и поддержание низкой температуры в холодильных камерах.

Кроме того, во всех случаях помещение надежно изолируется от выхлопных газов, пыли и насекомых, а отсекающий поток воздуха остается незаметным для человека и не создает преграды для транспортных средств.

В конструкцию тепловой завесы, кроме вентилятора, электро- или водонагревателя, может входить также воздушный фильтр.

Скорость воздушного потока и степень его нагрева можно регулировать с помощью

пульты управления, а температуру в помещении — с помощью выносного термостата.

Воздушные завесы устанавливаются обычно над входом в помещение с внутренней стороны непосредственно над дверями. Для больших проемов необходимо устанавливать несколько завес вплотную друг к другу, создавая непрерывную воздушную завесу (рис. IV.18.). Несколько завес могут регулироваться общей панелью управления и термостатом.

Когда расположение завес над дверным проемом невозможно, применяют вертикальную установку сбоку от ворот.

Среди основных параметров, характеризующих конкретные модели тепловых завес:

- Мощность обогрева (от единиц до десятков кВт).
- Производительность по воздуху (от сотен до тысяч м³/ч).
- Длина завесы (обычно от 0,6 м до 2,5 м).
- Тип используемого подогревателя: с электрокалорифером; с водяным калорифером.

Ниже приведены некоторые проектные рекомендации.

При подборе тепловой завесы следует учитывать, что длина завесы должна быть не менее ширины дверного проема.

При установке воздушных завес температура воздуха на рабочих местах должна



Рис. IV.18.
Воздушно-тепловая
завеса для ворот

удовлетворять санитарным нормам согласно СНиП 2.04.05-91*.

Температуру воздуха, подаваемого воздушно-тепловыми завесами, следует принимать не выше 50 °С у наружных дверей и не выше 70 °С у наружных ворот и проемов.

Расчетную температуру смеси воздуха, поступающего в помещение через наружные двери, ворота и проемы, следует принимать:

14 °С — для производственных помещений при легкой работе;

12 °С — для производственных помещений при работе средней тяжести и для вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий;

8 °С — для производственных помещений при тяжелой работе;

5 °С — для производственных помещений при тяжелой работе и отсутствии постоянных рабочих мест на расстоянии 3 м и менее от наружных стен и 6 м и менее от дверей, ворот и проемов.

Воздушные и воздушно-тепловые завесы у наружных проемов, ворот и дверей следует рассчитывать с учетом ветрового давления. Скорость выпуска воздуха из щелей или отверстий воздушных и воздушно-тепловых завес следует принимать, не более:

8 м/с — у наружных дверей;

25 м/с — у ворот и технологических проемов.

Скорость потока воздуха, создаваемого воздушной завесой, должна быть достаточно велика, чтобы воздух достигал пола.

Воздушные и воздушно-тепловые завесы могут эффективно использоваться:

- ◆ у постоянно открытых проемов в наружных стенах помещений, а также у ворот и проемов в наружных стенах, не имеющих тамбуров и открывающихся более пяти раз или не менее чем на 40 мин в смену в районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 15 °С и ниже (параметры Б);
- ◆ у наружных дверей вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий — в зависимости от расчетной

температуры наружного воздуха (параметры Б) и числа людей, проходящих через двери в течение 1 ч при температуре, °С:

- минус 15–минус 25 — 400 чел. и более;
- минус 26–минус 40 — 250 чел. и более;
- ниже минус 40 — 100 чел. и более;

◆ у наружных дверей зданий, если к вестибюлю примыкают помещения без тамбура, оборудованные системами кондиционирования;

◆ у наружных дверей помещений с повышенной влажностью;

◆ у проемов во внутренних стенах и перегородках производственных помещений для предотвращения перетекания воздуха из одного помещения в другое;

◆ у ворот, дверей и проемов помещений с кондиционированием.

Теплоту, подаваемую воздушными завесами периодического действия, не следует учитывать в воздушном и тепловом балансах здания.

В качестве примера на *рис. IV.19* показана воздушно-тепловая завеса Thermozone AC 200 фирмы FRICO, закрепляемая на стене или подвешиваемая на шпильках к потолку.



Рис. IV.19.
Воздушно-тепловая завеса Thermozone AC200 фирмы FRICO

ШУМОГЛУШИТЕЛИ

Низкий уровень шума является одним из основных критериев комфорта, от которого в значительной степени зависит наше хорошее самочувствие.

Источником шума вентиляторов являются любые колебательные явления, сопровождающие их работу. Колебательные процессы аэродинамического происхождения вызывают аэродинамический шум, а механические колебания элементов конструкции вызывают шум, распространяющийся по строительным конструкциям здания и примыкающим воздуховодам, иногда очень далеко от места установки.

В воздуховоды, подсоединенные к нагнетательному и всасывающему патрубкам вентилятора, поступает аэродинамический шум; в окружающее пространство поступает преимущественно механический шум привода, хотя аэродинамический шум также может играть существенную роль. Кроме вентилятора источником шума в вентиляционной сети обычно бывают воздухо-распределители и регулирующие клапаны дроссельного типа.

Подробные сведения об источниках шума в системах вентиляции и кондиционирования и мероприятиях по его снижению приведены в разделе 5.

Установка в систему вентиляции (кондиционирования) шумоглушителей является одной из эффективных мер по снижению аэродинамического шума в воздушном потоке.

Наиболее часто применяемые шумоглушители конструктивно делятся на пластинчатые и трубчатые (рис. IV.20.). Главная их особенность — наличие развитых поверхностей, облицованных звукопоглощающим материалом.

Пластинчатый шумоглушитель представляет собой коробку из тонкого металлического листа, проходное сечение которой разделено пластинами или ячейками, облицованными звукопоглощающим ма-

териалом.

Звукопоглощающие материалы (минеральная вата, войлок из органических волокон, стекловолокно и пр.) различной толщины имеют противоабразивную обработку для снижения потерь напора из-за трения, также они могут иметь покрытие из синтетического очень легкого материала, например, пластика. Ячейки могут располагаться между двумя слоями металлического перфорированного листа. Расстояние между ячейками колеблется от 75 до 300 мм, в зависимости от размеров шумоглушителя. При равенстве сечений на входе и выходе, увеличение количества ячеек приводит к снижению шума, но в то же время, соответственно, увеличивает потери давления.

Трубчатый шумоглушитель выполняется в виде двух круглых или прямоугольных труб, вставленных одна в другую. Пространство между наружной (гладкой) и внутренней (перфорированной) трубой заполнено звукопоглощающим материалом, например, стекловолокном, покрытым тонким слоем пластика. Размеры внутренней трубы совпадают с размерами воздуховода, на котором устанавливается шумоглушитель.

Трубчатые шумоглушители применяют на воздуховодах диаметром до 500 мм.

Величина понижения шума в шумоглушителе, при равных показателях скорости воздуха, зависит, главным образом, от толщины и местоположения звукопоглощающих слоев, а также длины самого шумоглушителя, имеющего, как правило, стандартную длину 600, 900 и 1200 мм.

Шумоглушители эффективны в основном для погашения шума в диапазоне частот от 500 до 4000 Гц. При более низких частотах их эффективность намного ниже.

Допускаемая по условиям шумообразования скорость воздуха в шумоглушителе составляет 4–12 м/с. Лучшие показатели

Рис. IV.20.
Шумоглушители:

а — пластинчатый;
б — трубчатый



достигаются при низких скоростях перемещаемого воздуха. При высоких скоростях может возникать дополнительный шум, вызванный внезапным торможением воздуха при его столкновении с ячейками.

Шумоглушитель может быть элементом как приточных, так и вытяжных систем. Чаще всего его устанавливают между вентилятором и магистральным воздуховодом. Если транзитные воздуховоды пересекают помещение с высоким уровнем шума, то шумоглушитель монтируют на участке вентиляционной системы за этим помещением. Для исключения распространения шума по воздуховодам из помещения в помещение и при повышенных требованиях к звукоизоляции отдельных помещений шумоглушители целесообразно устанавливать непосредственно перед воздухораспределителем или сразу за решеткой вытяжной вентиляционной системы. При устройстве воздухозаборников в приточной системе вблизи оконных проемов приходится ставить шумоглушитель сразу за воздухоприемным клапаном для снижения шума, выходящего наружу из воздухозаборной решетки.

Шумоглушители применяются и в вытяжных системах с механическим побуждением движения воздуха (с вентиляторами) не только для защиты от шума обслуживаемых помещений, но и для снижения уровня шума, поступающего от вентиляторов наружу. В этом случае в вытяжной системе ставят два шумоглушителя — до и после вентилятора.

Необходимость установки шумоглушителя в вентиляционной системе должна быть подтверждена специальным акустическим расчетом. Первоначально определяется допустимый уровень звукового давления в помещении, ближайшем к вентиляционной установке, с учетом уровня как собственного (внутреннего) шума в помещении, так и шума от городского транспорта. Устанавливается уровень звуковой мощности вентилятора (он определяется типом вентилятора, расчетными расходом и давлением, отношением фактического КПД к максимальному). Затем специальным расчетом

находится снижение шума по длине отдельных участков системы и в местных сопротивлениях до воздухораспределителя или вытяжной решетки. Если полученный остаточный уровень звуковой мощности выше допустимого на выходе (входе) из воздухораспределителя, то необходима установка шумоглушителя, поглощающего излишний уровень звукового давления.

Учитывая зависимость акустических характеристик помещения, вентилятора, воздуховодов и самого шумоглушителя от частотной характеристики шума, акустический расчет проводят для всех восьми октавных частот.

Конструкторский расчет шумоглушителя состоит в определении:

- площади поперечного сечения трубчатого шумоглушителя или суммарной площади каналов между пластинами для прохода воздуха пластинчатого шумоглушителя (живого сечения);
- длины шумоглушителя, определяемой на основании частотных характеристик;
- аэродинамического сопротивления шумоглушителя (по опытным данным фирмы-изготовителя в зависимости от скорости воздушного потока).

Расчет площади поперечного сечения выполняется из условия допустимой по шумообразованию скорости воздуха в шумоглушителе:

$$S_{nc} = \frac{L}{V_{доп}},$$

где S_{nc} — площадь поперечного сечения шумоглушителя, м²;

L — расход воздуха через глушитель, м³/с;

$V_{доп}$ — допускаемая скорость воздуха в глушителе, м/с.

Для общественных и административных зданий допускаемую скорость воздуха в воздуховодах ориентировочно можно принимать в зависимости от допускаемого уровня звука в помещении согласно табл. IV.21.

Таблица IV.21

Допускаемый уровень звука в помещении, дБА	30	40	50	55
Допускаемая скорость воздуха, м/с	4	6	8	10

4.5

ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Воздушный фильтр представляет собой устройство для очистки приточного, а в ряде случаев, и вытяжного воздуха. Конструктивное решение фильтра определяется характером пыли (загрязнений) и требуемой чистотой воздуха. По размерам эффективно улавливаемых пылевых частиц в европейских стандартах фильтры делятся на три класса: фильтры грубой, тонкой и особо тонкой очистки. При грубой очистке задерживаются частицы величиной 10 мкм и более, при тонкой — 1 мкм и более, при особо тонкой — частицы меньших размеров, вплоть до 0,1 мкм. В зависимости от эффективнос-

ти очистки в каждом классе выделяется несколько типов фильтров.

Для определения эксплуатационных характеристик фильтров в зарубежной практике, а в последнее время и отечественными разработчиками, используются несколько стандартов: европейский стандарт EUROVENT 4/5 (EUROVENT — Европейский комитет изготовителей вентиляционного и пневматического оборудования); стандарт США ASHRAE 52-76 (ASHRAE-Американское общество инженеров по отоплению, холодильной технике и кондиционированию воздуха) и два стандарта

Таблица IV.22

КЛАССИФИКАЦИЯ ФИЛЬТРОВ

Применение	Класс очистки					Степень очистки (эффе- ктив- ность)
		DIN 24 185 DIN 24 184	EN 779	EUROVENT 4/5	EN 1882	
Фильтр для грубой очистки с невысокими требованиями к чистоте воздуха	Грубая очистка	EU 1	G1	EU1	-	A (%)
Фильтр, применяемый при высокой концентрации пыли с грубой очисткой от нее. Кондиционирование воздуха и вытяжная вентиляция с невысокими требованиями к чистоте воздуха в помещении. При эксплуатации компрессоров, холодильных машин и другого оборудования		EU 2	G 2	EU 2	-	65
		EU 3	G3	EU 3	-	80
		EU 4	G4	EU 4	-	90
Сепарирование тонкой пыли в вентиляционном оборудовании, применяемом в помещениях с высокими требованиями к чистоте воздуха.	Тонкая очистка	EU 5	F 5	EU 5	-	E (%)
Фильтр для очень тонкой фильтрации. Вторая ступень очистки (доочистка) в помещениях со средними требованиями по чистоте воздуха.		EU 6	F 6	EU 6	-	60
Фильтрация чистого воздуха для чувствительных коммутационных аппаратов, больничных палат, административных зданий, гостиниц, лабораторий при производстве продуктов питания и даже служит фильтром для систем с комплексным решением проблем сангигиены и микроклимата, применяемых в сфере здравоохранения, фармацевтической промышленности.		EU 7	F 7	EU 7	-	80
		EU 8	F 8	EU 8	-	90
		EU 9	F 9	EU 9	-	95
Очистка воздуха от сверхтонкой пыли. Применяется в помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха (так называемая «чистая комната»)	Особо тонкая очистка	-	-	-	EU 10	C (%)
		-	-	-	EU 11	97
		-	-	-	EU 13	99
		-	-	-	EU 14	99,99
Финишная очистка воздуха в помещениях с прецизионной техникой, хирургических блоках, реанимационных палатах, в фармацевтической промышленности						99,999



Рис. IV. 23.
Ячейки фильтров
грубой очистки:
а – KOFIL (EU1);
б – PREFIL (EU2, EU3);
в – карманного типа
MULTISACK (EU3–EU5)

Великобритании — BS 6540, применяемый для фильтров грубой и тонкой очистки, и BS 3928 — для фильтров особо тонкой очистки. В отечественной практике для фильтров до 9 класса (предварительная очистка) с 1994 г. действует стандарт EN779, для финишной очистки с 10 класса и выше — 1996 г. EN1882. Все перечисленные выше стандарты содержат довольно близкие параметры, характеризующие различные классы фильтров.

Классификация фильтров соответственно этим стандартам представлена в *табл. IV.22*.

Фильтровальным материалом в фильтрах грубой очистки служат металлизированные сетки или ткани из синтетических волокон (например, акрила). Конструктивно они могут быть оформлены в виде панелей (ячеек), фильтрующих прокладок, гофрированных листов и пр.

В фильтрах тонкой очистки применяется стеклоткань, причем в ряде случаев со специальной пропиткой. По конструктивному исполнению эти фильтры могут быть карманными, складчатыми, электростатическими, со сменными пластинами. Карманные фильтры (*рис. IV. 23.*) состоят из рамы, изготовленной из оцинкованной стали, наружных сетчатых прокладок и «карманов» из фильтрующего материала, закрепленных специальными зажимами. Герметичность между «карманами» и рамой обеспечивается специальной конструкцией соединений. При этом, если скорость воздуха во фронтальном сечении фильтра состав-

ит 2,5 м/с, то в плоскости фильтрации она не превысит 0,5 м/с. В складчатых фильтрах используется гофрированная фильтрующая ткань

из стекловолокна. Рамка фильтра из гальванизированного листового металла, уплотнение — полиуретан.

В фильтрах тонкой очистки применяют также активированный уголь.

Такие фильтры конструктивно представляют собой набор кассет, которые могут быть собраны в панели (*рис. IV.24.*). Уголь в фильтрах может находиться в виде угольных таблеток или быть зернистым — измельченным. Патроны представляют собой два цилиндра разных диаметров, выполненные из оцинкованной перфорированной листовой стали. Оба цилиндра соединены общим листовым основанием. Полость, образованная между цилиндрами, заполнена уплотненным на вибрационном стенде углем. Фильтрующий воздух проходит через перфорацию и слой угля. Обычный активированный уголь применяется при рабочих температурах до 40 °С и относительной влажности 70%. Эти фильтры тонкой очистки поглощают также газообразные пахучие вещества.

Фильтры с активированным углем и специальной пропиткой применяются в системах вентиляции и кондиционирования для поглощения газов и паров токсичных веществ, которые не улавливаются другими типами фильтров.

Для фильтров особо тонкой очистки фильтровальным материалом также могут быть клееное стекловолокно, клееная бума-

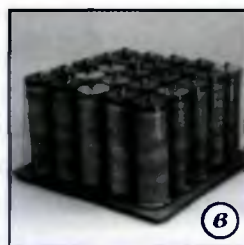
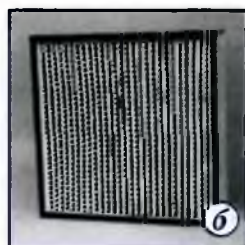
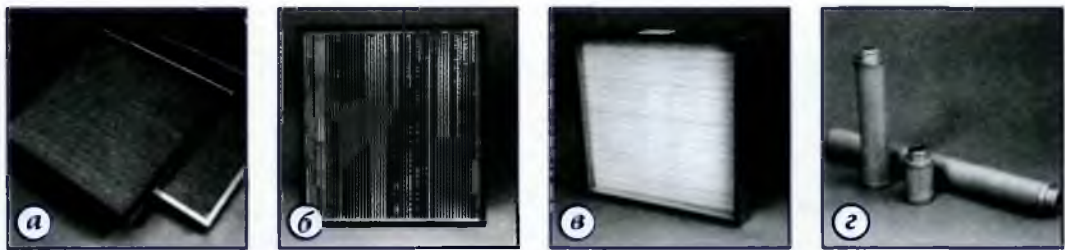


Рис. IV. 24.
Фильтры тонкой
очистки различной
конструкции:
а – ячейковый
карманного типа
(MULTISACK EU6–EU8);
б – ячейковый
складчатого типа
(MULTIGLAS EU5–EU8);
в – ячейковый
патронного типа (FDA)

Рис. IV.25.
Фильтры особо тонкой очистки:
а – VTA, VUA ячейковый панельного типа (EU10, EU11);
б – ABSOFIL ячейковый складчатый;
в – MACROPUR ячейковый складчатый;
г – VXA патроны различной длины



га из субмикронных волокон, иногда с гидрофобным покрытием. Чаще всего конструктивно они выполнены в виде сухих ячейковых панельных или складчатых фильтров (рис. IV.25.).

Практически все фильтры крепятся герметично, на специальной, как правило, алюминиевой раме, таким образом, чтобы была возможна их замена. Из фильтров тонкой очистки регенерации подлежат только фильтры EU1–EU5. Замена фильтра или его регенерация выполняется при превышении допустимой величины его аэродинамического сопротивления.

Основные характеристики воздушных фильтров приведены в табл. IV.26.

	Грубой и тонкой очистки	Особо тонкой очистки
Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение, м³/(ч × м²)	3200–12000	3200–6800
Площадь фильтрующей поверхности, отнесенная к 1 м² фронтального сечения (компактность), м²/м²	0,85–55	50–110
Максимальная (эксплуатационная) температура воздуха, °С	60–250	60–250
Начальная запыленность воздуха, мг/м³	1–10	Менее 1
Начальное сопротивление фильтра, Па	10–170	150–500

Область применения и размещение воздушных фильтров

Фильтры грубой очистки типа EU 1 применяются при невысоких требованиях к чистоте воздуха. Фильтры EU2–EU4 предназначены для уменьшения запыленности воздуха, подаваемого в вентилируемые помещения с обычными требованиями, и применяются в случае, если концентрация пыли

в районе расположения здания или вблизи места забора воздуха превышает ПДК, установленную санитарными нормами. Такие фильтры применяются для защиты теплообменников, оросительных камер, приборов автоматики и другого оборудования вентиляционных камер от запыления, а также компрессоров и другого оборудования холодильных камер, для сведения к минимуму загрязнения стен и потолков около воздухораспределительных устройств. Фильтры грубой очистки могут применяться в качестве первой ступени очистки перед более эффективными фильтрами.

Фильтры тонкой очистки EU5–EU9 применяются для тех же целей, что и филь-

тры грубой очистки, особенно в случаях большой запыленности воздуха в месте воздухозабора. Но так как они удовлетворяют более жестким требованиям к чистоте воздуха, кроме упомянутых случаев, эти фильтры используются для предохранения

ценной внутренней отделки и оборудования вентилируемых зданий от загрязнения отложениями мелкодисперсной пыли, например, в музеях, памятниках архитектуры и т.д. Для продления сроков службы фильтров этого класса их устанавливают в качестве второй ступени после более пылеемких фильтров грубой очистки. Наиболее эффективные фильтры EU8, EU9 применяют для помещений с чувствительными коммутаци-

онными аппаратами, для больничных палат, административных зданий, высококлассных гостиниц, лабораторий, при производстве продуктов питания, в ряде производств фармацевтической промышленности. Карманные фильтры тонкой очистки требуют установки специальных камер обслуживания до или после фильтра.

Фильтры особо тонкой очистки пред-

назначены для поддержания в помещениях заданной в соответствии с технологическими требованиями чистоты воздуха и для помещений с высокими требованиями к качеству воздуха. Так, например, фильтры EU10–EU13 применяются в фармацевтической промышленности, медицинских операционных, в лабораториях электроники, бактериологических исследований, в ядерной и изотопной промышленности, фильтры EU14 — в так называемых «чистых помещениях» предприятий электронной, оптической промышленности и в тех случаях, когда требуется наиболее полная очистка от бак-

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ КЛАССЫ ФИЛЬТРОВ
ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА В РАЗЛИЧНЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Помещения	Класс фильтра по Европейским стандартам		
	Предварительная очистка		Особо тонкая очистка (финишная очистка)
	Грубая очистка (I-я ступень)	Тонкая очистка (II-я ступень)	
Производственные и бытовые помещения без специальных требований чистоты воздуха	EU3–EU5 G3–G5	—	—
Помещения административных зданий (гостиницы, офисы, рестораны, казино, выставочные залы, спортивные комплексы, музеи, кинотеатры и т.д.)	EU3–EU5 G3–F5	—	EU6–EU7 F6–F7
Больницы, медицинские центры	EU3–EU5 G3–G5	—	EU6–EU9 F6–F9
Операционные и др. стерильные помещения	EU3–EU5 G4–F5	EU6–EU9 F6–F9	EU10–EU14 H-10–H-14

териальных, радиоактивных пылей и аэрозолей. Фильтры данного класса необходимо устанавливать после предварительной обработки воздуха в качестве второй или даже третьей ступени. Как правило, их не встраивают в центральную приточную установку, а устанавливают непосредственно перед воздухораспределителем, а при использовании в вытяжной вентиляционной системе — сразу за вытяжной решеткой.

В табл. IV.27 приведены рекомендуемые стандартом EUROVENT 4/5 классы фильтров для установки в гражданских зданиях (помещениях) различного назначения.

ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Водяные, паровые и электрические нагреватели широко используются в системах воздушного отопления, вентиляционных установках и воздушно-тепловых завесах.

В воздушонагревателях в качестве теплоносителя может применяться вода с температурой 95–70 °С и 130–70 °С, пар и этиленгликолевые растворы.

Воздух, поступающий в теплообменники, по предельно допустимой концентрации вредных веществ (ПДК) должен соответствовать ГОСТ 12.1.005-88, не должен содержать липких веществ и волокнистых материалов, а запыленность его не должна превышать 0,5 мг/м³.

Водяные и паровые воздушонагреватели по конструктивному исполнению бывают: по форме поверхности — гладкотрубные и ребристые.

Гладкотрубные воздушонагреватели

Нагревательным элементом в этих калориферах служат трубы с гладкой поверхностью. Для увеличения теплопередающей поверхности и коэффициента теплопередачи предусматривается большое количество труб с расстоянием между ними 0,5 см. Несмотря на это, теплотехнические показатели гладкотрубных воздушонагревателей все же ниже, чем у калориферов других типов. Поэтому гладкотрубные воздушонагреватели применяются при небольших расходах нагреваемого воздуха и незначительной степени его нагрева.

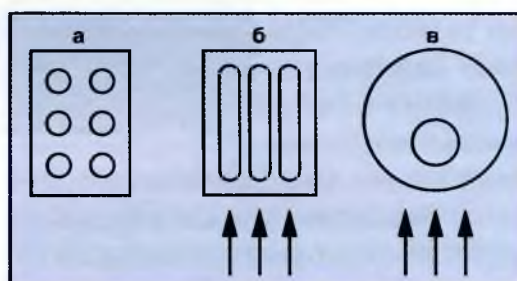
Ребристые воздушонагреватели

В ребристых воздушонагревателях наружная поверхность труб имеет оребрение, в результате чего площадь теплоотдающей поверхности возрастает. Количество труб у этого вида калориферов меньше, чем у гладкотрубных, но теплотехнические показатели

выше. К ребристым воздушонагревателям относятся нагреватели пластинчатые, со спирально-накатным оребрением и медно-алюминиевые.

Пластинчатые воздушонагреватели

Ребра образованы стальными пластинками с отверстиями для насаживания пластин на трубы (рис. IV.28.). Трубы имеют круглое сечение.



Пластины, охватывающие одну или несколько труб, по своей форме могут быть прямоугольными или круглыми. Для улучшения теплотехнических качеств круглые пластины целесообразно насаживать эксцентрично, чтобы большая поверхность пластины была расположена за трубой, где более интенсивно происходит процесс теплопередачи.

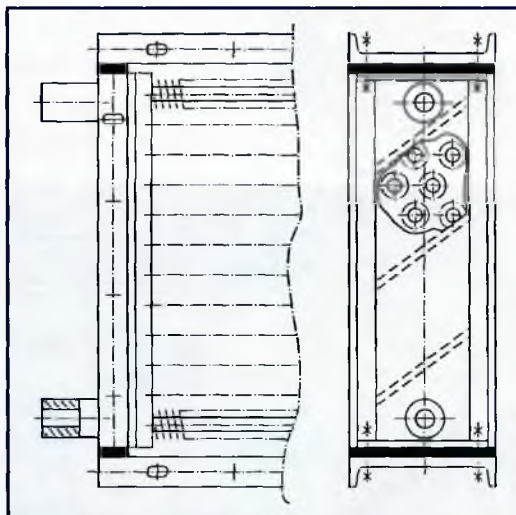
Воздушонагреватели (теплообменники) со спирально-накатным оребрением

Такие воздушонагреватели (рис. IV. 29.) состоят из трубчатых биметаллических теплообменных элементов, трубных решеток, крышек с перегородками и боковых щитков.

Теплообменный элемент выполнен из определенного количества теплопередающих трубок в зависимости от модели и типоразмера теплообменника.

У водяных воздушонагревателей к трубчатым решеткам приварены крышки, образующие распределительно-сборные коллекторы.

Рис. IV.28.
Тип ребер
в пластинчатых
калориферах



Одна из крышек глухая, другая имеет два патрубка для подвода и отвода теплоносителя. Многоходовое движение теплоносителя создается с помощью перегородок, которые установлены в распределительно-сборных коллекторах.

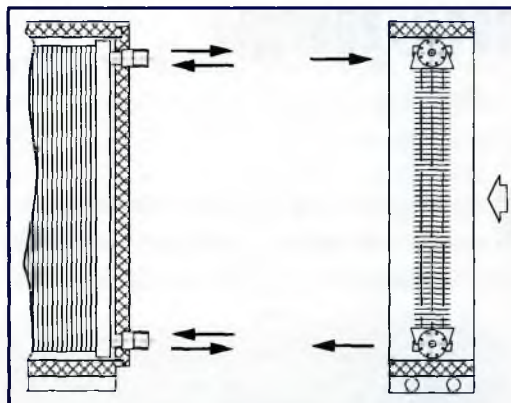
У паровых воздухонагревателей в крышках, приваренных к трубным решеткам, имеются патрубки для подвода пара и отвода конденсата. Воздухонагреватели снабжены одним или двумя патрубками, в зависимости от модели, для подвода пара и одним патрубком для отвода конденсата.

Воздухонагреватели — одноходовые, устанавливаются с вертикальным расположением теплопередающих трубок и патрубков. Патрубок для подвода пара должен находиться сверху, а патрубок для отвода конденсата — снизу.

Медно-алюминиевые нагреватели

В медно-алюминиевых нагревателях (рис. IV.30.) коллекторы и патрубки изготавливаются из медных трубок с алюминиевым оребрением и, по сравнению со спирально-накатными и пластинчатыми нагревателями, обладают следующими преимуществами:

- Возможен оптимальный подбор конструкции с любыми присоединительными размерами, необходимой теплопроизводительностью и малым аэродинамичес-



ким сопротивлением.

- Оптимальные статические и аэродинамические характеристики.
- Компактность и малая масса.

Электрические воздухонагреватели

Электрические нагреватели, так называемые электрокалориферы (рис. IV.31.), состоят из спирально-навивных или спирально-оребрённых ТЭНов, или нагревательных элементов, выполненных из нержавеющей стали и заключённых в корпусе.

Нагревательные элементы соединяются посекционно, что позволяет получить несколько ступеней нагрева (от 2 до 8). Электропитание калориферов возможно в двух вариантах: трехфазное 380 В или однофазное 220 В. В стандартном исполнении и если нет особых указаний по напряжению, разводка ТЭНов делается под напряжение 380 В. Переход с одного напряжения на другое осуществляется переключением переключателей в присоединительной клеммной коробке.

Электрические калориферы имеют также встроенные термостат перегрева (размыкает цепь при 45 °С) и противопожарный термостат (размыкает цепь при 130 °С).

Рис. IV.29.
Нагреватели со спирально-накатным оребрением

Рис. IV.30.
Медно-алюминиевые нагреватели

Рис. IV.31.
Электрические нагреватели



4.7

ВОЗДУХОВОДЫ

Рис. IV.32.
Воздуховоды:

- а* – прямошовный
круглого сечения;
б – прямошовный пря-
моугольный;
в – спирально-
навивной
воздуховод

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха используется большое количество воздуховодов и фасонных частей из различных материалов.

По форме воздуховоды и фасонные части могут применяться как круглого, так и прямоугольного сечения. В зависимости от материалов, из которых они изготавливаются, воздуховоды подразделяются на металлические, металлопластиковые и неметаллические.

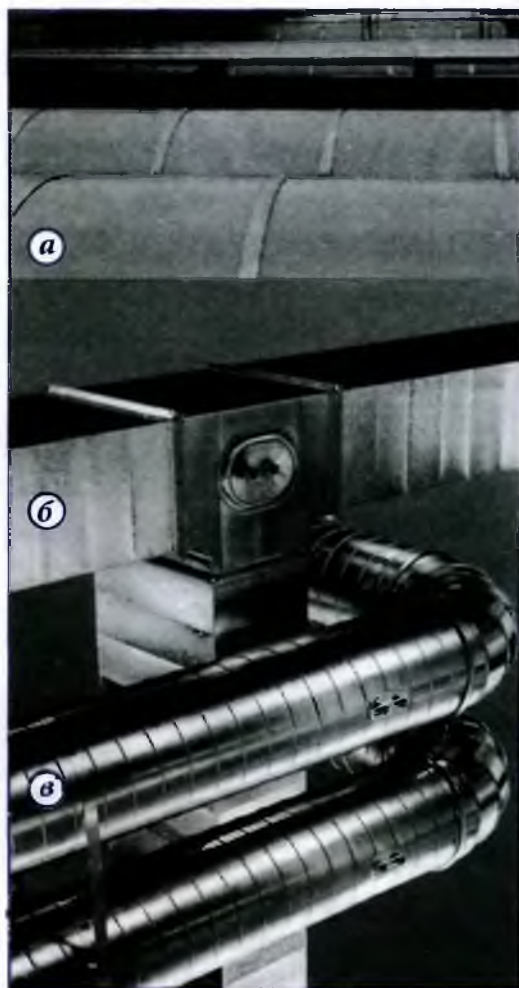
По конструкции воздуховоды делятся на прямошовные и спиральные (спирально-замковые, спирально-сварные), а по способу соединения — на фланцевые, бесфланцевые и сварные (см. рис. IV.32.).

Кроме перечисленных модификаций, воздуховоды также могут быть гибкими, полугибкими, теплоизолированными, а также выполняющими роль шумоглушителя (звукопоглощающими).

Рассмотрим более подробно перечисленные выше типы воздуховодов.

Металлические воздуховоды

Обычные воздуховоды круглого и прямоугольного сечения изготавливаются из листовой оцинкованной или нержавеющей стали на заводах или в заготовительных мастерских. Воздуховоды круглого сечения могут быть выполнены из ленты (спирально-навивные) или, так же, как и прямоугольные, — из листа (прямошовные). При этом шов бывает фальцевым (замковым) для воздуховодов из стали толщиной до 1,4 мм или сварным — для воздуховодов из стали большей толщины. Шов прямоугольного воздуховода, изготавливаемого по старой традиционной технологии, располагается на гладкой стенке. Новая технология позволяет располагать шов непосредственно на сгибе (в углу), при этом он играет роль ребра жесткости.

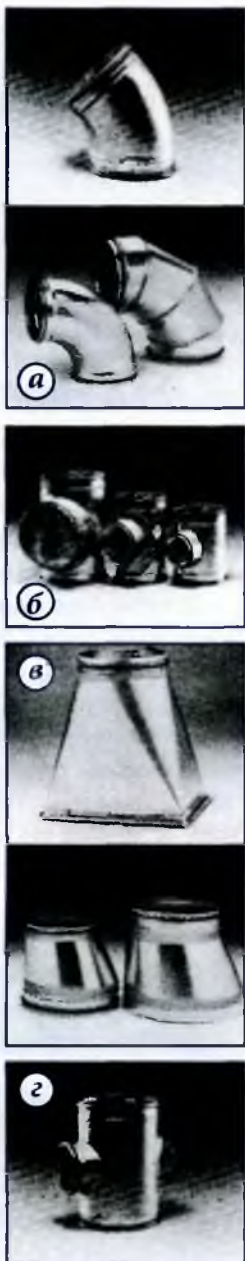


Круглые воздуховоды по расходу металла и трудовым затратам при равных аэродинамических показателях более экономичны по сравнению с прямоугольными, и поэтому СНиП 2.04.05-91* допускает применение прямоугольных воздуховодов только при соответствующем обосновании.

Из всех конструкций круглых воздуховодов наиболее распространены прямошовные. Прямошовными воздуховоды называют потому, что сварной шов, соединяющий между собой две стороны металлического листа, проходит вдоль продольной оси воздуховода.

Спирально-замковые воздуховоды изготавливают из стальной холоднокатаной или оцинкованной ленты толщиной 0,5–1 мм, шириной от 125 до 135 мм. Чтобы в швах не возникала коррозия металла, ленту предварительно грунтуют. Преимущества воздуховодов этой конструкции: повышенная жесткость по сравнению с прямошовными воздуховодами; неограниченная длина воздуховодов, что очень важно при монтаже систем больших объектов; высокая плотность шва и хороший внешний вид. Недостаток таких воздуховодов заключается в том, что около 12–15% металла расходуется на образование фальцевого шва.

Спирально-сварные воздуховоды изготавливают из стальной горячекатаной ленты шириной 400–750 мм, толщиной 0,8–2,2 мм. Стык круглого воздуховода сваривают нахлесточным швом. Достоинство таких воздуховодов в использовании недефицитной стальной ленты; в меньшем расходе металла на образование сварного шва по сравнению с прямошовными и спирально-замковыми воздуховодами. Недостаток заключается в невозможности изготовления воздуховодов из металла толщиной менее 0,8 мм.



Вентиляционная сеть, собранная из металлических воздуховодов круглого и прямоугольного сечения, может содержать разнообразные фасонные детали: отводы на 90 и 45°, переходы с одного размера на другой и с круглого сечения на прямоугольное, тройники, крестовины и др. (рис. IV.33., IV.34.). Причем фасонные детали, применяемые в си-



стемах вентиляции, обычно имеют более резкие повороты, а тройники и крестовины — форму прямой врезки. Для систем аспирации фасонные части выполнены с более плавными отводами, а угол между потоками в тройниках не превышает 45°.

При фланцевом соединении воздуховодов между металлическими фланцами прокладывают уплотнительный материал — резину, асбестовый шнур, картон и пр., после чего во фланцах высверливают отверстия и соединяют их болтами.

Из бесфланцевых соединений наибольшее распространение получили соединения на бандажах.

Для удобства и ускорения их монтажа применяются фланцы с «европрофилем», обеспечивающие высокую плотность соединения (рис. IV.35.).



Рис. IV.33.
Фасонные части
круглых металличе-
ских воздуховодов:
а — отводы;
б — тройники;
в — переход;
г — крестовина

Рис. IV.34.
Фасонные части
прямоугольных
металлических
воздуховодов

Рис. IV.35.
Конструкция фланцев
с «европрофилем»

Основные характеристики гладких металлических воздуховодов

Абсолютная шероховатость, мм	0,1
Толщина стали, мм	0,5–3,9

Соединения воздуховодов и деталей к ним на сварке используют редко в связи с тем, что это более сложно и трудоемко, кроме того, неразъемные соединения не позволяют проводить профилактические работы.

Металлопластиковые воздуховоды

Металлопластиковые воздуховоды (рис. IV.36.) изготавливаются из листовых панелей,

Рис. IV.36.
Металлопластиковые
воздуховоды



Рис. IV.37.
Полугибкие
воздуховоды
марки METALFLEX ALU

Основные характеристики металлопластиковых воздуховодов

Размеры панелей, мм	4000 × 1200 × 21
Масса панели, кг/м	1,4
Максимальная температура, °C	110
Кэф-нт теплопередачи, Вт/м·°C	0,888

представляющих собой слой жесткого вспененного пластика толщиной 20 мм, плотностью 46–48 кг/м³, коэффициентом теплопроводности 0,019 Вт/м²·°C, проложенный между двумя слоями термообработанного гофрированного алюминия толщиной 80 мкм.

Такие воздуховоды легки и обладают высокой прочностью, изготавливаются непосредственно на объекте.

Гибкие и полугибкие воздуховоды

Рассмотрим группу гибких и полугибких воздуховодов, а также сопутствующих аксессуаров (зажимы, ленты и пр.) на примере изделий известной французской фирмы SODIAMEX.

Полугибкие гофрированные воздуховоды этой фирмы марки METALFLEX ALU (рис. IV.37.) предназначены для систем приточной и вытяжной вентиляции и кондиционирования воздуха. Они поставляются звеньями длиной 3 м, для удобства транспортировки сжатыми до 900 мм. Такие воздуховоды называются полугибкими, потому что после растяжения не подлежат последующему сжатию.



Гибкие гофрированные воздуховоды (рис. IV.38.) изготавливаются из многослойной ламинированной алюминиевой фольги и пленки из полиэфира. Форму воздуховодам придает спиральный проволочный стальной каркас. Такая конструкция делает достаточно удобной транспортировку этих воздуховодов, так как они складываются «в гармошку». В раскрытом состоянии воздуховоды могут монтироваться с поворотом при радиусе изгиба, равном 0,54–0,58 диаметра воздуховода.

Воздуховоды этого типа легки, достаточно термостойки и в случае пожара не выделяют токсичных веществ и газов.

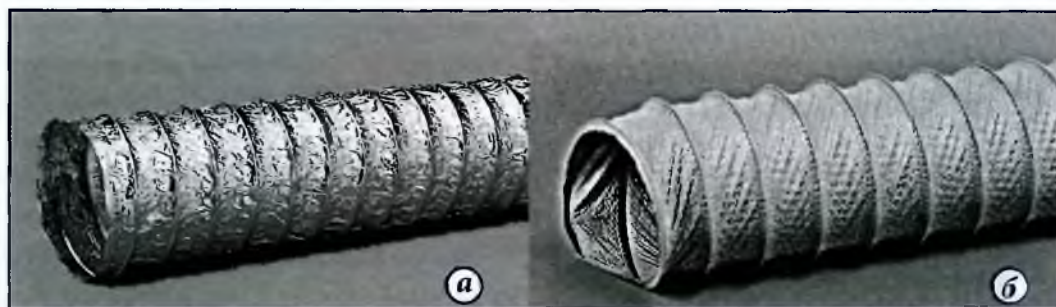


Рис. IV.38.
Гибкие неизолированные воздуховоды:

а – THERMAFLEX MI;
б – AIRFLEX V

Неизолированные воздуховоды марки THERMAFLEX выпускают в нескольких модификациях с различной толщиной стенки и различным числом слоев фольги.

Существует вариант гибкого воздуховода марки AIRFLEX P — с покрытием поливинилхлоридной пленкой и спиральным каркасом из стальной проволоки.

Наиболее прочная модификация гибких воздуховодов AIRFLEX V изготавливается из ткани с пропиткой ПВХ. Этот воздуховод предназначен для применения в промышленной общеобменной вентиляции (рис. IV.38.).

Основные характеристики полугибких и гибких неизолированных воздуховодов фирмы SODIAMEX представлены в табл. IV.39.

Фирмой SODIAMEX предлагаются также изолированные гибкие воздуховоды марок THERMAFLEX MIK и THERMAFLEX MIA (рис. IV.40.).

Воздуховоды THERMAFLEX MIK имеют ту же конструкцию, что и воздуховоды THERMAFLEX MI, но дополненную слоем стекловаты плотностью 16 кг/м^3 толщиной 25 и 50 мм между слоями алюминиевой фольги. Внутренний слой фольги армирован изогнутой в спираль стальной проволокой.

Воздуховоды THERMAFLEX MIA выполняют функцию шумоглушителя, так как у них конструкция THERMAFLEX MIK дополнена перфорацией внутреннего слоя фольги.

По аналогичной конструкции воздуховодов THERMAFLEX MIA изготавливаются шумоглушители стандартных длин 1000 и 2000 мм.

Таблица IV.39

	METALFLEX ALU	THERMAFLEX MI	AIRFLEX P	AIRFLEX V
Диапазон диаметров, мм	76–500	51–637	76–203	51–637
Минимальная температура, °C	– 30	– 30	– 5	– 20
Максимальная температура, °C	+300	+140	+70	+90
Предельная скорость воздуха, м/с	30	30	15	32
Рабочее давление, мм. вод. ст.	300	250	100	250
Стандартная длина звена в упаковке, м	3	10	6	6

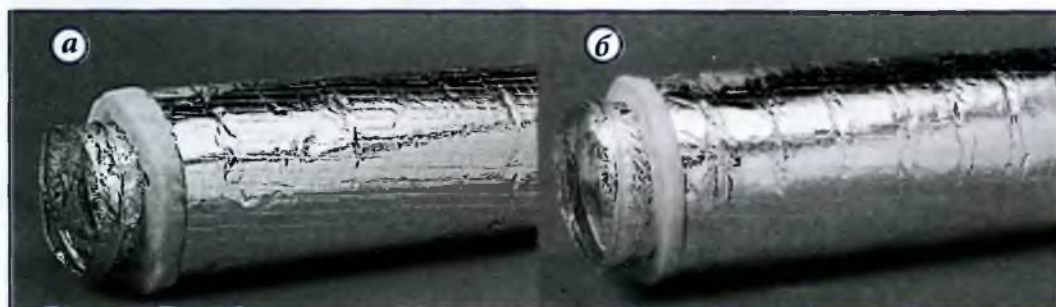


Рис. IV.40.
Гибкие изолированные воздуховоды:

а – THERMAFLEX MIK
б – THERMAFLEX MIA

Таблица IV.41

	THERMAFLEX MIK	THERMAFLEX MIA
Диапазон диаметров, мм	51–508	51–508
Толщина изоляции, мм	25–50	25–55
Минимальная температура, °C	– 30	– 30
Максимальная температура, °C	+140	+140
Предельная скорость воздуха, м/с	30	30
Рабочее давление, мм. вод. ст.	250	200
Стандартная длина, м	10	10

Основные характеристики гибких изолированных воздухопроводов представлены в табл. IV.41.

Для монтажа воздухопроводов предлагается большой выбор зажимов, соединительных лент, гибких вставок, подвесок, мастик и т.д.

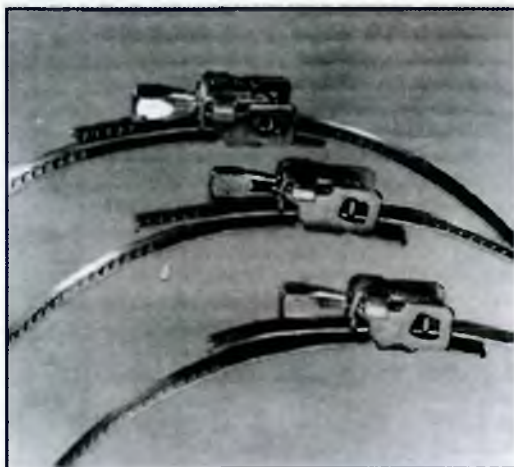


Рис. IV.42.
Зажимы
металлические
METALCLAMPS —
TYPE IPRO



Рис. IV.43.
Зажимы нейлоновые
NYLON QUICK-
CLAMPS

Зажимы IPRO (рис. IV.42.) облегчают работу по сборке воздухопроводов, изготовлены из стальной ленты шириной 8 мм с приподнятыми краями для предотвращения повреждения воздухопроводов. Зажимы соединяются с помощью специальной зажимной

головки, облегчающей крепление и экономящей время. Стандартные размеры соответствуют всему диапазону диаметров воздухопроводов. Зажимы IPRO предназначены для всех типов гибких и полугибких воздухопроводов.

Зажимы QUICK-CLAMPS (рис. IV.43.) представляют собой усовершенствованную модификацию. Они более легкие, эффективные и экономичные, чем металлические зажимы. Изготовлены такие зажимы из 100% нейлона и выдерживают нагрузку до 79 кг. Зажимы имеют самозакрывающуюся головку, длина регулируется от 10 мм до 210 мм. Для соединения воздухопроводов больших диаметров возможно соединение двух или более зажимов QUICK-CLAMPS.

Алюминиевые самоклеящиеся ленты DEC имеют высокое качество и предназначены для эффективного соединения изоляции и воздухопроводов. Хорошие адгезивные свойства, и широкий диапазон рабочих температур гарантируют длительный срок службы ленты. Алюминиевые ленты поставляются в рулонах по 45 м, шириной 50 мм, 65 мм, 75 мм и 100 мм.

Самоклеящиеся ленты из ПВХ (рис. IV.44.) предназначены для соединения воздухопроводов и сочетают высокие прочностные характеристики с высокой силой растяжения. ПВХ ленты поставляются в рулонах по 10 м шириной 50 мм.

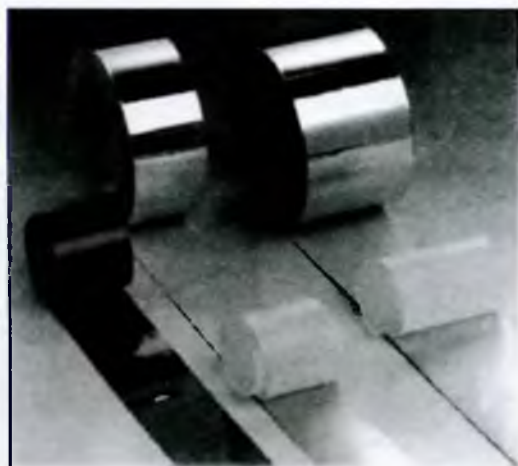


Рис IV.44.
Алюминиевые и ПВХ
самоклеящиеся ленты

Неметаллические воздуховоды

Неметаллические воздуховоды изготавливают из синтетических материалов (полиэтилен, стеклопластик, винилпласт, стеклоткань и др.). Воздуховоды из полиэтиленовой пленки или рукава изготавливают сваркой двух полос и применяют в системах приточной вентиляции для подачи воздуха в помещение. При включении вентилятора рукав наполняется воздухом и принимает форму воздуховода.

Воздуховоды из стеклоткани выполняются на металлическом каркасе и применяются для подсоединения вентилятора к воздуховоду, а также воздухораспределителей и местных отсосов к магистралям. Основное достоинство таких воздуховодов — возможность их изгибания под любым углом и в любой плоскости.

Воздуховоды и фасонные части могут быть изготовлены из винилпласта. Соединение листов винилпласта осуществляется с помощью сварки. Толщина винилпластовых листов от 3 до 9 мм. Воздуховоды из этого материала применяют в системах вентиляции промышленных цехов при перемещении воздуха, содержащего пары кислот и газов, которые вызывают коррозию стали. В связи с тем, что винилпласт при низких температурах окружающего воздуха становится хрупким, использование таких воздуховодов ограничено.

Достоинства и недостатки различных типов воздуховодов

Круглые воздуховоды при одинаковой площади сечения создают меньшее аэродинамическое сопротивление, чем прямоугольные, прочнее прямоугольных при одинаковой толщине стенки и одинаковой площади поперечного сечения, требуют для изготовления на 18–20% меньше металла, менее трудоемки в изготовлении.

Преимущество прямоугольных воздуховодов состоит в том, что при открытой прокладке они лучше вписываются в интерьер общественных зданий и проще размещаются в пространствах с ограниченной высотой.

Гибкие воздуховоды круглого сечения легкие, не нуждаются в специальных поворотах, в результате чего воздуховод имеет меньше соединений, что упрощает монтаж. Однако гибкие воздуховоды создают большое аэродинамическое сопротивление, которое может оказаться чрезмерным при протяженной сети, поэтому их часто применяют в качестве присоединительных патрубков небольшой длины.

Металлопластиковые воздуховоды имеют небольшую массу и гладкую поверхность, не требуют дополнительной теплоизоляции при пропуске нагретого и охлажденного воздуха. Они имеют хороший внешний вид. Однако у нас они пока применяются редко.

Наиболее распространенные в системах вентиляции и кондиционирования металлические воздуховоды обладают наибольшим пределом огнестойкости.

ЗАПОРНЫЕ И РЕГУЛИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Запорные и регулирующие устройства разделяют:

- по способу регулирования воздушного потока — на устройства с поворотными створками (дроссельного типа), диафрагмы и шиберы;
- по назначению — на проходные, смешительные, разделительные;
- по характеру действия — на двухпозиционные (запорные) и регулирующие;
- по конструкции створок — на неизолированные (холодные) и изолированные (утепленные).

*Рис. IV.45.
Воздушный
створчатый
клапан*

Рассмотрим наиболее часто используемые в системах кондиционирования и вентиляции регулирующие устройства — воздушные клапаны различных модификаций, регулирующие диафрагмы и обратные клапаны.

Воздушные клапаны

Воздушный клапан представляет собой устройство для управления расходом воздуха в приточных и вытяжных установках вентиляции и кондиционирования воздуха.

Воздушные клапаны предназначены для пропорционального регулирования и равномерного распределения воздушного потока по площади поперечного сечения, стоящей за клапаном секции.

Воздушные клапаны с поворотными лопатками дроссельного типа обычно бывают многостворчатыми и могут быть двух видов: параллельно-створчатыми, имеющими створки, параллельные между собой, и со створками, осуществляющими встречное вращение.

Современные клапаны, как правило, имеют створки со встречным вращением (*рис. IV.45.*).

Оси лопаток (створок) соединены общей тягой, присоединяемой к приводу, — руч-

ному, пневматическому или электрическому. За счет многостворчатости достигается плотное закрывание клапана. Для особо ответственных случаев, когда должна быть гарантирована полная герметичность при закрытии клапана, лопатки снабжаются специальными прокладками.



Воздушные клапаны применяют в приточных вентиляционных установках для отсечения наружного воздуха при выключении вентилятора (см *рис. IV.49^а*), для перекрытия шахт вытяжной вентиляции при отключении механического притока.

В секционных кондиционерах воздушные клапаны могут быть встроены в специальную камеру, образуя приемный блок. В этом случае клапаны, как правило, используют с теплоизоляцией. Для пропуска рециркуляционного воздуха клапаны могут быть установлены на смешительной камере, а для разделения потоков воздуха — на распределительной.

При установке воздушного клапана, совмещенного с воздухоприемной решеткой, особенно если клапан оказывается выше приточной установки, возникает опасность обмерзания створок. В случае опасности обледенения предусматривается подогрев створок греющим электрокабелем.

Начинать подогрев следует за 10–20 мин до открытия клапана и заканчивать с пуском вентиляционной системы. Электропривод клапана имеет достаточную мощность, чтобы раскрыть их при незначительном обмерзании.

Также снижение вероятности обледенения холодного (без теплоизоляции) приемного клапана достигается изготовлением его створок из специального материала. Дроссель-клапан — одна из разновидностей воздушного клапана с одной створкой, представляет собой устройство для регулирования расхода воздуха в воздуховодах вентиляционной сети.

С помощью дроссель-клапана (рис. IV.46.) можно уменьшить расход воздуха в широких пределах.



Воздушный клапан этого типа наиболее часто применяемый вариант регулирующего устройства, создающего небольшие аэродинамические сопротивления при полностью открытом клапане и выравнивающего поток воздуха по «живому» сечению.

Клапаны с одной створкой и клапаны со встречным вращением створок отличаются от параллельно-створчатых более плавным регулированием.

Воздушные клапаны устанавливают перед приточной вентиляционной установкой или приемным клапаном системы кондиционирования воздуха; также они устанавливаются на смесительных камерах в местах присоединения к ним рециркуляци-

онных воздуховодов или непосредственно на воздуховодах вентиляционной сети.

На воздуховодах систем общего назначения регулирующие воздушные клапаны устанавливают на ответвлениях, которые требуют выключения или регулирования подачи воздуха в процессе эксплуатации; перед всеми воздухораспределительными или воздухоприемными устройствами, которые не имеют в своей конструкции регулирующих устройств; у всех местных отсосов; на ответвлениях.

Размеры запорных и регулирующих воздушных клапанов

соответствуют размерам каналов, в которых они устанавливаются. При расположении воздушных клапанов внутри приточных камер, их размеры рассчитывают исходя из максимальной пропускной способности.

При аэродинамическом расчете вентиляционной сети необходимо учитывать аэродинамическое сопротивление клапана. Регулирующие воздушные клапаны имеют характеристику зависимости коэффициента местного сопротивления от угла поворота лопаток. При расчете запорных клапанов учитывается аэродинамическое сопротивление в открытом состоянии.

Диафрагмы регулирующие

Диафрагма регулирующая (рис. IV.47.) представляет собой устройство, устанавливаемое на ответвлении воздуховода и предназначенное для регулирования расхода перемещаемого по нему воздуха во время пуска наладочных работ. Конструктивно представляет собой диск с отверстием переменного открытого сечения, работает по принципу диафрагмы фотоаппарата.

Промышленно изготавливаемые диафрагмы выполняются из оцинкованной стали.

Основные характеристики воздушных клапанов

Максимальная воздушная нагрузка на фронтальное сечение, $\text{м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2$	25000
Максимальная скорость воздушного потока, $\text{м}/\text{с}$	15
Коэффициент местного сопротивления воздушного клапана в открытом состоянии:	
неутепленного	0,15
утепленного	0,20

Рис. IV.46.
Дроссель-клапан

Рис. IV.47.
Диафрагма регулирующая



Для точного регулирования (с ошибкой не более 10%) расхода воздуха диафрагма должна быть установлена на расстоянии не менее чем 1,5 диаметра до ближайшего отвода и 2,5 диаметра до тройника (вне зависимости от типа — проходного или на ответвлении, на всасывании или на ответвлении, на всасывании или на нагнетании) или воздухораспределителя. Регулирование осуществляется по данным измерения разности давлений до и после диафрагмы, которое легко переводится в единицы расхода воздуха, проходящего через диафрагму, с помощью типовых расчетных диаграмм. Изменение сечения

диафрагмы производится специальной рукояткой, имеющейся на диафрагмах диаметром до 315 мм, или поворотом регулировочной гайки на диафрагмах диаметром 400–800 мм.

Диафрагма регулирующая позволяет точно установить расход воздуха при незначительных возмущениях потока, но она является одним из самых дорогостоящих регулирующих устройств и применяется чаще всего для однократной настройки на постоянный расход.

Обратные клапаны

Обратные клапаны служат для пропуска воздуха в одном направлении и предотвращения его движения в противоположном, и по характеру действия относятся к двухпозиционным клапанам.

Обратные клапаны выпускаются в двух наиболее простых модификациях: типа «бабочки» и типа «инерционной решетки» (рис. IV.48.).

Клапан «бабочка» изготавливается из гальванизированной стали, имеет два подпружиненных лепестка и может быть установлен в любом положении.

Лепестковый обратный клапан типа «инерционной решетки» с легкими пластиковыми жалюзи, вставленными в коробку из гальванизированной стали, может устанавли-

ваться только на горизонтальных воздуховодах, под действием потока воздуха в разрешенном направлении лепестки поднимаются, во всех других случаях они опущены.

Одной из основных характеристик обратных клапанов является максимально возможная (не более 12 м/с) скорость воздуха.

Применяются обратные клапаны для предотвращения перетоков воздуха: при работе нескольких приточных установок на одну сеть; при установке резервного приточного или вытяжного вентилятора; при присоединении нескольких вытяжных систем к одной вытяжной шахте (рис. IV.49.).

Также они ставятся для предотвращения обратного тока воздуха при выбросе вытяжного воздуха на фасад (например, продувочного воздуха после охлаждения конденсаторов холодильной машины, установленной внутри здания) или перед крышными вентиляторами. Требуется установка обратного клапана и в системах аварийной противодымной вентиляции: после вентилятора вытяжной противодымной системы, после вентиляторов приточной противодымной вентиляции, на воздуховодах всех вентиляционных систем, в местах их пересечения с ограждениями помещений, в которых установлены аппараты газового пожаротушения.

При расчете систем вентиляции размеры воздуховодов выбираются с учетом рекомендуемых скоростей на отдельных участках сети (исходя из оптимизации затрат на изготовление воздуховодов и перемещения по ним воздуха). В системах с механическим побуждением движения воздуха потери давления определяют выбор вентилятора.

Основные характеристики диафрагмы

Диаметр воздуховода, мм	80–800
Вес, кг	0,5–25
Длина, мм	110–270

Рис. IV.48

Обратный клапан:

а – типа «бабочки»

б – лепестковый,

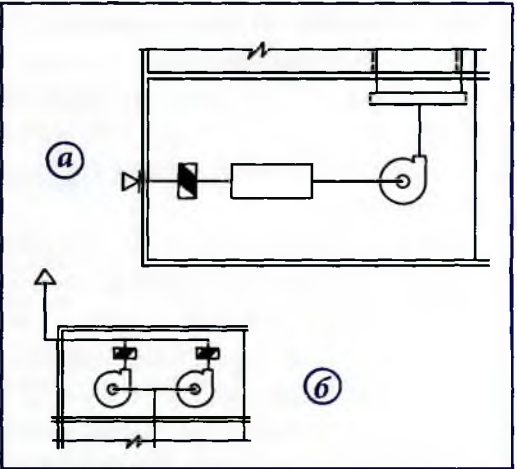
типа «инерционной

решетки»



Рис. IV.49.

Примеры установки обратных клапанов



4.9

ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ И УСТРОЙСТВА ВОЗДУХОУДАЛЕНИЯ

Воздухораспределитель представляет собой устройство, через которое воздух из приточного воздуховода поступает в помещение.

По геометрической форме струи могут быть: компактными, плоскими, веерными (как разновидность последних — неполные веерные и конические).

Компактные струи образуются при выпуске воздуха из цилиндрических труб, душирующих патрубков, круглых и прямоугольных отверстий, как открытых, так и затененных решетками, перфорированными листами и тому подобными устройствами (рис. IV.50.).

Плоские струи формируются при истечении воздуха из щелевых каналов воздушных завес, воздуховодов активной раздачи, прямоугольных вытянутых отверстий, как открытых, так и закрытых решетками, перфорированными листами (рис. IV.51, а, б.).

Веерные струи образуются при раздаче воздуха через насадки с плоским диском, установленным поперек потока, через однодисковые и многодиффузорные плафоны,

в том числе и с закручивающими устройствами (рис. IV.52, а, б, в.).

Неполные веерные струи (как одна из разновидностей веерных струй) формируются при выпуске воздуха через решетки с расходящимися под некоторым углом лопатками. Такая струя также постепенно трансформируется в компактную.

Конические струи (также относятся к веерным) создаются при выпуске воздуха через насадки с конусом или плафоны в виде диффузоров с установленным в них плоским отражательным диском. При угле расширения на истечении менее 120° полная коническая струя имеет тенденцию к смыканию, постепенно превращаясь в компактную.

Компактные и плоские струи считаются прямоточными, если в них векторы скорости на истечении параллельны между собой. Они имеют сравнительно небольшой угол расши-

Рис. IV.50.

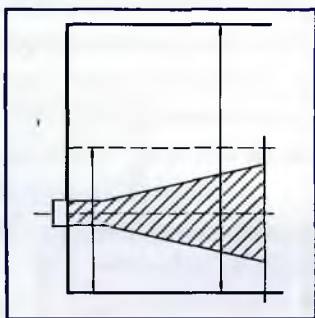
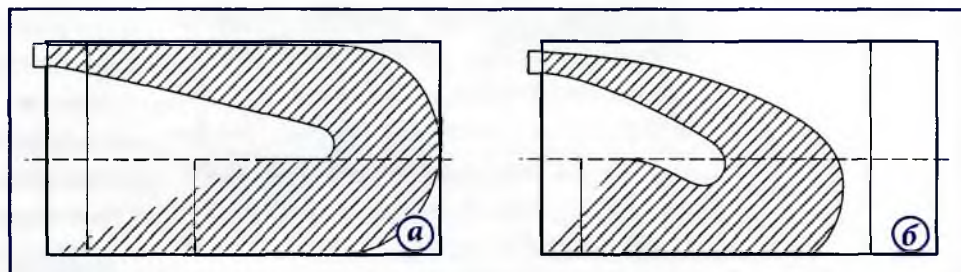


Рис. IV.51.



рения. Векторы скорости на истечении в этих струях расходятся под некоторым углом друг к другу. Эти струи называют рассеянными.

Струи, которым с помощью установленного на выходе закручивающего устройства придается вращательное движение,

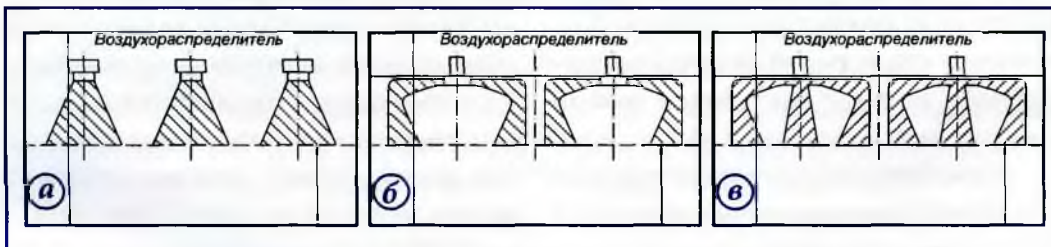


Рис. IV.52.

считаются закрученными. В таких струях, кроме векторов поступательного движения, имеются векторы вращательного движения. Закрученные струи также бывают компактными и коническими.

У закрученных струй большая степень интенсивности перемешивания, поэтому падение скорости и избыточной температуры воздуха в них происходит на меньшем расстоянии от воздухоораспределителя, чем в приточных.

При распространении приточной струи вблизи ограждения образуется настилаящая струя, «дальнобойность» которой больше, чем свободной.

Устройства воздухоудаления представляют собой приемные отверстия вытяжного и рециркуляционного воздуха, оборудованные решетками, перфорированными панелями и другими сетевыми элементами.

При всасывании в устройство воздухоудаления воздух поступает со всех сторон. Закономерности течения воздуха в этом случае зависят от формы отверстия: у круглого отверстия с острыми кромками уже на расстоянии одного диаметра, скорость воздуха составляет всего 5% от скорости в центре отверстия, а у прямоугольного отверстия с соотношением сторон 1:10 на расстоянии, равном ширине щели, скорость составляет 20% от скорости ее в центре. Однако в любом случае, по мере удаления от устройства воздухоудаления, скорость воздуха затухает быстрее, чем у приточной струи.

По конструктивному исполнению воздухоораспределители и устройства воздухоудаления весьма разнообразны: решетки, плафоны, сопла, перфорированные панели и воздухопроводы, панели с форсунками, направляющими струю, различного рода насадки, например вихревые, для подачи в рабочую зону с малыми скоростями и др.

Рассмотрим наиболее распространенные конструкции воздухоораспределителей и устройств воздухоудаления.

Решетки

Решетки могут быть приточными и вытяжными. Те и другие бывают регулируемые и нерегулируемые; круглой, квадратной, прямоугольной формы; металлические (чаще стальные или алюминиевые) или пластмассовые; с декоративным оформлением или без него; различных расцветок и размеров; с направлением потока приточного (или с забором удаляемого) воздуха в одну, две, три или четыре стороны. Специальные модификации решеток предназначаются для работы во влажных и агрессивных средах (в бассейнах, производственных помещениях).

В зависимости от конструкции решетки создают компактные, плоские, неполные верные или иные типы струи.

Регулирующие устройства приточных решеток представляют собой следующие виды регуляторов:

- ◆ регулятор расхода (как правило, многостворчатый клапан);
- ◆ регулятор характеристик струи (от компактной до неполной веерной);
- ◆ регулятор направления (ряд специальных жалюзи, открывающихся в определенном направлении).

Причем, если воздухоораспределитель снабжен больше чем одним из приведенных регуляторов, то регулирующие устройства устанавливаются обычно в том же порядке по ходу воздуха, в каком они перечислены выше.

Вытяжные решетки также могут иметь регуляторы расхода и направления.

Некоторые конструкции решеток являются универсальными и применяются как в приточных, так и в вытяжных системах.

Устанавливаются решетки приточных и вытяжных устройств чаще на стенах выше обслуживаемой зоны. В то же время они могут быть специально предназначенными для установки в потолке (для вытяжки, притока или универсальные), либо для напольной раздачи или удаления воздуха (рис. IV.53. и рис. IV.54.).



Рис. IV.53.
Приточные решетки:
а – для настенной установки;
б – для потолочной установки

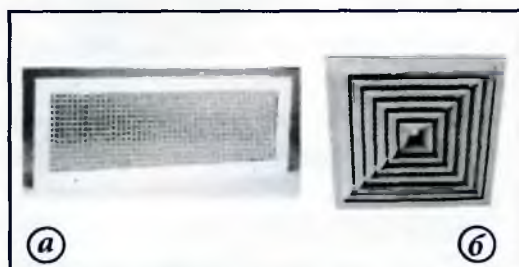


Рис. IV.54.
Вытяжные решетки:
а – для настенной установки;
б – для потолочной установки

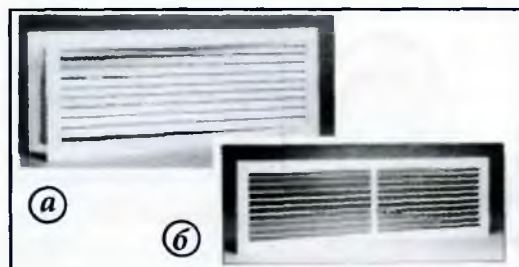


Рис. IV.55.
Переточные решетки:
а – для установки в двери толщиной до 45 мм;
б – для установки в стене любой толщины

Существуют также переточные решетки, предназначенные для перетока воздуха из одного помещения в другое (рис. IV.55.). Переточные решетки обычно выполняются из пластмассы и могут быть настенные или дверные, различных цветов, звуко- и светонепроницаемые.

Крепление решеток может быть на винтах или на специальных зажимах.

Щелевые воздухораспределительные устройства

Щелевые воздухораспределители создают плоские струи. По сравнению с решетками, при одинаковой площади выпуска воздуха, щелевые воздухораспределители формируют струю с большей дальностью. Плоская на истечении струя на расстоянии, равном $6L$ (L — размер длинной стороны щелевого распределителя), трансформируется в круглую, и ее течение подчиняется законам осесимметричных струй.

Щелевые воздухораспределители бывают приточные и вытяжные, нерегулируемые

и с регулированием расхода и направления выпуска воздуха, а также стальные, алюминиевые, иногда пластмассовые. Они предназначены для настенной, потолочной и напольной установки. Некоторые типы щелевых воздухораспределителей показаны на рис. IV.56.

Плафоны

Плафонами, как правило, называют воздухораспределители, предназначенные для размещения на потолке и создающие веерные или конические струи. Иногда используют плафоны для настенной и напольной установки.

По конструкции плафоны могут быть дисковыми и многодиффузорными.

Дисковые плафоны имеют плоский диск, оставляющий между собой и корпусом воздухораспределителя кольцевую щель, через которую истекает рассеянная коническая струя. Многодиффузорные плафоны состоят из ряда конусов с увеличивающимися ди-



Рис. IV.56.
Щелевые воздухораспределители:
а – регулируемый приточный для установки на потолке;
б – для настенного и потолочного крепления с регулированием направления приточной струи

аметрами. Они одновременно могут создавать веерные струи, настилающиеся на потолок и осесимметричная струя, обладающая малой дальностью, размывается уже на расстоянии, равном двум-четырем диаметрам патрубка.

Плафоны могут быть приточные и вытяжные, а также универсальные, регулируемые и нерегулируемые; круглой, квадратной, прямоугольной формы; металлические или пластмассовые; различных расцветок и размеров (рис. IV.57. и рис. IV.58.).

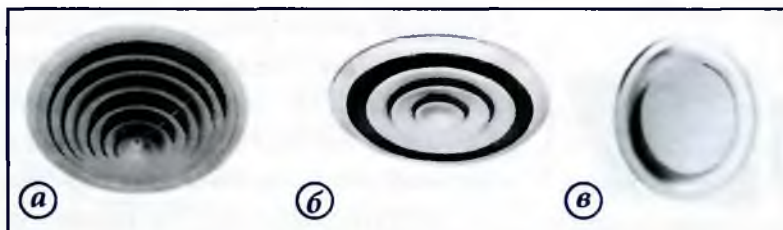
Дисковые и многодиффузорные плафоны могут иметь регуляторы расхода воздуха и характеристик струи.

Выпускаются также приточные плафоны с закруткой потока.

Рис. IV.57.

Приточные плафоны:

- а** – дисковый регулируемый как по расходу воздуха, так и по форме струи (от горизонтальной, настилающейся на потолок, до практически вертикальной компактной);
- б** – многодиффузорный регулируемый;
- в** – дисковый для настенной установки



Наиболее распространенной является конструкция, в которой выпуск воздуха осуществляется через неподвижные лопасти или вращаемые потоком воздуха. Причем поворот лопастей к потоку может быть регулируемый или нерегулируемый.

При выпуске воздуха через воздухоораспределитель такой конструкции образуется

образом располагаются форсунки, через которые воздух подается в помещение отдельными закрученными струями. Форсунки могут поворачиваться на 360°, поэтому направление каждой струи может быть отрегулировано в отдельности.

Приточные насадки, снабженные воздухоораспределительной панелью с форсунками,

Рис. IV.58:

Вытяжные плафоны:

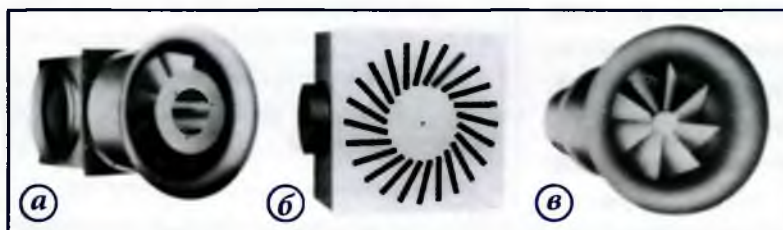
- а** – дисковый нерегулируемый;
- б** – дисковый регулируемый;
- в** – дисковый для бань и саун



Рис. IV.59.

Приточные плафоны с закруткой воздушного потока:

- а** – круглый плафон с неподвижными лопастями;
- б** – квадратный плафон с поворачивающимися лопастями;
- в** – плафон с вращающимся ротором



свободно закрученная струя, характеризующаяся быстрым падением скоростей (быстрой ассимиляцией).

Воздухораспределители с закруткой потока выполняются из металла или пластика и могут иметь не только круглую, но и квадратную форму, в основном для потолочной установки. Различные типы приточных плафонов представлены на рис. IV.59.

Насадки с форсунками

Насадки с форсунками состоят из воздухоораспределительной панели и камеры по-

стоянного давления, через которую подводится приточный воздух.

На воздухоораспределительной панели определенным

образом располагаются форсунки, через которые воздух подается в помещение отдельными закрученными струями. Форсунки могут поворачиваться на 360°, поэтому направление каждой струи может быть отрегулировано в отдельности.

Приточные насадки, снабженные воздухоораспределительной панелью с форсунками, разнообразны по форме. Они бывают круглые, квадратные и «линейные». Плотность расположения форсунок на панели также может быть различной (рис. IV.60).

Сопла

Сопловые воздухоораспределители (рис. IV.61.) предназначены для раздачи

воздуха с высокими скоростями истечения (до 30–40 м/с).

При использовании системы воздухоораспределения с направляющими соплами воздух подается основными и направляющими струями.



ми. Основные компактные струи создаются небольшим числом обычных воздухоораспределительных решеток, через которые 70–90% всего подаваемого воздуха выпускается с малой начальной скоростью (до 4 м/с).

Дополнительные горизонтальные и вертикальные (или только горизонтальные) конические сопла, расположенные вдоль оси основной струи, создают дополнительные

направляющие струи, имеющие большую начальную скорость.

Горизонтальные направляющие струи

сообщают дополнительные импульсы основным струям, чем увеличивают длину зоны эффективного действия системы по сравнению с сосредоточенной подачей, а также компенсируют воздействие вертикальных направляющих струй на основные струи.

Перфорированные панели

Перфорированный воздухораспределитель (рис. IV.62.) — один из видов воздухо-распределителя, представляющий собой панель с перфорацией или воздуховод круглого или прямоугольного сечения с небольшими

отверстиями (перфорацией) в стенках, расположенными в несколько рядов.

При применении перфорированных воздухораспределителей говорят не о струе, а о воздушном потоке, хотя перфорированные воздуховоды круглого и прямоугольного сечения могут формировать плоские на истечении струи.

С помощью перфорированного возду-

хораспределителя создаются хорошо проветриваемые отдельные зоны в помещении. Для этого перфорированные панель или воздуховод размещают непосредственно над рабочим местом таким образом, что оно оказывается «за-топленным» значи-

тельными объемами приточного воздуха без активного перемешивания с окружающим воздухом (рис. IV.63.).



Рис. IV.61.
Сопловый воздухо-
распределитель



Рис. IV.62.
Перфорированный
воздухо-
распределитель

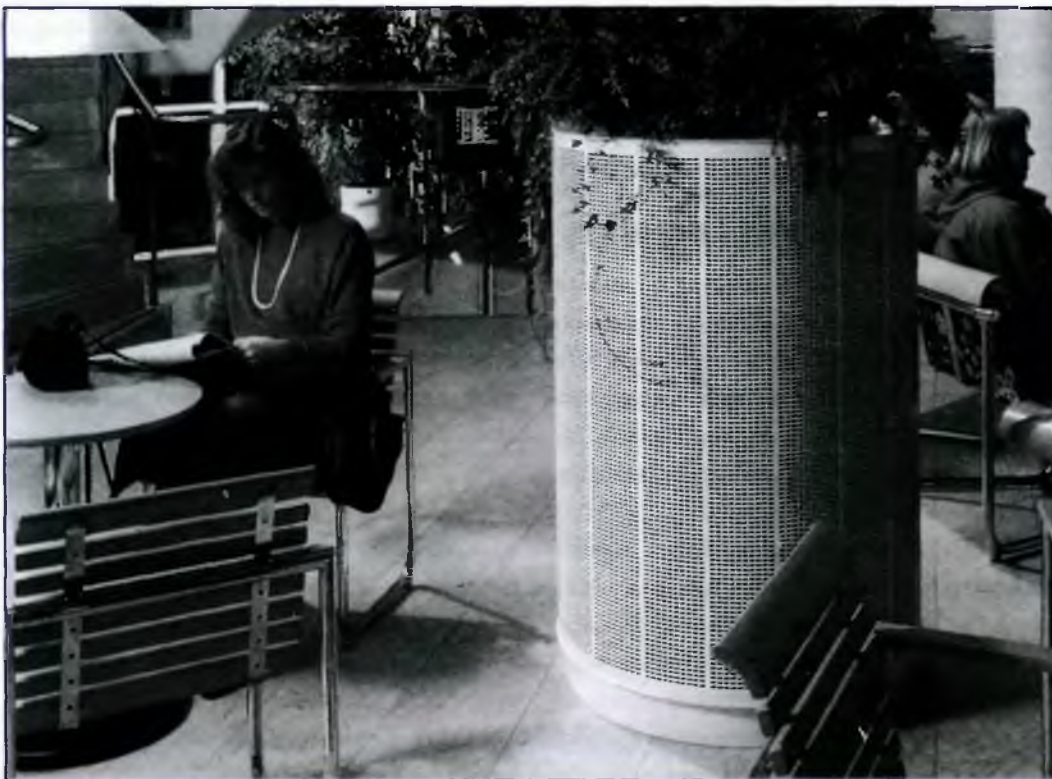
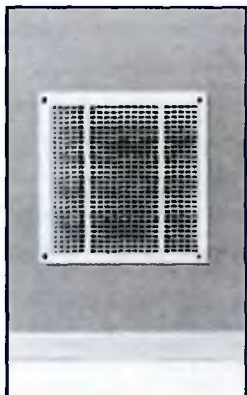


Рис. IV.63.
Общий вид воздухо-
распределителя для
подачи воздуха
в рабочую зону

Рис. IV.64.
Перфорированная
решетка



при большой кратности воздухообмена.

Основной характеристикой перфорированного воздухораспределителя является коэффициент живого сечения, то есть отношение площади отверстий ко всей площади поверхности, на которой они размещены. Чем больше коэффициент, тем быстрее «затухает» струя.

При раздаче воздуха через перфорированные панели и перфорированные воздуховоды удаление воздуха из помещения возможно как из рабочей зоны, так и из верхней зоны.

Для удаления воздуха выпускаются перфорированные решетки, которые состоят из перфорированной стальной пластины, укрепленной на алюминиевой раме. Перфорированные решетки могут иметь клапаны регулирования расхода воздуха (рис. IV. 64.).

Насадки для подачи воздуха в рабочую зону

Насадки для подачи воздуха в рабочую зону представляют собой класс низкоскоростных (менее 0,2 м/с) воздухораспределителей для создания малотурбулентного потока. Они применяются в схемах воздухораспределения типа «*displacement ventilation*» (вентиляция вытеснением).

Такой метод основан на использовании естественных конвективных потоков, восходящих от тепловых источников (в том числе от людей) в помещении. Чистый приточный воздух, раздаваемый в помещении низкоскоростными воздухораспределителями, затопливает рабочую зону помещения, вытесняя

нагретый загрязненный воздух в верхнюю зону помещения, откуда он удаляется через обычные вытяжные устройства.

Воздухораспределитель состоит из перфорированной наружной стальной облицовки и примыкающей к ней вплотную изнутри ячеистой проставки с размером отдельной сотовой ячейки 20 × 20 или 25 × 25 мм и глубиной 100–150 мм. Подвод воздуха осуществляется через камеру постоянного давления сбоку или сверху по отношению к перфорированной панели.

Воздухораспределители данного типа устанавливаются в нижней части помещения от уровня пола по периметру помещения. Из имеющихся разнообразных по форме воздухораспределителей можно подобрать такие, чтобы внешний вид устройства хорошо сочетался с интерьером помещения.

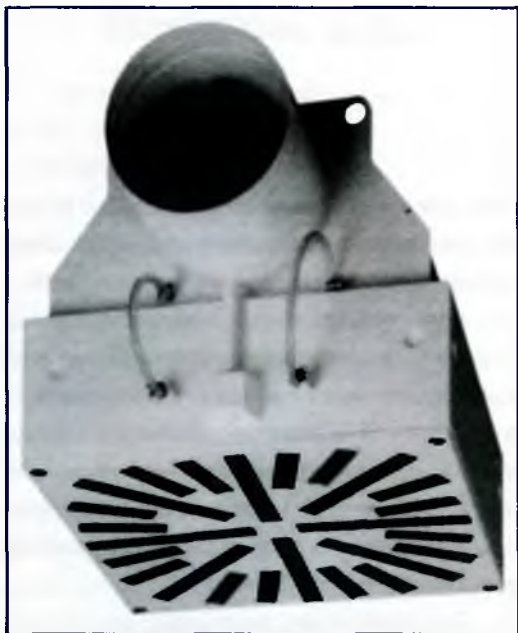
Применение насадок для подачи воздуха в рабочую зону по схеме «вентиляция вытеснением» рекомендуется в торговых залах магазинов, аудиториях, спортивных залах, кухнях, учреждениях, лабораториях и различного рода производственных помещениях без вредных выделений.

Воздухораспределители с очисткой воздуха

Воздухораспределители с очисткой воздуха используются в «чистых помещениях». Рассмотрим их более подробно на примере потолочного воздухораспределителя с фильтром (рис. IV.65.). Областью применения воздухораспределителя являются реанимационные помещения, операционные залы больниц, палаты для недоношенных детей роддомов; в фармацевтической, электронной, оптической, пищевой промышленности.

Скорость подачи воздуха через фронтальное сечение воздухораспределителя колеблется от 0,15 до 0,45 м/с.

Воздухораспределитель может быть установлен на индивидуальном каркасе или встроен в подвесной потолок. Высота аппарата, в зависимости от модификаций, изменяется от 180 до 495 мм.



Воздухораспределитель CGF производится в десяти модификациях, каждая из которых, в свою очередь, имеет пять типоразмеров и одиннадцать различных по профилю решеток. В воздухораспределитель может быть вмонтирован отключающий герметичный клапан, позволяющий провести замену воздушного фильтра без остановки кондиционера. Размеры плафона — от 318×318 до 623×623 мм квадратного и прямоугольного сечения, причем плафоны могут устанавли-

ваться соединенными в блоки по несколько штук.

Распределительная решетка CGF может быть выполнена в виде перфорированного листа, регулируемых жалюзи и нерегулируемой турбулизирующей решетки.

Воздушный фильтр, вмонтированный в воздухораспределитель, обеспечивает очистку воздуха в классе EU12. Он удерживает твердые и жидкие аэрозоли, биологические частицы (например, бактерии), содержащиеся в приточном воздухе, и, кроме того, он устойчив к дезинфицирующим средствам в форме аэрозолей (пастерилу, формальдегиду и др.).

Герметичность воздушного фильтра в воздухораспределителе контролируется с помощью специального датчика. Имеются также встроенные датчики перепада давления на фильтре. Фильтр подбирается по расходу воздуха.

В воздушный тракт кондиционера, работающего на чистую комнату, до воздухораспределителей целесообразно включить предварительную двухступенчатую очистку воздуха класса EU4 и EU7. Для этого рекомендуется использовать фильтры карманного типа с большой площадью фильтрации.

Рис. IV. 65.
Воздухораспределитель CGF

ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ

Тепловая изоляция воздуховодов и трубопроводов предназначена для предотвращения потерь тепла и холода, а также выпадения на их поверхности конденсата и исключения обмерзания, когда коммуникации проходят по неотапливаемым помещениям.

При выборе теплоизоляции воздуховодов-трубопроводов необходимо руководствоваться следующими требованиями.

Она должна:

- ◆ иметь хорошие теплоизоляционные свойства, в частности, низкую теплопроводность, что обеспечит поддержание стабильной температуры хладагента или хладоносителя, способствуя этим сбережению электроэнергии, а также предотвратит образование конденсата на поверхности;
- ◆ иметь высокое сопротивление проникновению влаги к поверхности трубопроводов и воздуховодов;
- ◆ удовлетворять требованиям пожарной безопасности;
- ◆ быть технологичной в монтаже;
- ◆ быть экологически и гигиенически чистой.

Рис. IV.66.
График тепловых потерь для различных теплоизоляционных материалов

Теплоизоляционные свойства

Теплопроводность является наиболее важной характеристикой теплоизоляции.

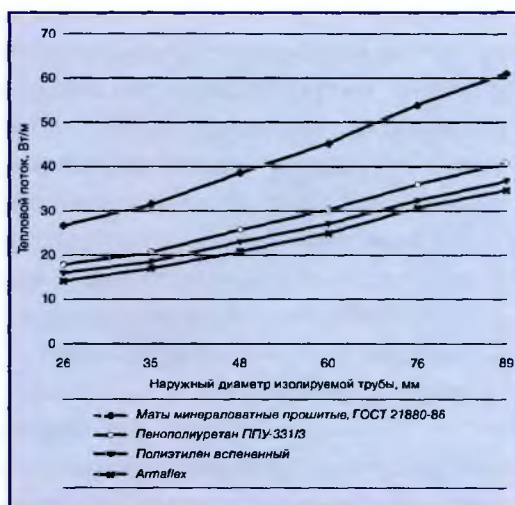
В качестве тепловой изоляции в соответствии со СНиП 2.04.05-91* должны применяться теплоизоляционные материалы с теплопроводностью не более $0,05 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{с}$ и толщиной, обеспечивающей на поверхности температуру не выше 40°C и определяемой технико-экономическим расчетом.

В настоящее время широко представлены следующие типы теплоизоляционных материалов для холодильных систем: гибкие

эластомеры на основе синтетического каучука, теплоизоляция на минераловолокнистой основе, а также полиуретан и полиэтилен.

Если минеральная вата выпускается только в виде матов, то синтетический каучук и теплоизоляционный полиэтилен могут выпускаться в виде теплоизоляционной трубки для применения на трубопроводах диаметром до 160 мм и толщиной от 6 до 45 мм, а также в виде пластин и рулонов толщиной от 3 до 50 мм.

Для сравнения различных видов теплоизоляционных материалов рассмотрим график тепловых потерь трубопроводов с наружными диаметрами от 28 до 89 мм при следующих условиях эксплуатации: толщина слоя изоляции 19 мм, температура хладагента 40°C , температура окружающей среды $+30^\circ\text{C}$, теплопроводность минерального волокна и полиуретана взяты из СНиП 2.04.14-88, а полиэтилена и Armaflex (гибкий эластомер производства фирмы ARMSTRONG) — по результатам испытаний проведенными НИИМосстроем (рис. IV.66.).



Как видно из графика, при равных условиях эксплуатации Armaflex обеспечивает наименьшие тепловые потери в системе.

Влагоизоляционные свойства

Как известно, материалы на минераловолокнистой основе хорошо впитывают влагу. Поэтому при использовании их в холодильных системах требуется дополнительный водоотталкивающий слой. Обычно роль такого слоя выполняет дополнительное покрытие теплоизоляции фольгоизолом или алюминиевым кожухом. Добиться в этом случае полной защиты от проникновения влаги не удастся, так как весьма сложно обеспечить полную герметичность покрытия. Даже через небольшое отверстие в пароизоляционном слое влага будет проникать из воздуха, что со временем приведет к ее распространению по всему трубопроводу. В результате теплоизоляция становится неэффективной.

То же самое можно сказать и о полиуретановой изоляции, которая, хотя и обладает определенными защитными свойствами, тем не менее недостаточна для полной защиты трубопровода от проникновения влаги.

Полиэтиленовая теплоизоляция обладает достаточной степенью сопротивления влажности, т.к. у нее закрытая ячеистая структура. Однако полиэтиленовые материалы плохо поддаются склейке, поэтому практически невозможно обеспечить непрерывность стыков двух отрезков материала или продольного разреза на изоляционной трубке. По этой же причине невозможно плотно приклеить полиэтилен к трубопроводу. В связи с этим возникает опасность проникновения влаги через стыки и ее распространения по всему трубопроводу. Следствие этого — образование наледи на трубопроводах и агрегатах, нарушение работы холодильной системы.

Все эти проблемы отпадают, если для теплоизоляции холодильной системы используется специальный материал, например, типа Armaflex производства фирмы ARMSTRONG, представляющий собой гибкий эластомер на основе синтетического каучука. Закрытая

ячеистая структура материала Armaflex обеспечивает высокую степень сопротивления проникновению влаги.

Для этой теплоизоляции разработан специальный клей Armaflex 520. Когда он высыхает, в месте стыка образуется однородное соединение, ничем не отличающееся по своим свойствам, в частности по сопротивлению влажности, от основного материала Armaflex. Этот клей также имеет хорошую совместимость с металлом, поэтому в случае какого-либо механического повреждения изоляционного материала влага не распространится по всему трубопроводу.

Также фирма ARMSTRONG выпускает водостойкие эластичные краски, предназначенные для теплоизолированной поверхности, самоклеящиеся ленты и полосы. Для удобства монтажа вспененного полиэтилена на трубопроводах разработан специальный замок-защелка (рис. IV.67.)

Пожаробезопасность

Это единственный критерий, которому лучше всего соответствует минеральное волокно. Несгораемые минераловолокнистые материалы могут применяться в системах с повышенными противопожарными требованиями.

Armaflex также обладает хорошими противопожарными свойствами. Он трудногорюч и не распространяет пламя, что подтверждено сертификатами многих стран, включая Россию.

По данному критерию полиэтиленовая теплоизоляция не может сравниться с эластомерной. Как правило, полиэтиленовая изоляция является сгораемым материалом, распространяющим пламя, поэтому применение полиэтиленовых материалов в холодильных системах с повышенными требова-

Рис. IV.67.
Изоляция
с замком-защелкой



ниями к пожарной безопасности может создать серьезные проблемы. Исключение составляет полиэтиленовая изоляция Accotube HS фирмы ARMSTRONG, которая не капает и не распространяет пламя (подтверждено Российским сертификатом).

Простота монтажа и качество материалов

Гибкие эластомеры на основе синтетического каучука производятся с так называемой технической толщиной стенки для трубопроводов различного диаметра, работающих при одинаковых условиях. При этом все типоразмеры изоляции сгруппированы в один класс, что значительно упрощает работу проектировщика.

Полиэтиленовые изоляционные материалы производятся со стандартной толщиной стенки 9 (10), 13 и 19 (20) мм. Это может привести к тому, что для некоторых труб (в особенности большого диаметра) стандартной толщины теплоизоляции может не хватить.

Armaflex имеет более широкий ассортимент, нежели выпускаемые на данный момент полиэтиленовые изоляции. Он выпускается с толщиной стенки от 6 до 50 мм.

Armaflex изготавливается также в виде трубок диаметром до 160 мм.

Трубы большого диаметра и фасонные детали можно также изолировать пластинами Armaflex.

Основные характеристики теплоизоляционных материалов представлены в табл. IV.68.

Определение эффективной толщины теплоизоляции

Холодильные системы и кондиционеры работают в широком диапазоне температур, включая температуры ниже точки росы. В случае, если оборудование, а также трубопроводы и воздуховоды, работающие в этих условиях, не изолированы, на них образуется конденсат, который может привести к нарушению работы оборудования. Цель правильного подбора толщины изоляции — добиться того, чтобы температура на ее поверхности была, по крайней мере, не ниже точки росы. В качестве примера ниже приведены методы определения толщины теплоизоляции марки AF/Armaflex с использованием номограммы и расчетных таблиц.

Обычно расчет теплоизоляции производят, используя так называемую номограмму сопротивления конденсату. В номограмме учитываются такие свойства изоляции, как теплопроводность и коэффициент поверхностной теплопередачи. Приведенная номограмма может использоваться для определения толщины изоляции труб диаметром до 160 мм, а также толщины пластин для изоляции труб воздуховодов больших диаметров.

Рассмотрим пример расчета толщины теплоизоляции с помощью номограммы.

Исходные данные	
Температура хладоносителя, °C	– 30
Температура окружающей среды, °C	+ 30
Относительная влажность воздуха, %	70

Таблица IV.68

Материалы/Характеристика	Минеральная вата	Синтетический каучук
Коэффициент теплопроводности, Вт/м²·с	0,033–0,038	0,034–0,039
Коэффициент паропроницания, мг/м·Па	1/7000	1/3500
Пределы рабочих температур, °C	– 8, + 110	– 40, +175

На номограмме (рис. IV. 69.):

- 1. Провести линию от точки А к точке А'.
- 2. Провести вертикальную линию от А' до пересечения с кривой заданной относительной влажности — точка В.

3. Провести горизонтальную линию от точки В до пересечения с кривой 100%-ой влажности — точка В'.

4. Провести вертикальную линию от точки В' до пересечения с кривой АА' — С.

Справа от линий на номограмме показаны обозначения для трубчатого и пластинчатого материала AF/Armaflex.

Ближайшая линия ниже точки пересечения С дает необходимую толщину. В нашем случае она соответствует букве Т (32 мм).

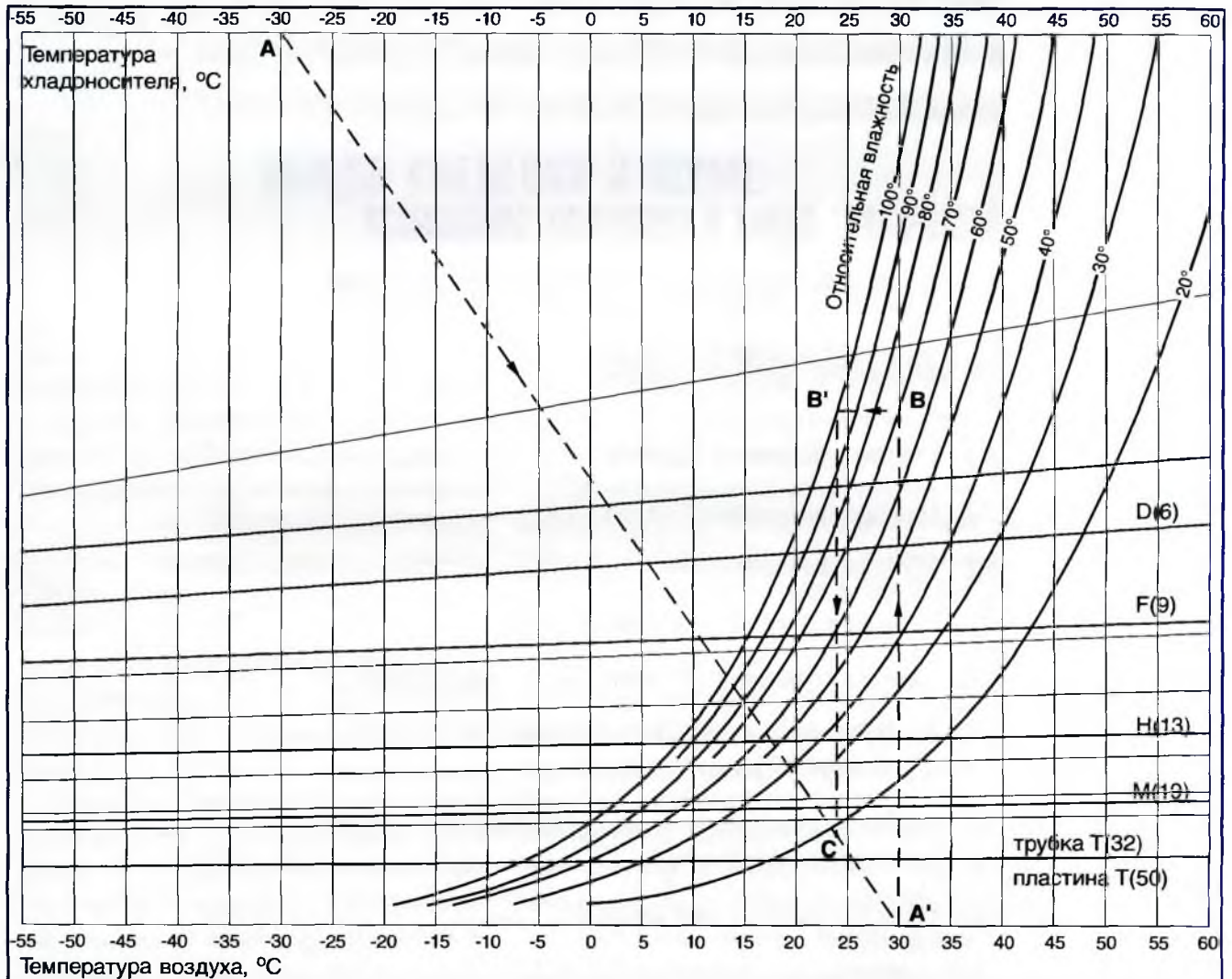
Технологическая толщина AF/Armaflex означает, что для труб диаметром до 160 мм легко определить правильную толщину

AF/Armaflex, не прибегая к вычислениям для каждого трубопровода.

Если в данном примере требуется листовая теплоизоляция, необходимо применять ближайший размер изоляции (для нашего примера — это 50 мм).

В случаях значительной разницы температур необходимо пользоваться компьютерной программой расчета либо консультироваться с представителем ARMSTRONG. Максимальный диаметр трубопроводов для изоляции трубками AF/Armaflex — 160 мм. Трубы больших диаметров изолируются пластинами.

Рис. IV.69.
Определение
толщины тепло-
изоляции AF/Armaflex
с использованием
номограммы



Трубки и пластины AF/Armaflex производятся с 5(8) условными толщинами стенки, обозначенными следующими буквами:

Обозначение	B*	D	F	H	K*	M	R	T
Условная толщина, мм	3	6	9(10)	13	16	19	25	32

РАЗДЕЛ V



Источники шума в системах вентиляции и кондиционирования воздуха и мероприятия по снижению уровня шума

5.1 Общие сведения о шуме	237
5.2 Измерение параметров шума	238
5.3 Методы анализа шумов	242
5.4 Звукоизоляция и поглощение шума	245
5.5 Снижение шума в зависимости от расстояния	247
5.6 Шум, создаваемый вентиляционными установками и кондиционерами	248
5.7 Меры по снижению шума в системах вентиляции и кондиционирования	251
5.8 Шум от системы гидравлики	257

Низкий уровень шума при работе систем вентиляции и кондиционирования воздуха является очень важным показателем. Шум является одним из основных источников нарушения комфортного состояния. Поэтому при разработке систем и подборе соответствующего оборудования обязательно должен учитываться акустический фактор.

Допустимый уровень шума в помещении еще в большей степени, чем температура и относительная влажность, зависит от характера использования помещения и осуществляемой в нем деятельности. В жилых помещениях и помещениях сферы услуг наличие определенного уровня шума является нормальным явлением. Иногда некоторые шумы могут выполнять и положительную роль при подавлении других, неприятных на слух шумов.

Для правильного осуществления контроля за уровнем шума при работе систем вентиляции и кондиционирования важно учитывать следующие основополагающие правила:

- наличие некоторого шума в помещении неизбежно. При некоторых обстоятельствах он может быть даже полезен.
- система вентиляции и кондиционирования может непосредственно являться источником шума либо передавать его в другие помещения с меньшим уровнем шума;
- для обеспечения максимальной эффективности при умеренных затратах меры по контролю за уровнем шума должны предусматриваться уже на стадии проектирования систем. Любая мера, принимаемая после монтажа установки, обычно является менее эффективной и более дорогостоящей, к тому же нет гарантий, что появятся дополнительные материальные возможности для ее осуществления.

5.1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ШУМЕ

Шумы и звуки создаются волнами, возникающими при сжатии и расширении, в воздухе, воздуховодах, системе гидравлики, в жидкостях, передвигающихся по трубам в структуре здания. Скорость распространения звука в воздухе — около 340 м/с, в жидкостях и твердых телах эта скорость значительно возрастает. Например, в воде она составляет 1370 м/с, в дереве — 3350 м/с, а в стали — 4880 м/с.

Основным параметром шума является его частота. Она соответствует количеству колебаний в секунду волн расширения и сжатия.

Единицей измерения частоты является герц. Один герц (1 Гц) равен одному колебанию в секунду; 250 Гц равнозначны 250 колебаниям в секунду и т.д. Человек способен различать звуки в пределах от 20 Гц до 20000 Гц. Обычно выделяют три диапазона частот: низкие, средние и высокие. Диапазон низких частот включает частоты от 20 до 200 Гц, средних — от 250 до 1000 Гц

и высоких — до 8000 Гц и выше. Звук частотой ниже 20 Гц называется инфразвуком и не различается, однако он может стать причиной появления шума в стенках воздуховодов или иных легких структур.

При нормальных условиях работы малых и средних систем вентиляции и кондиционирования воздуха рассмотрению подлежит узкий спектр частот, как правило, от 63 до 4000 Гц, значительно реже до 8000 Гц.

Полоса частот подразделяется на восемь стандартных групп волн, называемых «восьмеричными группами». Каждая группа определяется средней для нее частотой волн: 63 Гц, 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц, 1000 Гц, 2000 Гц, 4000 Гц и 8000 Гц. Каждая средняя частота группы является половиной от значения следующей и вдвое больше значения предыдущей. Подразделение на «восьмеричные» группы помогает представить «звуковой спектр» шума с распределением звуковой энергии по разным частотам.

ИЗМЕРЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШУМА

Измерить силу шума в обычной системе измерения (то есть в ваттах) практически невозможно, поскольку он распространяется в очень широком спектре частот. Так, например, при выходе воздуха низкого давления из распределителя в помещение она составляет 10^{-11} Вт, в то время как сила шума при взлете самолета равняется 10^4 Вт.

Это обусловило введение для измерения шума новой величины логарифмического типа — децибел (дБ).

С помощью децибел становится возможным представить показатели шума величинами от двух до трех цифр в пределах измерения диапазона колебания звука. Показатели в дБ характеризуют т.н. «звуковой уровень» шума. Обратившись к приведенному выше примеру, можно сказать, что уровень шума от струи воздуха, выходящей из распределителя равен 20 дБ, а при взлете самолета он составляет 160 дБ. Единица измерения дБ является не абсолютной величиной измерения, а производной от логарифмической функции отношения двух величин, одна из которых берется в качестве базовой.

В табл. V.1 указаны величины уровня шума, соответствующие различным источникам.

Таблица V.1

ТИПИЧНЫЕ ИСТОЧНИКИ ШУМА

Источник шума	Уровень шума, дБ
Самолет при взлете	160
Крик	90
Шум в поезде при движении	85–90
Шум оживленной улицы	55–60
Воздухораспределители в торговом зале	50
Обычная беседа в комнате средних размеров	45–50
Шум на тихой улице	30–35
Шепот на расстоянии 1 м	25
Тихий сад	20

Уровень мощности звука [шума]

При работе любой машины часть энергии переходит в энергию звука. Мощность звука есть энергия, выделяемая установкой в виде шума за единицу времени.

Уровень мощности звука (L_w), выраженный в дБ, представляет собой отношение мощности звука вблизи источника (W_l , Вт) к нулевому уровню, за который принята мощность звука $W_0 = 10^{-12}$ Вт, и может быть определен по формуле

$$L_w = 10 \lg \frac{W_l}{W_0}, \text{ дБ.}$$

Для примера, если мощность звука вблизи установки W_l равна 1 Вт, соответствующий уровень мощности звука (L_{w1}) будет равен

$$L_{w1} = 10 \lg \frac{1}{10^{-12}} = 10 \lg 10^{12} = 120 \text{ дБ.}$$

Если же мощность звука равна 0,001 Вт, то уровень мощности звука (L_{w2}) равен

$$L_{w2} = 10 \lg \frac{10^{-3}}{10^{-12}} = 10 \lg 10^9 = 90 \text{ дБ.}$$

На этих простых примерах видно как, используя показатели соответствующих уровней звука, можно определить величины звуков (шумов), располагающихся в широком спектре и выраженных в дБ.

Мощность звука и уровень мощности звука не зависят от типа установки, от расстояния или от других внешних факторов. Они представляют собой постоянную величину, связанную с параметрами и режимом функционирования установки. По этой причине уровень мощности звука представляет собой очень важный показатель при проектировании и сопоставлении акустических параметров установок. Он не может быть замерен непосредственно и определяется косвенно с помощью специального оборудования.

Уровень давления звука

Давление звука — это ощущение звука на слух. Уровень давления звука (L_p) выражается в дБ. Его измерение производится специальным прибором — шумомером. Уровень давления звука определяется по следующей формуле:

$$L_p = \frac{P_1}{P_0}, \text{ дБ,}$$

где P_1 — давление звука вблизи источника, мкПа;

P_0 — $2 \cdot 10^{-5}$ Па — базовая (контрольная) величина.

В зависимости от уровня мощности звука уровень давления звука не является фиксированной величиной. На его формирование влияют многочисленные внешние факторы, зависящие от тех условий, в которых производилось измерение. Основными показателями являются расстояние до установки, наличие возможных отражающих поверхностей, высота расположения шумомера над поверхностью во время замера и т.д.

На открытом воздухе уровень давления звука сокращается примерно на 6 дБ при каждом удвоении расстояния от источника шума. В помещениях аналогичное понижение давления может составить 3–4 дБ.

Человек по-разному реагирует на воздействие звука разной частоты. Максимальная чувствительность наблюдается при частоте звука 4000 Гц, а при низких частотах (до 200 Гц) чувствительность его падает. От 200 до 2000 Гц чувствительность достаточно стабильна.

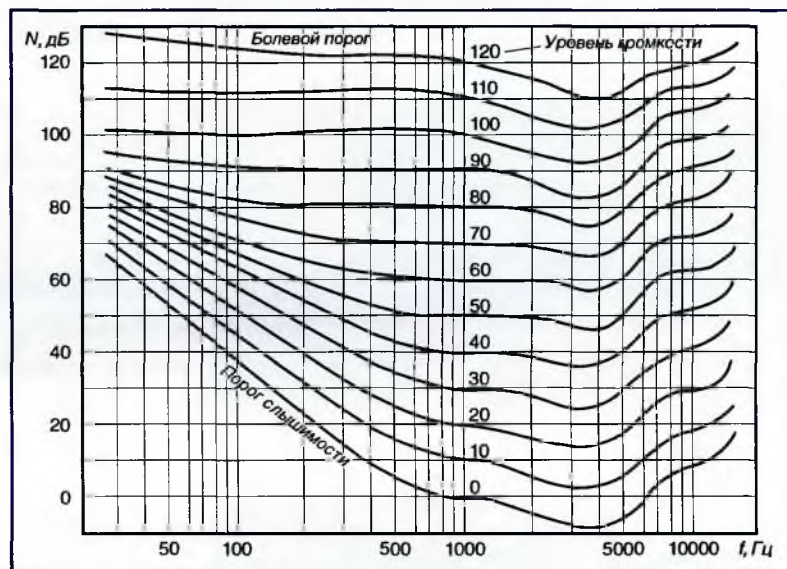
Слуховые ощущения человека, зависящие от силы звука и его частоты, могут быть выражены величиной громкости звука.

Обычно принято оценивать громкость звука, сравнивая ее с громкостью простого тона, имеющего частоту 1000 Гц. Уровень силы звука с частотой 1000 Гц, столь же громкого, как и измеряемый звук, называется уровнем громкости.

Наибольшей чувствительностью человек обладает при частотах от 1000 до 4000 Гц.

Кривые равной громкости, приведенные на рис. V.2., показывают, как должен изменяться уровень силы звука в зависимости от частоты для сохранения неизменной громкости звука. Кривые приведены для разных уровней громкости. На частоте 1000 Гц уровни громкости звука и уровни силы звука совпадают. При малых уровнях громкости человек менее чувствителен к звукам низких и высоких частот, чем к звукам средних частот.

Рис. V.2.
Кривые равной громкости



Примечание. Порог слышимости, или нулевой уровень, — значения звукового давления или силы звука, при которых звук перестает быть слышимым. Порогу слышимости на частоте 1000 Гц соответствует звуковое давление 20^{-6} Па, сила звука 10^{-12} Вт/м².

Порог болевого ощущения — значения звукового давления или силы звука, при которых ощущение звука превращается в болевое ощущение. Порогу болевого ощущения на частоте 1000 Гц соответствует звуковое давление 20 Па и сила звука 10 Вт/м².

В отечественной и зарубежной технической документации, как правило, шумовые характеристики оборудования представляются в виде таблиц, содержащих не только уровень звуковой мощности в дБ с разбивкой по октавным полосам частот, но и общий уровень звукового давления в дБ (А).

В качестве примера в табл. V.3 приведены шумовые характеристики чиллеров WRAN 21-71, представленные в технической документации фирмы CLIVET.

Таблица V.3

ШУМОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Типо- размер WRAT	Уровень звуковой мощности, дБ							Общий уровень звукового давления, дБ(А)*
	Среднее значение частоты октавной полосы частот, Гц							
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
21	64,1	58,4	61,2	65,0	61,6	53,3	41,1	41,8
25	68,8	64,2	66,7	66,9	63,0	54,9	45,3	42,6
31	58,1	61,1	64,6	63,4	60,7	52,4	41,4	38,4
51	64,6	67,6	68,2	68,6	65,0	58,6	50,6	43,8
71	60,6	67,8	67,6	67,7	64,8	60,0	53,1	43,2

Примечание. Приведенные уровни мощности звука относятся к чиллерам, работающим с полной нагрузкой и максимальной частотой вращения вентиляторов, при температуре охлажденной воды на выходе 7 °С и температуре воздуха на входе в конденсатор 32 °С.
*) Уровень звукового давления измеряют на расстоянии 10 м от поверхности блока, работающего на открытом воздухе.

Нормативные уровни звукового давления (устанавливаемые санитарными нормами как допустимые для помещений различного назначения) тоже неодинаковы для шума разных частот. Уровни звукового давления в октавных полосах частот в дБ, уровни звука в дБ для шума, создаваемого в помещениях и на территориях, прилегающих к зданиям, системами вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления, в соответствии со СНиП 11-12-77 следует при

Таблица

Помещения и территории	Уровни звукового давления L (эквивалентные уровни звукового давления $L_{\text{экв}}$) в дБ в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами в Гц								Уровни звука L_p и эквивалентные уровни звука $L_{\text{экв}}$ в дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1. Палаты больниц и санаториев, операционные больницы	51	39	31	24	20	17	14	13	25
2. Жилые комнаты квартир, жилые помещения домов отдыха и пансионатов, спальные помещения в детских дошкольных учреждениях и школах-интернатах	55	44	35	29	25	22	20	18	30
3. Кабинеты врачей больниц, санаториев, поликлиник, зрительные залы концертных залов, номера гостиниц, жилые комнаты в общежитиях	59	48	40	34	30	27	25	23	35
4. Территории больниц, санаториев, непосредственно прилегающие к зданию	59	48	40	34	30	27	25	23	35
5. Территории, непосредственно прилегающие к жилым домам (в 2 м от ограждающих конструкций), площадки отдыха микрорайонов и групп жилых домов, площадки детских дошкольных учреждений, участки школ	67	57	49	44	40	37	35	33	45
6. Классные помещения, учебные кабинеты, аудитории школ и других учебных заведений, конференц-залы, читальные залы, зрительные залы театров, клубов, кинотеатров, залы судебных заседаний и совещаний	63	52	45	39	35	32	30	28	40
7. Рабочие помещения управлений, рабочие помещения конструкторских, проектных организаций и научно-исследовательских институтов	71	61	54	49	45	42	40	38	50
8. Залы кафе, ресторанов, столовых, фойе театров и кинотеатров	75	66	59	54	50	47	45	43	55
9. Торговые залы магазинов, спортивные залы, пассажирские залы аэропортов и вокзалов, приемные пункты предприятий бытового обслуживания	79	70	63	58	55	52	50	49	60

Примечания: 1) Уровни звукового давления в октавных полосах частот в дБ, уровни звука и эквивалентные уровни звука в дБА для шума, создаваемого в помещениях и на территориях, прилегающих к зданиям, системами кондиционирования воздуха, воздушного отопления и вентиляции следует принимать на 5 дБ ниже (поправка $\Delta_n = -5$ дБ), указанных в табл. 1 или фактических уровней шума в помещениях в рабочее время, если последние не превышают значений, указанных в настоящей таблице (поправку для тонального шума по табл. 2 в этом случае принимать не следует).
2) Эквивалентные уровни звука в дБА для шума, создаваемого средствами транспорта (автомобильного, железнодорожного, воздушного) в 2 м от ограждающих конструкций зданий, обращенных в сторону источников шума, допускается принимать на 10 дБА выше (поправка $\Delta_n = +10$ дБА) уровней звука, указанных в табл. 1.

мать на 5 дБ ниже допустимых уровней шума в помещениях, если последние не превышают допустимые уровни звукового давления.

Допустимые уровни шума для систем вентиляции и кондиционирования воздуха, представленные в указанном СНиПе, даны в *табл. V.4*.

Сумма нескольких источников шума

Шум от нескольких источников не соответствует простой сумме шумов от отдельных источников. Он определяется формулой, в которой учитывается разница между самым большим уровнем шума и самым малым.

Рассмотрим случай, когда две установки находятся рядом одна с другой. Уровень шума одной из них равен 75 дБ, а другой — 69 дБ. Рассчитаем общий уровень шума.

Во-первых, мы должны вычислить разницу между величинами шумов:

$$(75 - 69) = 6 \text{ дБ.}$$

Теперь в *табл. V.5* по значению разницы 6 дБ (верхняя строка) определяем показатель 1,0 дБ (нижняя строка).

Этот показатель надо добавить к величине уровня шума от наиболее «шумного» источника.

Соответственно получаем

$$(75 + 1) = 76 \text{ дБ.}$$

Таким образом, общий уровень шума при работе двух установок будет равен 76 дБ.

Если бы показатели уровня шума двух машин были одинаковы, общий показатель был бы равен величине, на 3 дБ превышающей показатели шума каждой из них.

Например, в случае работы двух устано-

вок, уровень шума которых равен 70 дБ, общий уровень шума равен 73 дБ.

При разнице двух показателей, превышающей 10 дБ, общий уровень шума соответствует величине наибольшего из двух показателей. Например, если работают две установки с уровнем шума соответственно 65 и 40 дБ, общий уровень шума составляет 65 дБ.

Когда необходимо определить общий уровень шума от трех или более источников шума, процедура вычисления не изменяется и показатели шума рассматриваются парами, от меньшего к большему.

Предположим, что работают три установки с показателями уровня шума 80 дБ; 78 дБ и 72 дБ.

Вначале измеряется разница двух меньших показателей шума:

$$(78 - 72) = 6 \text{ дБ.}$$

В *табл. V.5* по значению 6 дБ находим показатель, равный 1 дБ, значение которого мы и добавляем к показателю большего из двух уровней шума:

$$(78 + 1) = 79 \text{ дБ.}$$

Теперь надо найти разницу между значением 80 дБ и только что вычисленной величиной в 79 дБ:

$$(80 - 79) = 1 \text{ дБ.}$$

В *табл. V.5* по значению 1 дБ находим показатель, равный 2,6 дБ, который надо прибавить к 80 дБ:

$$(80 + 2,6) = 82,6 \text{ дБ.}$$

Таким образом, уровень в 82,6 дБ является общим показателем шума при работе трех установок.

Таблица V.5

СУММА ДВУХ УРОВНЕЙ ШУМА. ЭТОТ ПОКАЗАТЕЛЬ НАДО ДОБАВЛЯТЬ К ПОКАЗАТЕЛЮ НАИБОЛЬШЕГО ШУМА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ РАЗНИЦЫ НАИБОЛЬШЕГО И НАИМЕНЬШЕГО ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Разница двух показателей шума, дБ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Показатель, который надо добавлять к наибольшему значению шума, дБ	3	2,6	2,1	1,8	1,5	1,2	1,0	0,8	0,6	0,5	0,4

5.3

МЕТОДЫ АНАЛИЗА ШУМОВ

При проектировании систем вентиляции или кондиционирования иногда необходимо знать звуковой спектр шумов, то есть распределение энергии шума по различным частотам волн. В частности, это требуется для сопоставления данного звукового спектра с графиком анализа шумов, разработанным ISO (Международная организация по стандартам) и ASHRAE (Американская ассоциация инженеров). Эти графики с помощью цифр описывают изменение параметров шума с учетом чувствительности человеческого уха. Чаще всего делается ссылка на следующие графики:

Рис. V.6.
Графики
Noise Ratings ISO

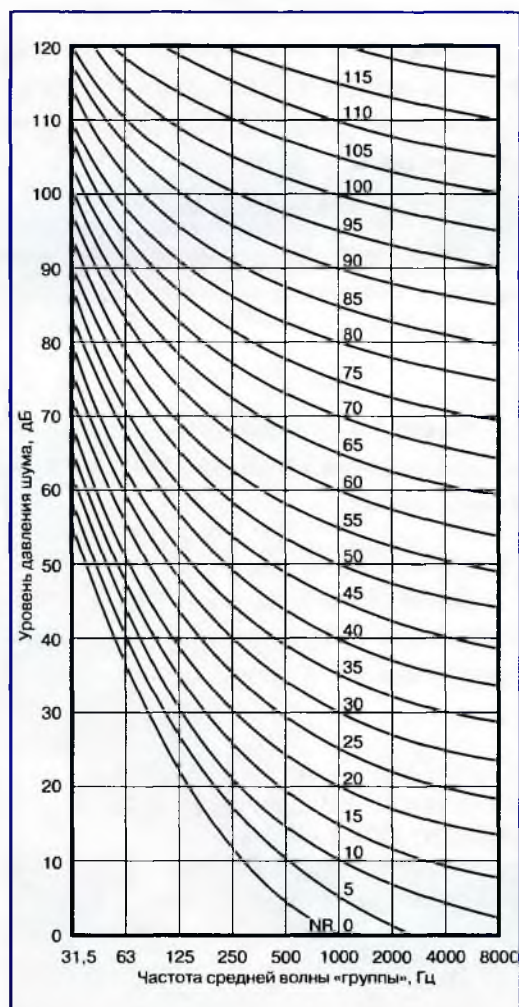


Рис. V.7.
Графики
Noise Criteria

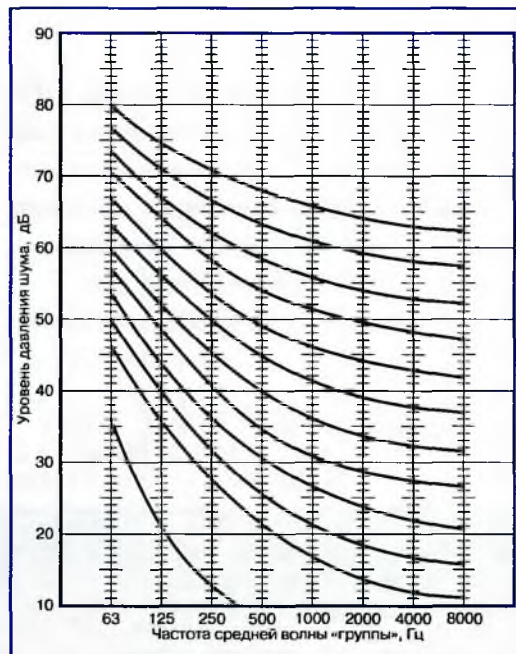
Noise Ratings (Рейтинг шума) ISO, Noise Criteria (Критерии шума) и Room Criteria (Критерии помещений) ASHRAE.

Графики Noise Ratings NR (Рис. V.6) ISO

ISO разработала серию графиков показателей равной чувствительности человеческого уха, называемых Noise Ratings. Они соответствуют наличию постоянного шума широкого спектра частот, не имеющего чистых тонов и импульсов. Каждый график имеет свой номер, соответствующий определенному уровню давления шума в дБ на частоте 1000 Гц. Графики помещены на диаграмме, где по горизонтали отмечаются показатели частоты, средней для группы частот, а по вертикали — уровни давления шума L_p в дБ.

Графики Noise Criteria (Рис. V.7) ASHRAE

Графики Noise Criteria NC (Критерии шума) ASHRAE практически похожи на графики NR ISO. По горизонтали отмечаются



показатели частоты, средней для группы частот, а по вертикали — уровни давления шума L_p в дБ. Они широко используются не только американскими проектировщиками, но и многими международными организациями. Каждый график соответствует определенному уровню давления шума при частоте от 1000 до 2000 Гц.

Как видно из графика, критерии применения обоих показателей также очень схожи между собой.

Графики Room Criteria (Рис. V.8).

В настоящее время ASHRAE отказалась от использования этих графиков, предпочитая работать с более современными графиками Room Criteria.

Графики Room Criteria RC были разработаны несколько лет назад специально для того, чтобы изучать уровень шума, производимого установками по кондиционированию воздуха.

По форме они отличаются от двух предыдущих и приближаются к показателям шумов широкого спектра, которые не производят неприятное воздействие на человека. Если спектр шумовых волн от источника шума соответствует определенному графику изменений в пределах 2 дБ, то производимый шум относится к категории «нейтрального». Если же он превышает более чем на 5 дБ показатели графика низкой частоты (31–500 Гц), может возникать «эффект треска». Превышение более чем на 3 дБ при высоких частотах (1000–4000 Гц) может приводить к появлению «эффекта свиста». Наконец, если шум, производимый источником шума, находится в зоне графика между точками А и В в левой верхней части диаграммы, может наблюдаться «эффект вибрации» стенок легких конструкций (прокатного листа воздухопроводов, подвесных потолков и т.д.).

Использование графиков

После определения «восьмеричной группы», к которой принадлежит частота звука,

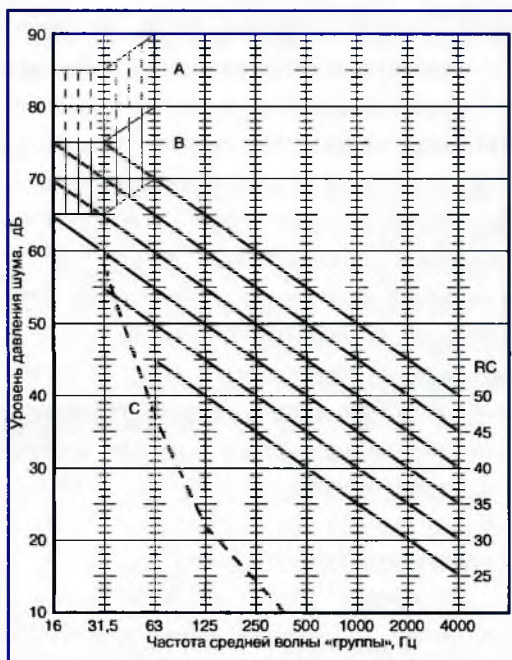


Рис. V.8.
Графики «Критерии помещений»
Room Criteria

Таблица V.9

ПОКАЗАТЕЛИ ФОНОВОГО ШУМА В ROOM CRITERIA И NOISE CRITERIA ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ЖИЛЫХ ПОМЕЩЕНИЙ И ПОМЕЩЕНИЙ ПРЕДПРИЯТИЙ СФЕРЫ УСЛУГ

Уровень RC или NC, дБ	
Гостиницы	
Одноместные номера, номера «люкс»	30–35
Конференц-залы, банкетные залы	30–35
Коридоры, холлы	35–40
Рестораны	40–45
Офисные помещения	
Зал заседаний, конференц-зал	25–30
Кабинеты руководства	25–30
Кабинеты общего пользования	35–40
Компьютерные залы	40–45
Зоны свободного передвижения персонала, прочие	35–40
Школьные учреждения	
Классы, конференц-залы	25–30
Помещения общего пользования	35–40
Жилые помещения	
Индивидуальный дом	25–35
Квартира	30–35

Примечания: 1) Указанные в таблице параметры даны по материалам ASHRAE.

2) Рекомендуемый уровень шума RC — нейтральный.

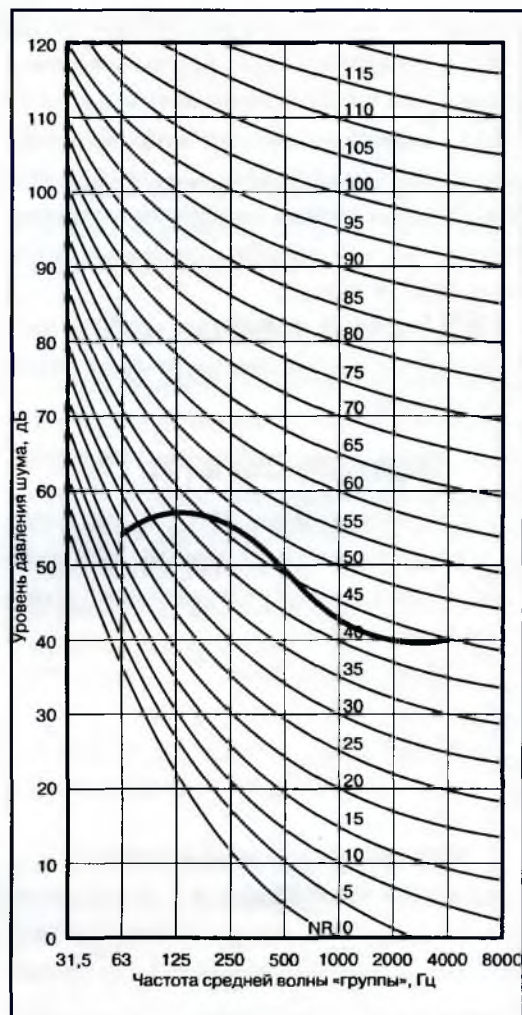
3) Уровень NC допустим, когда в звуковом спектре отсутствуют шумы низкой и высокой частоты.

Рис. V.10.
График изменения
показателей шума
вентилятора
на графике
Noise Ratings ISO

производимая источником шума, или которая характеризует акустические условия того или иного помещения, ее следует перенести на график, например на график Noise Rating ISO. Если спектр шума изменяется в некоторых точках в соответствии с показателями графика в диапазоне плюс-минус 5 дБ, то изменения данного звука полностью соответствуют определенной таким образом кривой. Если же отклонение от графика превышает в ту или другую сторону указанный диапазон 5 дБ, то данный звук описывается следующей кривой, находящейся непосредственно над данным графиком. На рис. V.10. приведен примерный вариант замера.

При средних показателях частоты график изменения показателей шума вентилятора располагается между кривой NR40 и кривой NR45. Поскольку показатель шума вентилятора не превышает значение кривой более чем на 5 дБ, частотный спектр данного вентилятора может быть определен как NR45.

Показатели уровней фонового шума, типичные для RC и NC графиков, для различного типа жилых помещений и помещений, используемых под малые и средние предприятия сферы услуг, приведены в табл. V.9.



5.4

ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ И ПОГЛОЩЕНИЕ ШУМА

Характеристики звукоизоляции и поглощения шума часто путают между собой, хотя они имеют разную природу. Рассмотрим их более подробно. Звукоизоляция предотвращает передачу звуковой энергии, производимой источником шума, на различные расстояния. Например, компрессор кондиционера, являющийся источником шума, может помещаться в звукоизолированном коробе. Звукоизоляция специальных помещений (стен, потолка и пр.) производится с использованием «тяжелых» материалов: стеной кладки, стального листа, свинцовых пластин и т.д. Избыточная звуковая энергия частично поглощается стенами (и переходит в тепловую), а частично отражается обратно в направлении источника шума.

На рис. V.11. показан теоретический график изоляционных свойств стен различного типа относительно их массы. Из него ясно следует, что чем больше удельный вес стеной кладки, тем выше ее изоляционные качества. Чаще всего все «тяжелые» стены являются также «твердыми», вследствие чего они хорошо отражают звуковую энергию. В некоторых условиях эти хорошие звукоизоляционные свойства могут вызывать нежелательный эффект, который следует предотвращать. Например, при работе вентиляционных установок, имеющих большой уровень шума, в помещениях с «твердыми» стенами (цемент, плитка и т.д.) может возникать эффект резонанса звука. В результате показатели уровня шума в помещении могут значительно возрасти, намного превы-

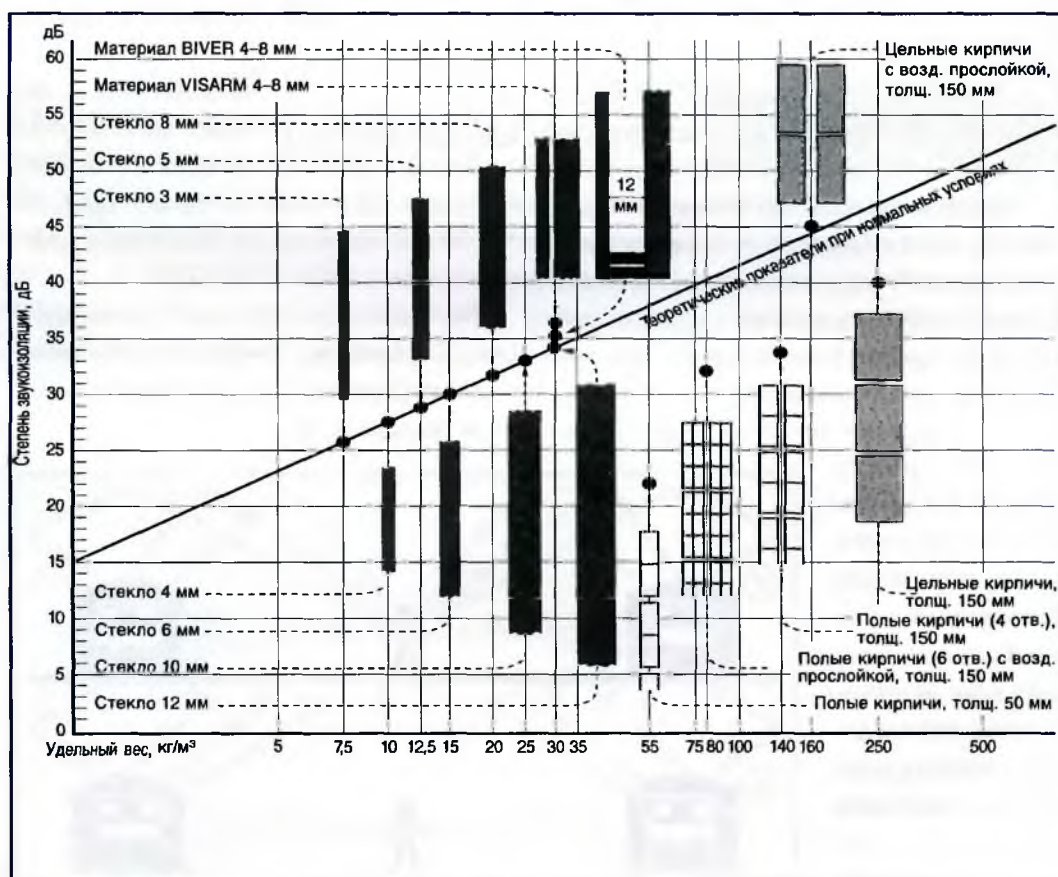


Рис. V.11.
График
теоретического
изменения
изоляционных
акустических свойств
стен в зависимости
от их удельного веса

сив показатели звукового давления установок, замеренного в обычных условиях работы.

Второй показатель, связанный с поглощением шума, заключается в «гашении» силы звука различными материалами, что, в свою очередь, снижает его отражаемость.

Степень поглощения звука в помещении (А), выражаемая в квадратных метрах, может быть определена следующей формулой:

A = α · S,

- где α — коэффициент поглощения звука материалом;
- S — площадь поверхности (м²), обработанной или выполненной из материала, поглощающего звук.

Коэффициенты поглощения звука α некоторых материалов приведены в табл. V.12.

щающие материалы почти всегда накладываются на звукоизоляционные с тем, чтобы обеспечить одновременно и звукоизоляцию, и звукопоглощение.

В случае правильного подбора звукопоглощающих материалов для покрытия стен или панелей потолка можно значительно компенсировать эффект возрастания уровня шума, возникающий при наличии в помещении «твердых стен» (см. рис. V.13.).

В настоящее время производятся так называемые композиционные материалы, состоящие из изоляционных пластин со звукопоглощающими прослойками. Чаще всего используются пластины, имеющие одну или две свинцовых прослойки со слоем пенопласта, или другого зву-

Таблица V.12

Тип материала	Частота волн источника шума, Гц						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
Цемент	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
Стальной лист	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,07
Прокладка из стекловолокна толщиной 25 мм, 15 кг/м²	0,02	0,03	0,22	0,69	0,91	0,96	0,99
Прокладка из стекловолокна толщиной 50 мм, 15 кг/м²	0,18	0,22	0,82	1,00	1,00	1,00	1,00
Пенопласт толщиной 70 мм: 20 мм основной слой, 50 мм пирамидальные выступы 30 кг/м³	—	0,18	0,30	0,45	0,48	0,50	0,58

ста, или другого звукопоглощающего материала.

В помещениях с «твердыми» стенами целесообразно размещать вентиляционные установки и кондиционеры, имеющие очень низкий уровень шума. Если

Мероприятия по поглощению звука связаны с использованием пористых материалов, таких как, например: стекловата и минеральная вата, пенопласт с открытыми ячейками, пробка, ковролин и т.д. Эти материалы не могут полностью поглотить звук, но они уменьшают его на некоторую величину. Опыт подсказывает, что шумно работающий кондиционер невозможно изолировать пенопластом, хотя сам по себе этот материал обладает очень высокими звукопоглощающими свойствами.

же помещения хорошо поглощают шум, могут быть использованы и установки с большим уровнем шума.

Как видно из рисунков, после звукопоглощающей обработки «твердых» стен в помещении уровень звуковых колебаний значительно сокращается.

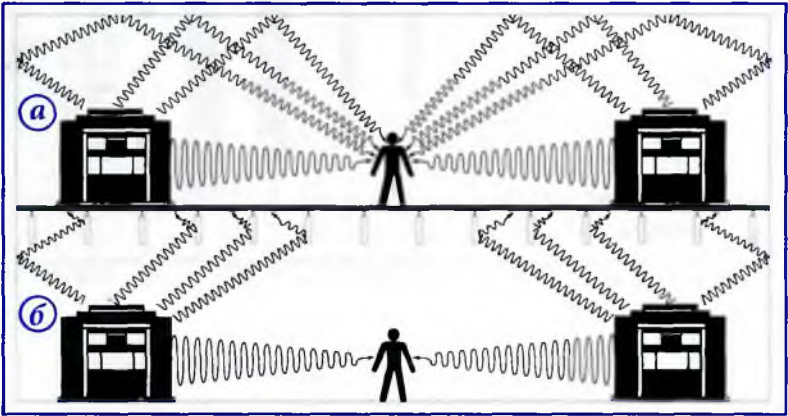


Рис. V.13. Отражение звука от «твердых» стен в помещении (А); то же помещение после звукопоглощающей обработки (Б)

Следует отметить, что звукопогло-

5.5

СНИЖЕНИЕ ШУМА В ЗАВИСИМОСТИ
ОТ РАССТОЯНИЯ

Как и другие формы энергии, мощность звука уменьшается по мере удаления от источника шума. При свободном распространении это сокращение примерно равняется 6 дБ при каждом удвоении расстояния от источника.

Эффект снижения уровня шума при передаче его на расстояние может быть рассчитан по формулам, устанавливающим взаимосвязь показателя уровня мощности и уровня давления звука.

Если известен показатель уровня мощности звука (L_W) и требуется определить уровень давления звука (L_p) на определенном расстоянии r от источника звука, то используется следующее уравнение

$$L_p = L_W - \lg r - 11, \text{ дБ.}$$

где r — расстояние в метрах от источника до объекта попадания.

Рассмотрим несколько примеров. Если холодильный блок с воздушным охлаждением имеет характеристики мощности звука 80 дБ и необходимо измерить уровень давления производимого им шума на расстоянии 8 м, это можно было бы сделать с помощью уравнения

$$L_p = 80 - \lg 8 - 11 = (80 - 0,9 - 11) = 68,1 \text{ дБ.}$$

Если имеется показатель уровня давления звука (L_{p1}), замеренный на определенном расстоянии (r_1) от источника и требуется определить уровень давления звука (L_{p2}) на другом расстоянии (r_2), то применяется следующее уравнение

$$L_{p2} = L_{p1} - 20 \lg \frac{r_2}{r_1}, \text{ дБ.}$$

Рассмотрим работу установки, у которой измерен уровень давления звука на расстоянии 8 м, составивший 50 дБ. Требуется измерить уровень давления звука на расстоянии 4 м. Используя вышеуказанную формулу, вычисляем

$$L_{p2} = 50 - 20 \lg \frac{4}{8} = (50 + 6) = 56 \text{ дБ.}$$

В действительности же снижение уровня шума не связано только с удаленностью от его источника. Сказываются и другие факторы, вызванные, например, поглощением звука поверхностью пола, встречающимися препятствиями и т.д. Однако чаще всего влияние этих факторов трудно учесть в метрической форме. Приведенные выше уравнения учитывают лишь геометрическую составляющую (расстояние от источника шума).

ШУМ, СОЗДАВАЕМЫЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫМИ УСТАНОВКАМИ И КОНДИЦИОНЕРАМИ

Вентиляционные установки, кондиционеры и тому подобное оборудование в любом случае производят определенный шум при своем функционировании. При работе оборудования в наиболее часто используемых малых и средних объемах помещений среди основных факторов возникновения шума могут быть названы:

- ◆ в холодильном блоке основные источники шума — это компрессор и вентилятор конденсатора. Из общего объема шума на компрессор приходится 22%, на вентилятор — 40%, а на холодильный контур и трубопроводы — остающиеся 38%;
- ◆ в воздушных конденсаторах шум производят только вентиляторы;
- ◆ в фанкойлах (кондиционерах-доводчиках) шум производится только вентиляторами;
- ◆ в автономных кондиционерах моноблочного исполнения шум создается компрессором и вентилятором теплообменника. В установках с воздушным охлаждением встроенные центробежные вентиляторы производят дополнительный шум;
- ◆ в автономных кондиционерах типа *Roof-Top* основные источники шума — вентиляторы конденсатора, компрессор и вентиляторы теплообменника;
- ◆ в вентиляционных установках и вентиляционных секциях центральных кондиционеров шум и вибрация возникают от вентилятора и от трансмиссии мотор-вентилятор. Вращающиеся элементы, недостаточно отрегулированные и плохо отцентрованные, а также изношенные подшипники и т.д., могут заметно повысить уровень производимого шума;
- ◆ в насосах шум производится двигателем, валом в подшипниках и трансмиссией (если таковая имеется). В случаях дефектов функционирования либо проектировки могут возникать эффекты создания полостей в насосах, приводящие к появлению характерных дополнительных шумов;
- ◆ различные компоненты (насосы, перегородки и т.д.). Шум производится не непосредственно самими этими компонентами, а при перемещении в них жидкости

Таблица V.14

ТИПИЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ УРОВНЕЙ ДАВЛЕНИЯ ШУМА ДЛЯ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Оборудование	Уровень давления шума, дБ
Фанкойлы, вентиляторные конвектора	25–50
Конденсаторы с воздушным охлаждением мощностью 7–22 кВт	40–43
Конденсаторы с воздушным охлаждением мощностью 29–130 кВт	44–48
Холодильные блоки с воздушным охлаждением мощностью 7–42 кВт	35–42
Холодильные блоки с воздушным охлаждением мощностью 7–21 кВт	40–43
Холодильные блоки с воздушным охлаждением мощностью 24–105 кВт	42–48
Внутренние блоки кондиционеров сплит-систем кассетного типа мощностью 3,8–13,4 кВт	44–50
Внутренние блоки кондиционеров сплит-систем напольно-потолочного типа мощностью 8–13,4 кВт	41–42

Примечания: 1) Для установок, работающих в помещениях, измерения проводились на расстоянии 1 и 1,5 м от установки.

2) Для установок внешнего размещения (открытые площадки) на расстоянии 10 м.

3) Для холодильных блоков с водяным охлаждением — 5 м от установки.

(воды) или воздуха. Обычно при любом изменении параметров потока производится шум, который может быть замечен на фоне ранее существовавшего.

Обычно кондиционеры для средних и малых помещений имеют незначительные параметры уровня шума. Уровень давления шума L_p может варьироваться от 25 дБ (А) маленького вентилконвектора (на расстоянии 1,5 м от источника) до 50 дБ холодильного блока с воздушным охлаждением (на расстоянии 10 м от источника).

Некоторые типичные показатели уровней давления шума кондиционеров и их компонентов приводятся в *табл. V.14*.

Кроме показателей уровня шума часто бывает необходимо знать диапазон частот шума, производимого кондиционерами. Типичные показатели частот приведены в *табл. V.15*.

Передача шума о установках

В установках по кондиционированию (вентиляции) передача шума от источника во внешнюю среду происходит тремя способами:

- ◆ передача шума по воздуху: источником шума может быть установка, воздухоприемник, труба, стенка и т.д. Этот шум непосредственно воспринимается людьми. Он может распространяться как во внутреннем, так и во внешнем пространстве. Например, холодильный блок кондиционера с воздушным охлаждением, расположенный на крыше здания, производит шум, распространяющийся на окружающую территорию, но он может проникать и внутрь здания, доставляя беспокойство жильцам;
- ◆ шум гидравлических систем: передается через жидкости, текущие по трубам. Он может возникать в результате образования полостей в насосе, резких изменений диаметра трубы, действием клапанов и т.д.

Таблица V.15

ЧАСТОТЫ, В ДИАПАЗОНЕ КОТОРЫХ ПРОИЗВОДИТСЯ НАИБОЛЬШЕЕ КОЛИЧЕСТВО ШУМА В КОНДИЦИОНЕРАХ

Оборудование	Частоты, Гц
Холодильные блоки с воздушным охлаждением и компрессорно-конденсаторные агрегаты с воздушным охлаждением	250–2000
Вентиляционные конвектора и фанкойлы	125–1000
Вентиляторы и насосы	50–500
Вентиляционные решетки (перегородки)	350–2500
Распределители потоков воздуха	800–6000

Он может распространяться на большие расстояния, вызывая беспокойство.

- ◆ шум, распространяемый через сооружения. Его источник — вибрация, передаваемая от установки к строительным конструкциям здания. Вибрации могут передаваться на большие расстояния, затем «проявляясь» в виде шума, передаваемого по воздуху. На *рис. V.16* показана такая схема передачи шума через постройки и через воздух внутри помещения.

Поглощение шума, передаваемого установками и трубами через пол и стены, осуществляется обычно с помощью антивибрационных подставок и прокладок. Обычно в установках малой и средней мощности речь идет об эластичных прокладках из стекловолокна или эластомеров, помещаемых в местах соприкосновений.

Гидравлический шум и шум, передаваемый через сооружения, обычно воздействуют только на здание, в пределах которого они образуются, распространяясь на разные, порой удаленные его участки.

В обычной установке кондиционирования основными источниками шума, передаваемого по воздуху, являются:

- ◆ холодильный блок или внешний конденсатор с воздушным охлаждением;

Рис. V.16
Направления
распространения
шума по воздуху, через
несущие конструкции
в виде вибрации,
либо через контакт
с полом



- ◆ внутренние вентиляторы или фанкойлы;
- ◆ вентиляторы центральной системы обработки воздуха;
- ◆ воздухоприемники, распределители воздуха и решетки системы циркуляции воздуха;
- ◆ насосы;

◆ внутренние блоки кондиционеров с испарителями и продувочными вентиляторами и др.

В установках с воздуховодами шум распространяется от источника обработки воздуха по вентиляционным каналам в разных направлениях. Мощность звука, вырабатываемого вентилятором, подразделяется приблизительно следующим образом: 50% — на выходе и 50% — на входе воздуха. Поэтому шум проникает в помещение как через выводные воздухораздающие устройства, так и через заборные решетки.

Установка распространяет шум также через панели перекрытия помещения, в котором она находится. Шум, передаваемый через перекрытия, примерно на 15 дБ (плюс-минус 5 дБ) слабее звука от источника.

Нередко имеют дело с шумом, не произведенным установкой, но который поступает по каналам извне через распределитель, расположенный в шумном месте, либо по тому же вентиляционному каналу, пересекающему шумное помещение. Проходя через вентиляционные каналы, этот шум достигает других помещений, находящихся в некотором удалении, вызывая отрицательный эффект.

5.7

МЕРЫ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМА В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Меры по снижению шума в системах вентиляции и кондиционирования основываются на двух видах операций, применимых одновременно или последовательно:

- ◆ меры, относящиеся к самому источнику шума;
- ◆ меры, относящиеся к каналам передачи шума.

Эти меры всегда предусматриваются на стадии проектирования и применяются при монтаже систем (установок). В таком случае удастся получить наилучшие результаты при меньших затратах. Меры, принимаемые после завершения монтажа, никогда не могут дать такого же результата, и в любом случае затраты на такие работы значительно выше. По завершении работ некоторые меры могут оказаться просто материально невыполнимыми.

Выбор установки

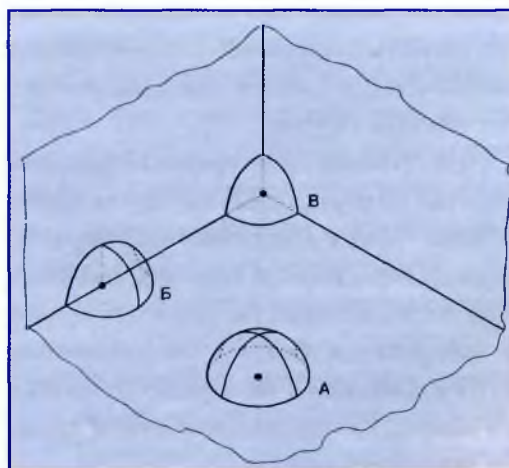
Низкий уровень шумовых характеристик установки прежде всего зависит от правильного выбора холодильной установки, блока переработки воздуха, вентиляторов и т.д., имеющих по возможности наименьшие показатели уровня шума, исходя из технических потребностей проекта. В особых случаях может быть сделан заказ на производство холодильной установки и других компонентов системы в специальном шумопонижающем исполнении (в определенных пределах, конечно), включающем звукоизолированные компрессоры, специальные малошумные вентиляторы, другие вращающиеся компоненты с низкой скоростью вращения. Эти модели позволяют почти всегда обеспечить низкий уровень шума вблизи установки.

Аналогичные меры могут быть приняты в отношении вентиляторов систем обработки воздуха. Всегда рекомендуется использовать вентиляторы, имеющие низкий уровень шума, чтобы избежать необходимости установки изоляторов. Следует отметить, что, если установка располагает системой забора воздуха, шумопоглощающие прокладки должны устанавливаться как на входных, так и на выпускных воздуховодах.

В некоторых случаях можно снизить скорость вращения вентилятора. Это выполнимо до тех пор, пока мощность и давление воздуха сохраняются в пределах допустимого. Обычно при снижении скорости (частоты вращения) вентилятора сокращается и уровень шума. Например, при уменьшении скорости на 20% уровень шума снижается на 5 дБ, снижение скорости на 30% сокращает его на 8 дБ и т.д.

Выбор места расположения (монтажа) установки

Когда установка монтируется вблизи одной, двух или трех отражающих стен,



§ 5.7.1 МЕРЫ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К САМОМУ ИСТОЧНИКУ ШУМА

Рис. V.17.
Влияние присутствия отражающих поверхностей вблизи установок или их компонентов на направление распространения шума и соответствующее увеличение уровня шума:

А — одна отражающая стена: + 3 дБ;

Б — две отражающие стены: + 6 дБ;

В — три отражающие стены: + 9 дБ.

необходимо принимать во внимание так называемый «фактор направления» распространения звуковой энергии. На *рис. V.17.* указаны три типичные положения, которые возникают при монтаже установок, распределителей и воздухозаборников.

Положение А часто используется для холодильных блоков, расположенных с внешней стороны, или распределителей под потолком.

Во всех случаях произведенный шум распространяется по принципу полусферы. Отражаясь от стены, он возрастает на 3 дБ относительно показателей шума, замеренного в свободном пространстве.

Положение Б — между двумя стенами — характерно для расположения вентиляционных агрегатов, фанкойлов, выносных конденсаторов с воздушным охлаждением и холодильных блоков малой мощности. В этом случае шум распространяется в сегменте $\frac{1}{4}$ сферы и, отражаясь от стен, возрастает на 6 дБ.

Наконец, в *положении В* (наиболее критический случай) шум отражается от трех стен. Он распространяется в сегменте $\frac{1}{8}$ сферы и, отражаясь от стен, возрастает на 9 дБ.

По этой причине всегда целесообразно избегать расположения установки в углах помещений. И, по возможности, располагать установки как можно дальше от стен.

Надо также учитывать, что распространение шума установками происходит в различных направлениях неравномерно. Почти всегда имеются участки поверхности с большими или меньшими показателями шума, что позволяет правильно сориентировать расположение установки, ограждая ее соответствующие стороны.

Для установок, монтируемых с внешней стороны, например, снаружи здания (холодильные блоки с воздушным охлаждением, кондиционеры *Roof-top*, выносные конденсаторы и т.д.), выбор их расположения должен не допускать как обратного проникновения шума в помещение, так и распространение его за пределы определенной зоны в пределах допустимых норм.

Вибрация, передаваемая установкой на опоры, может быть погашена благодаря применению специальных противовибрационных материалов.

Ниже приводятся некоторые полезные рекомендации по выбору места расположения установок:

- избегать расположения внутри шахт и лестничных пролетов. Уровень шума в них значительно возрастает;
- монтировать установки как можно дальше от дверей или окон. Даже несильный шум, который мог бы гаситься стеной, при его проникновении через открытую дверь или окно может приводить к нежелательным последствиям;
- установки с воздушным охлаждением имеют особенность по-разному распространять шум в зависимости от направления, имея «более шумные» и «менее шумные» стороны. Обычно более шумной является сторона выхода воздуха, а менее шумной — сторона забора воздуха (например, сторона теплообменника холодильника). Это также необходимо учитывать при монтаже установки;
- иногда может потребоваться создание вокруг установки защитного акустического барьера. С этой целью используют готовые панели, состоящие из стального листа и звукопоглощающих прокладок. Поверхность таких панелей, направленная на установку, имеет перфорацию, что позволяет обеспечить поглощение шума, а обратная сторона сплошная, что позволяет предотвратить его дальнейшее распространение. Высота панелей должна быть достаточной и не допускать прямого оптического просматривания установки.

Снижение уровня шума установки, достигаемое при использовании этих панелей, может составлять до 12–15 дБ.

Выбор скорости подачи воздуха по воздуховодам

Скорость подачи воздуха по воздуховодам также должна быть ниже определенных величин с тем, чтобы ограничить возникновение шума и исключить появления эффектов «гула».

Последние возникают из-за образования вдоль стенок воздуховодов турбулентности воздушных потоков, приводящей к появлению шумов низкой частоты. Шум низкой частоты очень трудно, почти невозможно, устранить после завершения монтажа установки. Поэтому особенно важно предусмотреть на стадии проектирования систем создание в воздуховодах потоков воздуха с низкой скоростью перемещения. Обычно шумы низкой частоты оказывают

Таблица V.18

ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ЭФФЕКТА ГУЛА В ВОЗДУХОВОДАХ.

МАКСИМАЛЬНАЯ ДОПУСТИМАЯ СКОРОСТЬ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ВОЗДУХА И МИНИМАЛЬНАЯ ТОЛЩИНА СТАЛЬНОГО ЛИСТА

Максимальные размеры воздуховода, м	Максимальная скорость воздуха, м/с	Минимальная толщина листа, мм
0,30 × 0,90	10	0,6
0,90 × 1,20	9	0,8
1,20 × 1,80	8	1,0

особый неприятный эффект на человека. В табл. V.18 указаны максимальные показатели скорости подачи воздуха по воздуховодам в зависимости от их размеров; кроме того указываются минимальные толщины используемого стального листа.

Эти действия относятся главным образом к понижению шума, передающегося по воздуховодам. Они являются отличными шумопередающими каналами, а иногда даже способствуют его усилению. В связи с этим возможны следующие нежелательные явления:

- распространение шума от вентилятора в соседние помещения, к которым имеются подводы воздуха. Шум может производиться как внутри канала, так и самими стенками воздуховода при их вибрации, передаваемой от вентилятора;
- проникновение шума в соседние помещения со стороны более шумных помещений через воздухоотборники и распределители воздуха, либо через стенки самого воздуховода;
- возникновение эффекта гула, как это было описано выше.

Для ограничения перечисленных шумовых явлений могут применяться различные меры. Такие как, ограничение максимальной скорости воздуха в воздуховодах или выбор минимальной толщины листа для изготовления воздуховодов (см. табл. V.18)

Далее приведем описание некоторых мероприятий по снижению шума, связанные со способом подсоединения отдельных элементов вентиляционных сетей, внутренним покрытием воздуховодов, установкой шумоглушителей и пр.

Подсоединение вентилятора к воздуховоду

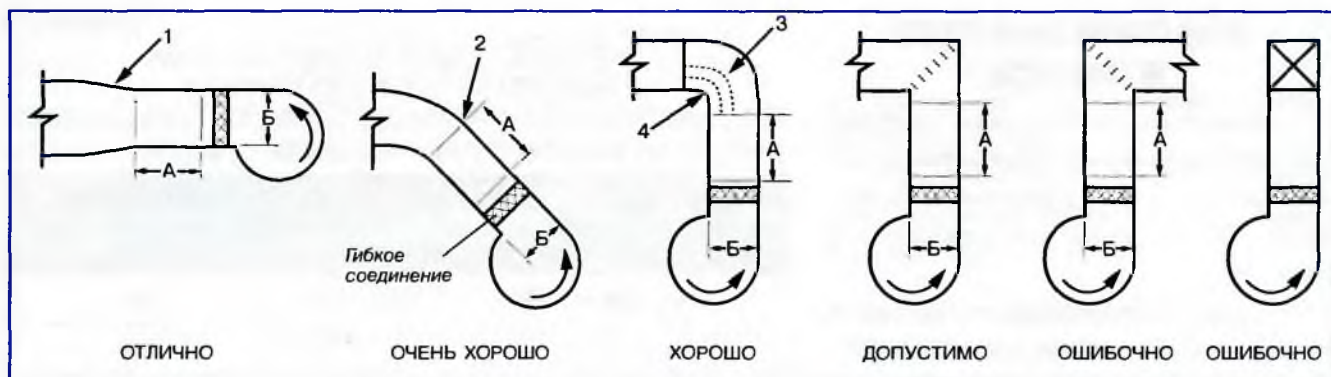
Между выходным патрубком вентилятора и воздуховодом всегда рекомендуется помещать antivибрационную прокладку. Она предотвращает передачу вибрации от вентилятора к каналу.

Рекомендуется также предусматривать прямой участок воздуховода сразу же после места его подсоединения к вентилятору. Длина этого участка должна быть по крайней мере в 1,5 раза больше максимального диаметра выходного патрубка вентилятора и внутри его должна быть установлена звукоизоляция толщиной не менее 25 мм.

Прямой участок воздуховода позволяет снизить турбулентность и связанные с ней шум и вибрации. Звукоизоляция (прокладка) выполняет функцию шумопоглощения.

На выходе воздуха из вентилятора дол-

§ 5.7.2 МЕРЫ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К ПУТЯМ ПЕРЕДАЧИ ШУМА



Примечания: 1) Максимальное расширение 30° .
 2) Во всех случаях отрезок А должен быть, по крайней мере, в 1,5 раза больше размера В. Отрезок В соответствует наибольшему диаметру выходного патрубка вентилятора.
 3) По всему радиусу колена должны быть расположены направляющие пластины.
 4) Минимальный радиус — 150 мм.

Рис. V.19.
 Способы подсоединения воздуховода к вентилятору и меры по более равномерному распределению воздуха и предотвращению возникновения турбулентции (по данным ASHRAE)

жны быть предусмотрены расширительные патрубки с углом не менее 30° , при заборе воздуха они должны быть не менее 60° . Это правило является общим для всего вентиляционного контура системы. Резкое изменение сечения каналов почти всегда приводит к появлению эффекта «гула». Все подсоединения и разводы должны быть выполнены с учетом последних достижений в области аэродинамики воздушных потоков.

Иллюстрацией к вышесказанному является чертеж на рис. V.19.

Подсоединение воздухозаборников к распределителям воздуха

Подсоединение воздухозаборников и распределителей воздуха к основному воздуховоду должно быть по возможности соосным, чтобы избежать возникновения побочных шумов. Часто неотцентрированное подсоединение воздухозаборников и распределителей воздуха к основному воздуховоду производит серьезное повышение уровня шума, которое в ряде случаев может достигать 12–

15 дБ. Отсутствие в воздухозаборниках и распределителях направляющих заслонок может также приводить к серьезному повышению уровня шума до 12 дБ (рис. V.20.).

При прохождении воздуха через решетки воздухозаборников и распределителей воздуха с большими скоростями происходит повышение уровня шума. Превышение расчетных показателей скорости движения воздуха на 10% приводит к повышению на 2 дБ показателей уровня шума. Удвоение скорости движения воздуха, по сравнению с расчетной, может привести к повышению уровня шума на 16 дБ.

Другим важным аспектом является правильное размещение заслонок, которые не следует устанавливать в непосредственной близости от воздухоприемников, поскольку

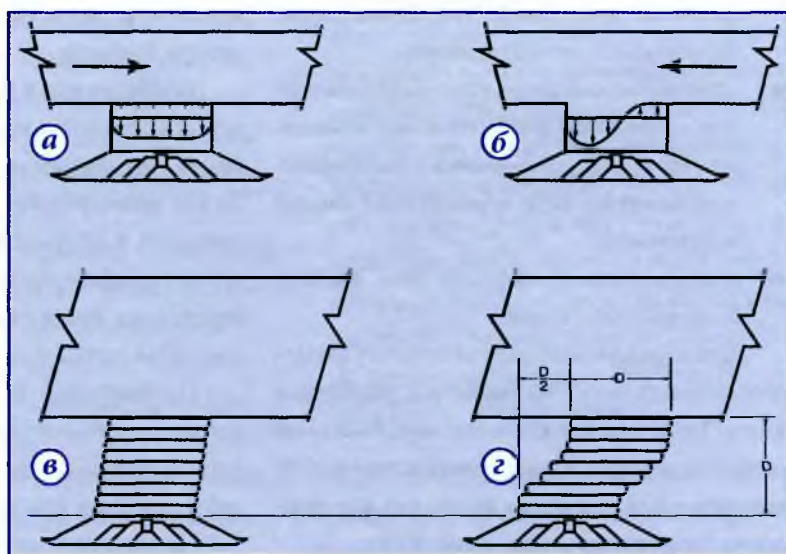


Рис. V.20.
 Влияние направляющих заслонок (а, б) и несоосного расположения воздухораспределителей (в, г) на возникновение шумов

а никакого возрастания шума, если присутствует изоляционная решетка;

б повышение уровня шума до 12 дБ, если отсутствует изоляционная решетка;

в никакого возрастания шума, если распределитель соосен;

г повышение уровня шума до 12–15 дБ при сильном смещении.

Таблица V.21

ШУМ, ПРОИЗВОДИМЫЙ ЗАСЛОНКАМИ В ВОЗДУХОВОДАХ

Степень открытия заслонки, %	Потери давления воздуха на участке горловина-заслонка относительно 100% открытого положения, %	Повышение уровня шума, дБ
100	100	0
82	150	4,5
70	200	8
50	400	16

в этом случае неизбежно будет возникать шум, зависящий от степени открытия заслонки. Влияние степени открытия заслонок на потери давления и повышение уровня шума приводится в *табл. V.21*.

ность появления шума при работе вентиляторов. В то же время важно иметь в виду, что на некоторых видах звукопоглощающего материала могут образовываться грибки, появляться мох и т.д.,

Таблица V.22

СНИЖЕНИЕ ШУМА В ВОЗДУХОВОДАХ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ФОРМЫ, ВЫПОЛНЕННЫХ ИЗ СТАЛЬНОГО ЛИСТА И ПОКРЫТЫХ ВНУТРИ ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИМ МАТЕРИАЛОМ ТОЛЩИНОЙ 25 мм (32 кг/м³), в дБ/пог. м

Внутренние габариты, мм	Частота 250 Гц	Частота 500 Гц	Частота 1000 Гц
100 × 150	10	19,6	40
100 × 300	8	15,5	31,5
150 × 250	6	12,5	31,5
150 × 450	5	10,5	21
200 × 300	5	10	19,5
200 × 400	4	9	17,5
250 × 400	4	7,5	15
250 × 750	3	6	12,5
300 × 450	3	6,5	13
300 × 900	2,5	5	10,5
380 × 560	2,5	5	10,5
380 × 1150	2	4	8

Следует отметить, что защитные заслонки никогда не устанавливаются непосредственно на фланец распределителя воздуха.

Внутреннее покрытие каналов

Там, где требования к бесшумной работе системы особенно высоки, целесообразно предусмотреть покрытие внутренней поверхности каналов звукопоглощающим материалом. Это позволяет добиться значительного снижения уровня шума. В *табл. V.22* приведе-

Использование нескольких заборок и распределителей воздуха

В случаях, когда необходимо произвести более равномерное распределение воздушных потоков при сохранении заданного (определенного) объема воздуха, например, в больших помещениях, важно предусмотреть установку нескольких заборок и распределителей воздуха вместо того, чтобы делать один или два, но боль-

ны показатели снижения шума в дБ/пог. м воздуховодах при их покрытии звукопоглощающим материалом.

Показатели приводятся в диапазонах 250, 500 и 1000 Гц, на которые приходится наибольшая вероят-

а при использовании стекловаты может происходить отслоение волокон. В этой связи выбор звукоизоляционного материала должен осуществляться с учетом выше названных факторов и/или должна производиться их соответствующая обработка (например, может быть рекомендован материал, имеющий эластичную защитную пленку).

шого размера и с большой скоростью прохождения воздуха. Подбор заборников и распределителей в этом случае должен производиться при условии низкой скорости воздушных потоков. При равенстве объемов распределенного воздуха это даст возможность понизить уровень шума.

Установка шумоглушителей

В разделе 4.4. «Шумоглушители» подробно рассмотрены наиболее распространенные типы шумоглушителей, их конструкция, типоразмеры и применяемые звукопоглощающие материалы.

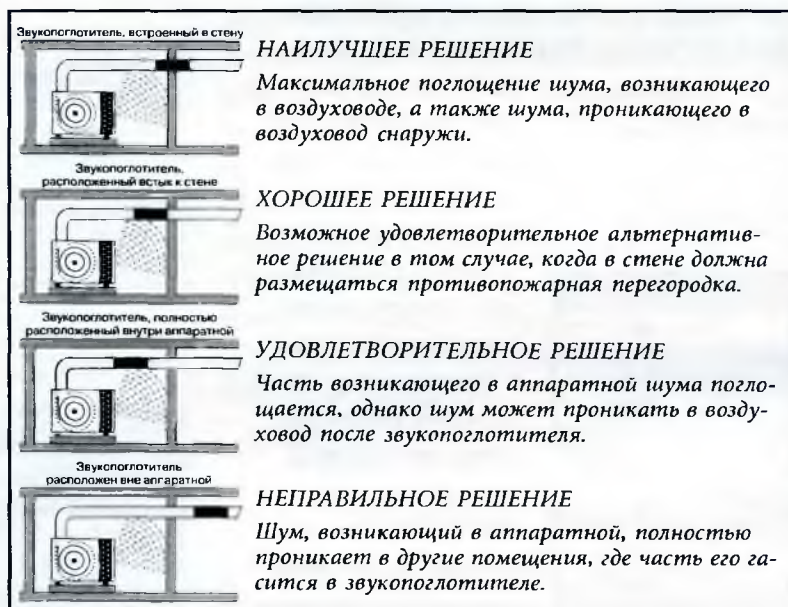


Рис. V.23.
Примеры правильного и неправильного расположения звукопоглотителя на воздуховоде от установки кондиционирования воздуха, установленного в аппаратной

Рис. V.24.
Установка звукопоглотителей на отводных каналах от основного канала с тем, чтобы избежать проявления перекрестного эффекта при возникновении шума (IAC)

Расположение шумоглушителя также имеет большое значение для контроля уровня шума. Это, в частности, имеет значение при установке холодильного агрегата в помещениях, к которым предъявляются повышенные требования к показателям шума.

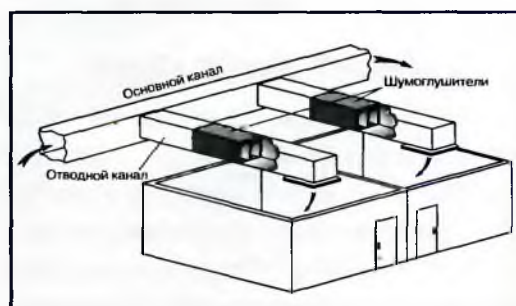
Наиболее часто встречающиеся случаи правильного и неправильного расположения шумоглушителя показаны на рис. V.23.

При установке шумоглушителя необходимо исключить расположение, при котором шум, производимый в помещении, мог бы проникать в воздуховод на выходе из шумоглушителя, сводя на нет работу последнего.

Как можно видеть, лучший эффект при установке шумоглушителя достигается при его размещении в месте прохождения воздуховода через стену. И действительно, производимый в помещении шум частично гасится стеной и затем через шумоглушитель попадает в воздуховод. Необходимо избегать также установки шумоглушителя полностью вне помещения, т.к. шум может производиться и стенками воздуховода до шумоглушителя в самом помещении.

Еще одной проблемой, лишь косвенным образом связанной с работой вентиляционной установки, является так называемый эффект «cross talking» (перекрестного разговора), то есть обратного попадания шума, например, звука от беседы через воздухоприемники и распределители воздуха. Этот шум может проходить по основному каналу и выходить в соседнюю комнату. Теряется эффект конфиденциальности, что в некоторых случаях недопустимо (например, кабинеты руководства, банковские холлы и т.д.) Когда один и тот же канал обеспечивает подвод воздуха одновременно к нескольким помещениям, между которыми должна сохраняться конфиденциальность, необходимо принять соответствующие меры. Одной из таких мер является установка шумоглушителей после воздухозаборников и распределителей воздуха на соответствующих каналах подвода воздуха (рис. V.24.).

Таким образом, каждое помещение остается изолированным от проникновения в него и из него шума.



5.8

ШУМ ОТ СИСТЕМЫ ГИДРАВЛИКИ

В установках малой и средней мощности шум от гидравлической системы не представляет какой бы то ни было проблемы. Только в некоторых случаях он может достигать такой величины, при которой возникает неприятный эффект. Рассмотрим этот источник шума и меры по его снижению более подробно.

Проходя по гидравлическим контурам, шум может достигать удаленных от источника участков, практически не теряя своего уровня мощности.

Основными причинами появления шума в гидравлической системе являются следующие: создание вакуумных зон в насосах, стук клапанов, резкое изменение диаметра труб и т.д. Этот шум не зависит от вибрации при работе самого насоса. Как правило, специально подобранная изоляция трубы может сократить появление шума, но в местах разрыва контура или в зонах, где отсутствует или прерывается изоляция, шум будет такого же характера, что и у источника. В этих случаях необходимо устранить причину появления шума, приняв соответствующие меры в отношении самого контура. При составлении проекта и выполнении работ по монтажу контуров гидравлики следует руководствоваться следующими соображениями:

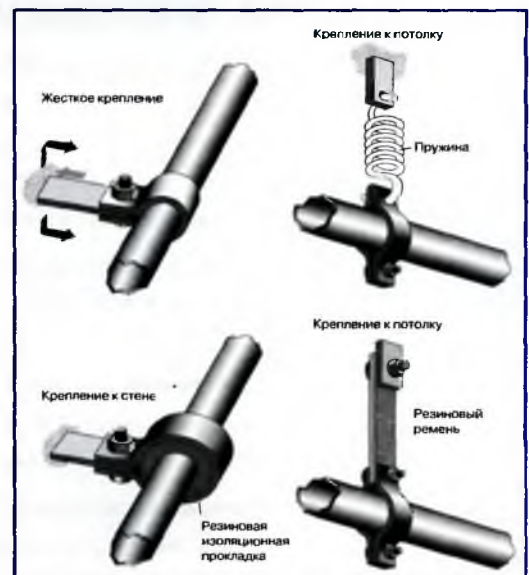
- ◆ сохранять скорость движения воды в трубах на минимально возможном уровне для обеспечения нормального функционирования установки. Никогда не превышать скорость более 2,5 м/с;
- ◆ устанавливать гибкие и эластичные соединения при подключении к насосам циркуляции;
- ◆ крепить трубы на противовибрационных кронштейнах для предотвращения передачи вибрации к стенам (рис. V.25.);

- ◆ избегать резких изменений диаметра труб;
- ◆ выбирать гидравлические клапаны с по нижними показателями шума.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Контроль за уровнем шума представляет собой сложный комплекс проблем, которые нельзя недооценивать. Обычно при работе установок по кондиционированию малой и средней мощности серьезных проблем такого рода не возникает. Но во всех случаях, когда уровень шума становится важным элементом проекта, рекомендуется обратиться к специалисту в области акустики и, что не менее важно, проявлять максимальную осторожность в составлении смет готовящихся работ. Контроль за шумом является почти всегда дополнительным и важным фактором при составлении сметы затрат, трудно поддающимся предвидению со стороны тех, кто не является специалистом в данной области. Наконец, как это уже было сказано ранее, проблемы борьбы с шумом должны рассматриваться на стадии проектирования, когда есть возможность выбирать наиболее рациональные решения при условии не допущения роста затрат. После завершения работ по строительству объекта понижение уровня шума даже на несколько дБ представляется задачей на много более сложной и дорогостоящей.

Рис. V.25. Жесткое крепление трубы к потолку (стараться избегать с тем, чтобы предотвратить передачу вибрации через стену) и примеры эластичных креплений, которые не допускают такой передачи



РАЗДЕЛ VI



Разработка систем кондиционирования и вентиляции

6.1	Классификация систем кондиционирования и вентиляции	259
6.2	Исходные данные для разработки систем кондиционирования и вентиляции	268
6.3	Расчет систем кондиционирования и вентиляции	273
6.4	Принципы выбора систем кондиционирования воздуха и вентиляции	311

6.1

КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Кондиционирование воздуха — это создание и автоматическое поддержание (регулирование) в закрытых помещениях всех или отдельных его параметров (температуры, влажности, чистоты, скорости движения воздуха) на определенном уровне с целью обеспечения оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей или ведения технологического процесса.

Кондиционирование воздуха осуществляется комплексом технических средств, называемым системой кондиционирования воздуха (СКВ). В состав СКВ входят технические средства забора воздуха, подготовки, т.е. придания необходимых кондиций (фильтры, теплообменники, увлажнители или осушители воздуха), перемещения (вентиляторы) и его распределения, а также средства холодо- и теплоснабжения, автоматики, дистанционного управления и контроля. СКВ больших общественных, административных и производственных зданий обслуживаются, как правило, комплексными автоматизированными системами управления.

Автоматизированная система кондиционирования поддерживает заданное состояние воздуха в помещении независимо от колебаний параметров окружающей среды (атмосферных условий).

Основное оборудование системы кондиционирования для подготовки и перемещения воздуха агрегируется (компоуется в едином корпусе) в аппарат, называемый кондиционером. Во многих случаях все технические средства для кондиционирования воздуха скомпонованы в одном блоке или в двух блоках, и тогда понятия «СКВ» и «кондиционер» однозначны.

Прежде чем перейти к классификации систем кондиционирования, следует отметить,

что общепринятой классификации СКВ до сих пор не существует и связано это с многовариантностью принципиальных схем, технических и функциональных характеристик, зависящих не только от технических возможностей самих систем, но и от объектов применения (кондиционируемых помещений).

Современные системы кондиционирования могут быть классифицированы по следующим признакам:

- по основному назначению (объекту применения): комфортные и технологические;
- по принципу расположения кондиционера по отношению к обслуживаемому помещению: центральные и местные;
- по наличию собственного (входящего в конструкцию кондиционера) источника тепла и холода: автономные и неавтономные;
- по принципу действия: прямоточные, рециркуляционные и комбинированные;
- по способу регулирования выходных параметров кондиционированного воздуха: с качественным (однотрубным) и количественным (двухтрубным) регулированием;
- по степени обеспечения метеорологических условий в обслуживаемом помещении: первого, второго и третьего класса;
- по количеству обслуживаемых помещений (локальных зон): однозональные и многозональные;
- по давлению, развиваемому вентиляторами кондиционеров: низкого, среднего и высокого давления.

Кроме приведенных классификаций, существуют разнообразные системы кондиционирования, обслуживающие специаль-

§ 6.1.1 Классификация систем кондиционирования

ные технологические процессы, включая системы с изменяющимися во времени (по определенной программе) метеорологическими параметрами.

Комфортные СКВ предназначены для создания и автоматического поддержания температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, отвечающих оптимальным санитарно-гигиеническим требованиям для жилых, общественных и административно-бытовых зданий или помещений.

Технологические СКВ предназначены для обеспечения параметров воздуха, в максимальной степени отвечающих требованиям производства. Технологическое кондиционирование в помещениях, где находятся люди, осуществляется с учетом санитарно-гигиенических требований к состоянию воздушной среды.

Центральные СКВ снабжаются извне холодом (доставляемым холодной водой или хладагентом), теплом (доставляемым горячей водой, паром или электричеством) и электрической энергией для привода электродвигателей вентиляторов, насосов и пр.

Центральные СКВ расположены вне обслуживаемых помещений и кондиционируют одно большое помещение, несколько зон такого помещения или много отдельных помещений. Иногда несколько центральных кондиционеров обслуживают одно помещение больших размеров (производственный цех, театральный зал, закрытый стадион или каток).

Центральные СКВ оборудуются центральными неавтономными кондиционерами, которые изготавливаются по базовым (типовым) схемам компоновки оборудования и их модификациям (см. раздел 3.8).

Центральные СКВ обладают следующими преимуществами:

- 1) возможностью эффективного поддержания заданной температуры и относительной влажности воздуха в помещениях;
- 2) сосредоточением оборудования, требующего систематического обслуживания

и ремонта, как правило, в одном месте (подсобном помещении, техническом этаже и т.п.);

- 3) возможностями обеспечения эффективного шумо- и виброгашения. С помощью центральных СКВ при надлежащей акустической обработке воздуховодов, устройстве глушителей шума и гасителей вибрации можно достигнуть наиболее низких уровней шума в помещениях и обслуживать такие помещения, как радио- и телевизионные студии и т.п.

Несмотря на ряд достоинств центральных СКВ, надо отметить, что крупные габариты и проведение сложных монтажно-строительных работ по установке кондиционеров, прокладке воздуховодов и трубопроводов часто приводят к невозможности применения этих систем в существующих реконструируемых зданиях.

Местные СКВ разрабатывают на базе автономных и неавтономных кондиционеров, которые устанавливают непосредственно в обслуживаемых помещениях.

Достоинством местных СКВ является простота установки и монтажа.

Такая система может применяться в большом ряде случаев:

- в существующих жилых и административных зданиях для поддержания теплового микроклимата в отдельных офисных помещениях или в жилых комнатах;
- во вновь строящихся зданиях для отдельных комнат, режим потребления холода в которых резко отличается от такого режима в большинстве других помещений, например, в серверных и других насыщенных тепловыделяющей техникой комнатах административных зданий. Подача свежего воздуха и удаление вытяжного воздуха при этом выполняется, как правило, центральными системами приточно-вытяжной вентиляции;
- во вновь строящихся зданиях, если поддержание оптимальных тепловых усло-

вий требуется в небольшом числе помещений, например, в ограниченном числе номеров-люкс небольшой гостиницы;

- в больших помещениях как существующих, так и вновь строящихся зданий: кафе и ресторанах, магазинах, проектных залах, аудиториях и т.д.

Автономные СКВ снабжаются извне только электрической энергией, например, кондиционеры сплит-систем, шкафные кондиционеры и т.п.

Такие кондиционеры имеют встроенные компрессионные холодильные машины, работающие, как правило, на фреоне-22.

Автономные системы охлаждают и осушают воздух, для чего вентилятор продувает рециркуляционный воздух через поверхностные воздухоохладители, которыми являются испарители холодильных машин. В переходное и зимнее время они могут производить подогрев воздуха с помощью электрических подогревателей или путем реверсирования работы холодильной машины по циклу так называемого «теплового насоса».

Наиболее простым вариантом, представляющим децентрализованное обеспечение в помещениях температурных условий, можно считать применение кондиционеров сплит-систем.

Неавтономные СКВ подразделяются на:

- воздушные, при использовании которых в обслуживаемое помещение подается только воздух. (Мини-центральные кондиционеры, центральные кондиционеры);
- водовоздушные, при использовании которых в кондиционируемые помещения подводятся воздух и вода, несущие тепло или холод, либо то и другое вместе (системы чиллеров-фанкойлов, центральные кондиционеры с местными доводчиками и т.п.).

Однозональные центральные СКВ применяются для обслуживания больших помещений с относительно равномерным распределением тепла, влаговыведений, на-

пример, больших залов кинотеатров, аудиторий и т.д. Такие СКВ, как правило, комплектуются устройствами для утилизации тепла (теплоутилизаторами) или смесительными камерами для использования в обслуживаемых помещениях рециркуляции воздуха.

Многозональные центральные СКВ применяют для обслуживания больших помещений, в которых оборудование размещено неравномерно, а также для обслуживания ряда сравнительно небольших помещений. Такие системы более экономичны, чем отдельные системы для каждой зоны или каждого помещения. Однако с их помощью не может быть достигнута такая же степень точности поддержания одного или двух заданных параметров (влажности и температуры), как автономными СКВ (кондиционерами сплит-систем и т.п.).

Прямоточные СКВ полностью работают на наружном воздухе, который обрабатывается в кондиционере, а затем подается в помещение.

Рециркуляционные СКВ, наоборот, работают без притока или с частичной подачей (до 40%) свежего наружного воздуха или на рециркуляционном воздухе (от 60 до 100%), который забирается из помещения и после его обработки в кондиционере вновь подается в это же помещение.

Классификация кондиционирования воздуха по принципу действия на прямоточные и рециркуляционные обусловливается, главным образом, требованиями к комфортности, условиями технологического процесса производства либо технико-экономическими соображениями.

Центральные СКВ с качественным регулированием метеорологических параметров представляют собой широкий ряд наиболее распространенных, так называемых одноканальных систем, в которых весь обработанный воздух при заданных условиях выходит из кондиционера по одному каналу и поступает далее в одно или несколько помещений.

При этом регулирующий сигнал от терморегулятора, установленного в обслуживаемом помещении, поступает непосредственно на центральный кондиционер.

СКВ с количественным регулированием подают в одно или несколько помещений холодный и подогретый воздух по двум параллельным каналам. Температура в каждом помещении регулируется комнатным терморегулятором, воздействующим на местные смесители (воздушные клапаны), которые изменяют соотношение расходов холодного и подогретого воздуха в подаваемой смеси.

Двухканальные системы используются очень редко из-за сложности регулирования, хотя и обладают некоторыми преимуществами, в частности, отсутствием в обслуживаемых помещениях теплообменников, трубопроводов тепло-холодоносителя; возможностью совместной работы с системой отопления, что особенно важно для существующих зданий, системы отопления которых при устройстве двухканальных систем могут быть сохранены.

Недостатком таких систем являются повышенные затраты на тепловую изоляцию параллельных воздуховодов, подводимых к каждому обслуживаемому помещению.

Двухканальные системы так же как и одноканальные, могут быть прямоточными и рециркуляционными.

Кондиционирование воздуха, согласно СНиП 2.04.05 –91*, по степени обеспечения метеорологических условий подразделяются на три класса:

Первый класс — обеспечивает требуемые для технологического процесса параметры в соответствии с нормативными документами.

Второй класс — обеспечивает оптимальные санитарно-гигиенические нормы или требуемые технологические нормы.

Третий класс — обеспечивает допустимые нормы, если они не могут быть обеспечены вентиляцией в теплый период года без применения искусственного охлаждения воздуха.

По давлению, создаваемому вентиляторами центральных кондиционеров, СКВ подразделяются на системы низкого давления (до 100 кг/м^2), среднего давления (от 100 до 300 кг/м^2) и высокого давления (выше 300 кг/м^2).

Примеры использования различных типов систем кондиционирования приведены в разделе 9.1.

§ 6.1.2 Классификация систем вентиляции

Вентиляцией называется совокупность мероприятий и устройств, используемых при организации воздухообмена для обеспечения заданного состояния воздушной среды в помещениях и на рабочих местах в соответствии со СНиП (Строительными нормами).

Системы вентиляции обеспечивают поддержание допустимых метеорологических параметров в помещениях различного назначения.

При всем многообразии систем вентиляции, обусловленном назначением помещений, характером технологического процесса, видом вредных выделений и т.п., их можно классифицировать по следующим характерным признакам:

1. По способу создания давления для перемещения воздуха: с естественным и искусственным (механическим) побуждением.
2. По назначению: приточные и вытяжные.
3. По зоне обслуживания: местные и общеобменные.
4. По конструктивному исполнению: канальные и бесканальные.

Естественная вентиляция

Перемещение воздуха в системах естественной вентиляции происходит:

- вследствие разности температур наружного (атмосферного) воздуха и воздуха в помещении, так называемой аэрации;
- вследствие разности давлений «воздуш-

ного столба» между нижним уровнем (обслуживаемым помещением) и верхним уровнем — вытяжным устройством (дефлектором), установленным на кровле здания;

- в результате воздействия так называемого ветрового давления.

Аэрацию применяют в цехах со значительными тепловыделениями, если концентрация пыли и вредных газов в приточном воздухе не превышает 30% предельно допустимой в рабочей зоне. Аэрацию не применяют, если по условиям технологии производства требуется предварительная обработка приточного воздуха или, если приток наружного воздуха вызывает образование тумана или конденсата.

В помещениях с большими избытками тепла воздух всегда теплее наружного. Более тяжелый наружный воздух, поступая в здание, вытесняет из него менее плотный теплый воздух.

При этом в замкнутом пространстве помещения возникает циркуляция воздуха, вызываемая источником тепла, подобная той, которую вызывает вентилятор.

В системах естественной вентиляции, в которых перемещение воздуха создается за счет разности давлений воздушного столба, минимальный перепад по высоте между уровнем забора воздуха из помещения и его выбросом через дефлектор должен быть не менее 3 м. При этом рекомендуемая длина горизонтальных участков воздуховодов не должна быть более 3 м, а скорость воздуха в воздуховодах — не превышать 1 м/с.

Воздействие ветрового давления выражается в том, что на наветренных (обращенных к ветру) сторонах здания образуется повышенное, а на подветренных сторонах, а иногда и на кровле, — пониженное давление (разрежение).

Если в ограждениях здания имеются проемы, то с наветренной стороны атмосферный воздух поступает в помещение, а с заветренной — выходит из него, причем скорость дви-

жения воздуха в проемах зависит от скорости ветра, обдувающего здание, и, соответственно, от величин возникающих разностей давлений.

Системы естественной вентиляции просты и не требуют сложного дорогостоящего оборудования и расхода электрической энергии. Однако зависимость эффективности этих систем от переменных факторов (температуры воздуха, направления и скорости ветра), а также небольшое располагаемое давление не позволяют решать с их помощью все сложные и многообразные задачи в области вентиляции.

Механическая вентиляция

В механических системах вентиляции используются оборудование и приборы (вентиляторы, электродвигатели, воздухонагреватели, пылеуловители, автоматика и др.), позволяющие перемещать воздух на значительные расстояния. Затраты электроэнергии на их работу могут быть довольно большими. Такие системы могут подавать и удалять воздух из локальных зон помещения в требуемом количестве, независимо от изменяющихся условий окружающей воздушной среды. При необходимости воздух подвергают различным видам обработки (очистке, нагреванию, увлажнению и т.д.), что практически невозможно в системах с естественным побуждением.

Следует отметить, что в практике часто предусматривают так называемую смешанную вентиляцию, т.е. одновременно естественную и механическую вентиляцию.

В каждом конкретном проекте определяется, какой тип вентиляции является наилучшим в санитарно-гигиеническом отношении, а также экономически и технически более рациональным.

Приточная вентиляция

Приточные системы служат для подачи в вентилируемые помещения чистого воздуха взамен удаленного. Приточный воздух в необходимых случаях подвергается специальной обработке (очистке, нагреванию, увлажнению и т.д.)

Таблица VI.1

ТЕМПЕРАТУРА T ($^{\circ}\text{C}$) И СКОРОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА V (м/с) ПРИ ВОЗДУШНОМ ДУШИРОВАНИИ

Периоды года	Категория работы	При тепловом облучении интенсивностью					
		от 300 до 600 ккал/м ² ч		от 600 до 1200 ккал/м ² ч		от 1200 до 1800 ккал/м ² ч	
		t ($^{\circ}\text{C}$)	V (м/с)	t ($^{\circ}\text{C}$)	V (м/с)	t ($^{\circ}\text{C}$)	V (м/с)
Теплый (температура наружного воздуха $+10^{\circ}\text{C}$ и выше)	Легкая	22–24	0,5–1	21–23	1–2	19–20	2–3
	Средней тяжести	21–23	1–2	20–22	2–3	19–21	3
	Тяжелая	20–22	2–3	19–21	3	18–20	3
Холодный (температура наружного воздуха ниже $+10^{\circ}\text{C}$)	Легкая	19–21	0,5–1	18–20	1–2	17–18	2–2,5
	Средней тяжести	17–19	0,5–1	16–18	1–2	16–17	2–3
	Тяжелая	16–18	1–2	16–17	2–3	16	3

Вытяжная вентиляция

Вытяжная вентиляция удаляет из помещения (цеха, корпуса) загрязненный или нагретый отработанный воздух.

В общем случае в помещении предусматриваются как приточные, так и вытяжные системы. Их производительность должна быть сбалансирована с учетом возможности поступления воздуха в смежные помещения или из смежных помещений. В помещениях может быть также предусмотрена только вытяжная или только приточная система. В этом случае воздух поступает в данное помещение снаружи или из смежных помещений через специальные проемы или удаляется из данного помещения наружу, или перетекает в смежные помещения.

Как приточная, так и вытяжная вентиляция может устраиваться на рабочем месте (местная) или для всего помещения (общепоместная).

Местная вентиляция

Местной вентиляцией называется такая, при которой воздух подают на определенные места (местная приточная вентиляция) и загрязненный воздух удаляют только от мест образования вредных выделений (местная вытяжная вентиляция).

Местная приточная вентиляция

К местной приточной вентиляции относятся воздушные души (сосредоточенный приток воздуха с повышенной скоростью). Они должны подавать чистый воздух к постоянным рабочим местам, снижать в их зоне температуру окружающего воздуха и обдувать рабочих, подвергающихся интенсивному тепловому облучению.

Метеорологические условия и скорость движения воздуха на рабочем месте должны соответствовать характеру работы и особенностям вредных выделений. Так, при воздействии на рабочего теплового облучения интенсивностью более 300 ккал/м²ч, температура воздуха на рабочем месте и подвижность воздуха должны удовлетворять требованиям санитарных норм промышленного проектирования, приведенным в *табл. VI.1*.

К местной приточной вентиляции относятся и воздушные оазисы — участки помещений, отгороженные от остального помещения передвижными перегородками высотой 2–2,5 м, в которые нагнетается воздух с пониженной температурой.

Местную приточную вентиляцию применяют также в виде воздушных завес (у ворот, печей и пр.), которые создают как бы воздушные перегородки или изменяют направление потоков воздуха. Местная венти-

ляция требует меньших затрат, чем общеобменная. В производственных помещениях при выделении вредных (газов, влаги, теплоты и т.п.) обычно применяют смешанную систему вентиляции — общую для устранения вредных во всем объеме помещения и местную (местные отсосы и приток) для обслуживания рабочих мест.

Местная вытяжная вентиляция

Местную вытяжную вентиляцию применяют, когда места выделений вредных в помещении локализованы и можно не допустить их распространение по всему помещению.

Местная вытяжная вентиляция в производственных помещениях обеспечивает улавливание и отвод вредных выделений: газов, дыма, пыли и частично выделяющегося от оборудования тепла.

Для удаления вредных применяют местные отсосы (укрытия в виде шкафов, зонты, бортовые отсосы, завесы, укрытия в виде кожухов у станков и др.).

Основные требования, которым они должны удовлетворять:

- Место образования вредных выделений по возможности должно быть полностью укрыто.
- Конструкция местного отсоса должна быть такой, чтобы отсос не мешал нормальной работе и не снижал производительность труда.
- Вредные выделения необходимо удалять от места их образования в направлении их естественного движения (горячие газы и пары надо удалять вверх, холодные тяжелые газы и пыль — вниз).

Конструкции местных отсосов условно делят на три группы:

- ◆ Полуоткрытые отсосы (вытяжные шкафы, зонты, см. *рис. VI.2*). Объемы воздуха определяются расчетом.

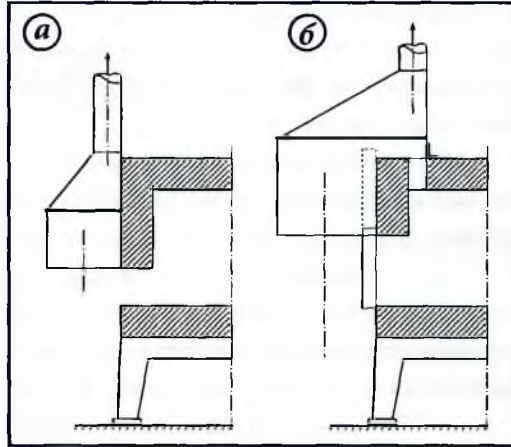


Рис. VI.2.
Зонты-козырьки у нагревательных печей:

- а — у щелевого отверстия при выпуске через него продуктов горения;
- б — у отверстия, снабженного дверкой при выпуске продуктов горения через газовые окна

- ◆ Открытого типа (бортовые отсосы). Отвод вредных выделений достигается лишь при больших объемах отсасываемого воздуха (*рис. VI.3*).

Система с местными отсосами изображена на *рис. VI.4*.

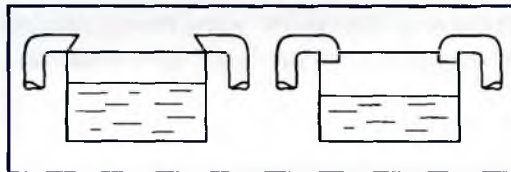


Рис. VI.3.
Бортовые отсосы

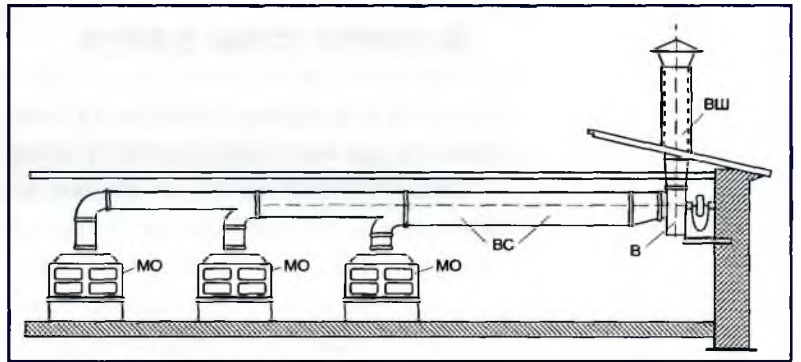


Рис. VI.4.
Схема местной вытяжной вентиляции

Основными элементами такой системы являются местные отсосы — укрытия (МО), всасывающая сеть воздуховодов (ВС), вентилятор (В) центробежного или осевого типа, ВШ — вытяжная шахта.

При устройстве местной вытяжной вентиляции для улавливания пылевых выделений удаляемый из цеха воздух, перед выбросом его в атмосферу, должен быть предварительно очищен от пыли. Наиболее сложными вытяжными системами являются такие, в кото-

рых предусматривают очень высокую степень очистки воздуха от пыли с установкой последовательно двух или даже трех пылеуловителей (фильтров).

Местные вытяжные системы, как правило, весьма эффективны, так как позволяют удалять вредные вещества непосредственно от места их образования или выделения, не давая им распространиться в помещении. Благодаря значительной концентрации вредных веществ (паров, газов, пыли), обычно удается при небольшом объеме удаляемого воздуха достичь хорошего санитарно-гигиенического эффекта.

Однако местные системы не могут решить всех задач, стоящих перед вентиляцией: не все вредные выделения могут быть локализованы этими системами, например вредные выделения, рассредоточенные на значительной площади или в объеме; подача воздуха в отдельные зоны помещения не может обеспечить необходимые условия воздушной среды, если работа производится на всей площади помещения или ее характер связан с перемещением и т.д.

Общеобменные системы вентиляции — как приточные, так и вытяжные, предназначены для осуществления вентиляции в помещении в целом или в значительной его части.

Общеобменные вытяжные системы относительно равномерно удаляют воздух из всего обслуживаемого помещения, а общеобменные приточные системы подают воздух и распределяют его по всему объему вентилируемого помещения.

Общеобменная приточная вентиляция

Общеобменная приточная вентиляция устраивается для ассимиляции избыточного тепла и влаги, разбавления вредных концентраций паров и газов, не удаленных местной и общеобменной вытяжной вентиляцией, а также для обеспечения расчетных санитарно-гигиенических норм и свободного дыхания человека в рабочей зоне.

При отрицательном тепловом балансе, т.е. при недостатке тепла, общеобменную приточную вентиляцию устраивают с механическим побуждением и с подогревом всего объема приточного воздуха. Как правило, перед подачей воздух очищают от пыли.

При поступлении вредных выделений в воздух цеха количество приточного воздуха должно полностью компенсировать общеобменную и местную вытяжную вентиляцию.

Общеобменная вытяжная вентиляция

Простейшим типом общеобменной вытяжной вентиляции является отдельный вентилятор (обычно осевого типа) с электродвигателем на одной оси (рис. VI.5.), расположенный в окне или в отверстии стены. Такая установка удаляет воздух из ближайшей к вентилятору зоны помещения, осуществляя лишь общий воздухообмен.

В некоторых случаях установка имеет протяженный вытяжной воздуховод. Если длина вытяжного воздуховода превышает 30–40 м и, соответственно, потери давления в сети составляют более 30–40 кг/м², то вместо осевого вентилятора устанавливается вентилятор центробежного типа.

Когда вредными выделениями в цехе являются тяжелые газы или пыль и нет тепловыделений от оборудования, вытяжные воздуховоды прокладывают по полу цеха или выполняют в виде подпольных каналов.

В промышленных зданиях, где имеются разнородные вредные выделения (теплота, влага, газы, пары, пыль и т.п.) и их поступление в помещение происходит в различных условиях (сосредоточенно, рассредоточенно, на различных уровнях и т.п.), часто невозможно обойтись какой-либо одной системой, например, местной или общеобменной.

В таких помещениях для удаления вредных выделений, которые не могут быть локализованы и поступают в воздух помещения, применяют общеобменные вытяжные системы.

В определенных случаях в производственных помещениях, наряду с механическими системами вентиляции, используют системы с естественным побуждением, например, системы аэрации.

Канальная и бесканальная вентиляция

Системы вентиляции имеют либо разветвленную сеть воздухопроводов для перемещения воздуха (канальные системы), либо каналы (воздуховоды) могут отсутствовать, например, при установке вентиляторов в стене, в перекрытии, при естественной вентиляции и т.д. (бесканальные системы).

Таким образом, любая система вентиляции может быть охарактеризована по указанным выше четырем признакам: по назначению, зоне обслуживания, способу перемещения воздуха и конструктивному исполнению.

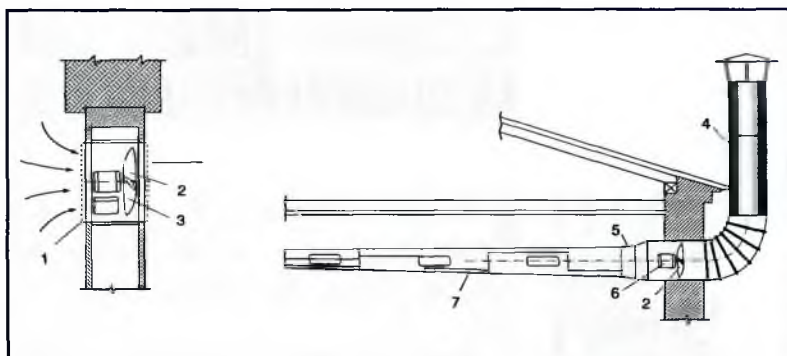


Рис. VI.5.

Простейшие схемы вытяжной вентиляции:

1 — утепленный клапан; 2 — вентилятор; 3 — лопасти вентилятора;
4 — вытяжная шахта; 5 — шибер; 6 — электродвигатель;
7 — вытяжная сеть.

Примеры использования систем вентиляции различных типов приведены в разделе 9.1.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 6.2.1 Общие сведения о кондиционируемых помещениях

В последнее время наиболее широкое применение получили системы кондиционирования на базе кондиционеров сплит-систем.

Среди основных преимуществ этих систем, подробно рассмотренных в разделе 3.2, может быть отмечена простота проектирования, фактически сводящаяся к экспресс-методике расчета тепловой нагрузки на помещение и к подбору наиболее близкого типоразмера из стандартного (по холодопроизводительности) ряда кондиционеров.

Такой упрощенный подход к проектированию, с одной стороны, позволяет заниматься кондиционерным бизнесом (разработкой, поставкой, монтажом) большому количеству организаций, как правило, не располагающих квалифицированными проектировщиками. С другой стороны, он существенно сужает возможности этих организаций по использованию для кондиционирования иных, более сложных систем с существенно более высоким уровнем возможностей и, соответственно, требующих иного, более профессионального подхода к этапу разработки и технико-экономического обоснования.

В данном разделе представлены наиболее известные методики разработки систем кондиционирования и вентиляции, а также даны различные (по глубине проработки) этапы проектных работ.

Установка систем кондиционирования на базе кондиционеров сплит-систем с приточной вентиляцией (см. раздел 3.3), чиллеров-фанкойлов (см. раздел 3.4), центральных кондиционеров (см. раздел 3.8) и т.п. оборудования связана с серьезной предварительной проработкой и проектированием.

Так, например, для разработки центральных СКВ необходимо иметь следующие материалы (сведения):

- общие данные, характеризующие проектируемый объект: район (город) расположения объекта, назначение корпуса, ориентировку корпуса по странам света;
 - строительные чертежи здания и помещения: планы и разрезы с указанием всех размеров и отметок высот относительно уровня земли, характеристикой принятых строительных конструкций — стен, перекрытий, покрытия, заполнения оконных и дверных проемов и т.п.;
 - указание категорий помещений (на архитектурных планах) в соответствии с противопожарными нормами;
 - чертежи технологического проекта (планы) с указанием размещения технологического оборудования, его спецификацией с указанием установленных мощностей. Кроме того, необходимо знать характеристику технологического режима — число рабочих смен, количество рабочих в смене либо посетителей в магазине, зрителей в зале и т.д., режим работы оборудования (одновременность работы, коэффициенты загрузки и др.), характеристику, а в отдельных случаях и количество вредных выделений, поверхность смоченного пола, открытые поверхности парящего оборудования и т.д.;
 - освещенность помещения (количество ламп, их мощность);
 - характеристики энергоносителей: тепло-снабжение (электричество либо вода с температурой 105–70 °С или 95–70 °С, пар), хладоснабжение (хладон 22, вода, этиленгликоль %, пропиленгликоль %);
 - наличие технических площадей с указанием их размеров;
 - расположение и характеристики существующих систем кондиционирования и вентиляции (при реконструкции здания).
- При составлении задания на проектирова-

ние необходимо учитывать неравномерность распределения температур в помещении, чтобы при расчете воздухообмена предусмотреть

интенсивность перемешивания воздуха. Увеличение воздухообмена выравнивает температуры и влажность в помещении.

Выбор параметров воздуха, которые должны поддерживаться системами кондиционирования, зависит от многих факторов, как, например, климатических условий местности, характера производственной деятельности людей, продолжительности их пребывания в помещениях (акклиматизации) и др.

Кроме фактора акклиматизации, на выбор внутренних параметров воздуха в помещениях существенное влияние оказывает выполнение людьми физической работы. В помещениях, где люди выполняют физическую работу, требуется более низкая температура воздуха, чем в помещениях, в которых люди находятся в спокойном состоянии.

Для холодного и теплого периода года внутреннюю температуру в помещениях следует принимать по строительным нормам и правилам (СНиП 2.04.05-91* согласно *табл. II.5–II.8*, представленным в разделе II), с учетом особенностей каждого помещения. Относительная влажность принимается в пределах 40–60 %.

Метеорологические условия в некоторых общественных помещениях должны удовлетворять не только требованиям комфорта, но и специальным условиям. Так, например, в библиотеках и книгохранилищах, учитывая

условия хранения книг, принимается температура воздуха зимой 18 °С и летом 28 °С, а относительная влажность 40–60 %. Для читальных залов рекомендуется температура зимой 18 °С и летом 24 °С, а влажность воздуха — 40 %. Для зрительных залов театров можно принимать: зимой температуру 20 °С, а летом 24 °С и влажность воздуха 50–55 %.

Метеорологические условия в рабочей зоне помещений общественных и промышленных зданий, оборудованных установками кондиционирования воздуха, рекомендуемые этими указаниями, приведены в *табл. II.7* Главы II.

Приведенные рекомендации параметров воздуха в производственных помещениях не являются исчерпывающими для всех отраслей промышленности, и при проектировании всегда следует обращаться к ведомственным нормативам.

При выборе параметров воздуха в помещении необходимо иметь в виду, что стоимость устройства и эксплуатации систем кондиционирования воздуха неоправданно увеличится, если выбранные значения температуры и влажности будут завышены для холодного периода или занижены для теплого периода года.

Выбор системы кондиционирования воздуха и ее функционирование во многом зависит от внешней среды. Такие факторы, как температура, влажность (либо энтальпия) воздуха, интенсивность солнечной радиации, скорость и направление ветра, количество выпадающих осадков (дождя, снега, тумана и т.п.), наряду с факторами внутренней среды зданий и сооружений, влияют на тепловлажностный баланс помещений. От них существенно зависят поступления или потери тепла и влаги через ограждающие конструкции. Кроме того, от

них, в первую очередь от температуры и влажности, зависит сам процесс кондиционирования, выбор способов обработки приточного воздуха, установочная мощность СКВ и ее энергопотребление, выбор систем управления и автоматического регулирования СКВ.

Расчетные внешние метеорологические условия для зимнего и летнего времени года выбираем согласно СНиП 2.04.05-91*.

На холодный период года для СКВ всех классов в качестве расчетных следует принимать параметры воздуха «Б».

6.2.2. Расчетные внутренние параметры в кондиционируемых помещениях

§ 6.2.3 Расчетные параметры наружного воздуха

На теплый период года:

- ◆ для СКВ первого класса — параметры «Б»;
- ◆ для СКВ второго класса — параметры «Б», сниженные на 2 °С;
- ◆ для СКВ третьего класса — параметры «А».

Параметры наружного воздуха для жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений для систем вентиляции следует принимать:

- ◆ для теплого периода года — параметры «А»;
- ◆ для холодного периода — параметры «Б».

На основе исходных данных проводят расчеты тепло- и влаговыведений в помещении. На основании тепловлажностного баланса производим расчет воздухообмена, т.е. определяем количество воздуха, необходимое для ассимиляции избытков тепла и влаги в помещении и создания оптимальных или допустимых параметров воздуха (см. раздел 6.3).

§ 6.2.4 Этапы проектных работ

Проектирование СКВ ведется в основном в два этапа.

I-й этап — так называемый проект ТЭО (технико-экономическое обоснование). На этой стадии проектирования по укрупненным показателям производят выбор и технико-экономическое обоснование типа системы, определяют технические площади для установки этого оборудования, а также определение в первом приближении ее основных характеристик: производительности по воздуху, холоду и теплу, типа и числа центральных или автономных кондиционеров, их расположения, типа и расхода тепло и хладоносителей, типа и числа холодильных машин, насосов, установленной мощности электрооборудования, массы системы. При этом устанавливают предварительную стоимость системы. Разрабатывают принципиальную (предварительную) схему системы. Ранее в практике проектирования за этапом ТЭО следовал технический проект. С появлением блочного оборудования эти две стадии проектирования объединены и теперь в практике проектных организаций это ТЭО. В коммерческих фирмах — это технический проект. После утверждения заказчиком ТЭО разрабатывают рабочий проект — это наиболее ответственная стадия проектирования.

2-й этап — рабочий проект разрабатывается на основании строительных планировок, теплотехнических характеристик строительных конструкций и технологического

(подробного со спецификацией) задания. Производят расчет тепловлаговыведений и на его основании расчет воздухообмена для каждого помещения, обеспечивающий требуемые параметры. Подбирают оборудование (с определением всех его характеристик), обеспечивающее необходимый воздухообмен и потери напора в сети. Окончательно выбирают тип и принципиальную схему системы и определяют ее характеристики, количество воздухопроводов и т.д.

Вычерчивают планы с нанесением оборудования и разводкой сетей воздухопроводов и трубопроводов.

Далее чертят аксонометрические схемы сетей воздухопроводов и трубопроводов. Выполняют аэродинамические и гидравлические расчеты. Определяют уровень шума. Заполняют спецификации по оборудованию, материалам, арматуре и т.д. с указанием фирмы-изготовителя и стоимости. После согласования заказчиком проекта в СЭС и пожарной инспекции, если есть замечания по проекту, вносят коррективы. На основе этой документации производят заказ оборудования.

На этом стадия проектирования заканчивается.

Рабочие чертежи передаются монтажникам на объект. После окончания монтажных работ монтирующими организациями составляются исполнительные чертежи и исполнительная сертификация.

Пусковые испытания смонтированных систем вентиляции и кондиционирования проводятся в соответствии с требованиями СНиП 111-28-75 «Правила производства и приемки работ» после механического опробования вентиляционного и связанного с ним энергетического оборудования. Целью пусковых испытаний и регулировки систем вентиляции и кондиционирования воздуха является установление соответствия параметров их работы проектным и нормативным показателям. До начала испытаний установки вентиляции и кондиционирования воздуха должны непрерывно и исправно проработать в течение 7 ч.

При пусковых испытаниях должны быть произведены:

- проверка соответствия параметров установленного оборудования и элементов вентиляционных устройств, принятым в проекте, а также соответствия качества их изготовления и монтажа требованиям ТУ и СНиП;
- выявление неплотностей в воздуховодах и других элементах систем;
- проверка соответствия проектным данным объемных расходов воздуха, проходящего через воздухоприемные и воздухораспределительные устройства общеобменных установок вентиляции и кондиционирования воздуха;
- проверка соответствия паспортным данным вентиляционного оборудования по производительности и напору;
- проверка равномерности прогрева калориферов. (При отсутствии теплоносителя в теплый период года проверка равномерности прогрева калориферов не производится).

Вентиляционные установки, непосредственно связанные с технологическим оборудованием (местные отсосы и т.п.), испытывают и регулируют после окончания монтажа этого оборудования.

Установки кондиционирования воздуха могут быть испытаны при ручном управле-

нии. Выявленные при проверке отступления от проекта, не согласованные с проектной организацией, а также дефекты изготовления и монтажа элементов вентиляционных устройств должны быть устранены до начала инструментальных замеров характеристик этих элементов.

Действие вытяжных устройств естественной вентиляции в жилых и общественных зданиях проверяют по наличию тяги в решетках вентиляционных устройств (по задымленному потоку воздуха или отклонению тонких бумажных лент). Устанавливают также соответствие конструктивных решений проектным, а качество выполнения — требованиям СНиП.

По результатам пусковых испытаний на каждую установку составляют акт и паспорт. Акты испытаний и паспорта вентиляционных устройств являются приложениями к актам сдачи систем вентиляции в эксплуатацию.

Пусковые испытания и регулировка систем вентиляции и кондиционирования воздуха производятся строительно-монтажной или специализированной пусконаладочной организацией.

Необходимость проведения испытаний и наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха устанавливается по результатам контрольных санитарно-гигиенических обследований состояния воздушной среды помещений.

Наладке подлежит основное оборудование центральных СКВ, которое состоит из вентиляционных агрегатов, направляющих аппаратов, приводных муфт, фильтров, секций подогрева и воздухоохладителей, камер орошения, регулирующих воздушных клапанов и др.

Перед началом пусконаладочных работ необходимо: ознакомиться с проектом СКВ; обследовать кондиционируемые помещения; ознакомиться с технологическими процессами производства; осмотреть смонтированные СКВ; ознакомиться с актами на скрытые рабо-

§ 6.2.5 Программа и организация пусконаладочных испытаний

ты; проверить соответствие смонтированных СКВ проектным решениям и выявить отклонения; выявить и устранить неплотности соединений секций кондиционеров и воздуховодов; проверить наличие и соответствие требованиям проекта толщины тепловой изоляции секций кондиционера, воздуховодов, трубопроводов и другого оборудования; подготовить необходимые инструменты и приборы, протарированные в лабораториях.

В процессе обследования СКВ тщательно проверяют техническое состояние всего смонтированного оборудования, размещение и исправность регулирующих устройств, установку и размещение смонтированных контрольно-измерительных приборов. В результате этой работы должны быть составлены ведомости на выявленные неисправности и недоделки СКВ (ведомости дефектов).

После анализа результатов испытаний при наладке необходимо наметить мероприятия по обеспечению работы СКВ в проектном режиме. Рекомендации (чертежи и пояснительная записка) направляются заказчику для выполнения намеченных мероприятий.

Если установленное оборудование СКВ соответствует паспортным данным, то в процессе наладки следует отрегулировать вентиляторную установку на расчетную производительность по воздуху и напору, а также отрегулировать сеть воздуховодов и воздухораспределительные устройства, максимальную производительность калориферов первого и второго подогревов и зональных подогревателей; требуемую по проекту производительность воздухоохладителя или оросительной камеры; характеристики регулирующих устройств по воздуху, воде и пару; производительность источника холода.

Пусконаладочные работы выполняются специализированными организациями по договорам с заказчиком. К договору прилагают календарный план производства пусконаладочных работ, в котором должны быть указаны: объекты, подлежащие наладке; сроки начала и окончания работ по объектам (помещениям, сооружениям) и в целом; сметная стоимость, в том числе по этапам работ, где должны быть указаны обязанности сторон по исполнению договора.

6.3

РАСЧЕТ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Составление теплового и влажностного баланса для кондиционируемого помещения производится общеизвестными методами, принятыми в отопительно-вентиляционной технике. Здесь должны быть учтены все факторы, влияющие на изменение состояния воздушной среды помещения.

Для составления теплового баланса помещения необходимо определить все поступления и потери тепла в помещении.

В помещениях различного назначения действуют две основные категории тепловых нагрузок:

- тепловые нагрузки, возникающие снаружи помещения (наружные);
- тепловые нагрузки, возникающие внутри зданий (внутренние).

Наружные тепловые нагрузки представлены следующими составляющими:

- тепlopоступления или тепlopотери в результате разности температур снаружи и внутри здания через стены, потолки, полы, окна и двери. Разность температур снаружи здания и внутри него летом является положительной, в результате чего имеет место приток тепла снаружи во внутрь помещения; и наоборот — зимой эта разность является отрицательной и направление потока тепла меняется;
- тепlopоступления от солнечного излучения через застекленные площади; данная нагрузка проявляется в форме ощущаемого тепла; солнечное излучение всегда создает положительную нагрузку как летом, так и зимой. Летом эта нагрузка должна быть компенсирована, а зимой она незначительная и интегрируется с теплом, вырабатываемым установкой искусственного климата;
- наружный вентиляционный воздух и

проникающий в помещения воздух (за счет инфильтрации) может иметь также различные свойства, которые, однако, почти всегда контрастируют с метеорологическими требованиями помещений: летом горячий и влажный (в некоторых широтах наоборот — сухой) наружный воздух существенно влияет на работу установки, охлаждающей и осушающей воздух; зимой холодный и сухой (или наоборот — влажный) наружный воздух должен быть подогрет и увлажнен. И только в промежуточный период между двумя этими временами года наружный воздух может в какой-то мере быть использован в форме бесплатного охлаждения помещений.

Следует отметить, что наружные тепловые нагрузки могут обладать различными свойствами, то есть могут быть положительными и отрицательными в зависимости от времени года и времени суток.

Внутренние тепловые нагрузки в жилых, офисных или относящихся к сфере обслуживания помещениях складываются в основном из:

- тепла, выделяемого людьми;
- тепла, выделяемого лампами и осветительными приборами, электробытовыми приборами: холодильниками, плитами и т.д. (в жилых помещениях);
- тепла, выделяемого работающими приборами и оборудованием: компьютерами, печатающими устройствами, фотокопировальными машинами и пр. (в офисных и других помещениях);

В производственных и технологических помещениях различного назначения дополнительными источниками тепловыделений могут быть:

§ 6.3.1 Расчет теплового баланса помещения

- нагретое производственное оборудование;
- горячие материалы, в том числе жидкости и различного рода полуфабрикаты;
- продукты сгорания и химических реакций.

Все перечисленные внутренние тепловые нагрузки являются всегда положительными, и поэтому в летний период они должны быть устранены, а зимой за их счет снижается нагрузка на установки обогрева.

Далее рассмотрим более подробно основные составляющие теплового баланса помещений.

ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ И ТЕПЛОПТЕРИ

Теплопоступления и теплопотери в результате разности температур

Расчет поступления тепла через внешние ограждающие конструкции в летний период года затрудняется существенными колебаниями температуры наружного воздуха в течение суток и еще большими колебаниями теплового потока на наружных поверхностях ограждений за счет солнечного излучения. Значительное влияние на теплообмен оказывает и массивность ограждений, благодаря чему колебания температуры на их внутренней поверхности уменьшаются.

Потери тепла через ограждающие конструкции в зимний период года рассчитывают в предположении стационарного режима, так как зимой значительных колебаний температуры наружного воздуха и особенно колебаний температуры на наружной стороне ограждений не наблюдается. Все теплопоступления в помещения, как правило, переменны во времени. Часть из них зависит от изменения температуры наружного воздуха и притока тепла от солнечного излучения, а остальные являются функцией изменения условий внутри обслуживаемого помещения.

Расчет теплопередачи через ограждения помещений выполняется по известным зави-

симостям, согласно строительной теплотехнике СНиП 11-3-79*. Расчетные наружные температуры ($t_{n_{расч}}$) приведены в главе II, а внутренние ($t_{в_{расч}}$) выбираются с учетом комфортных условий или технологических требований, предъявляемых к производственным процессам. Количество тепла $Q_{отр}$, передаваемое через каждое ограждение площадью $F, м^2$, имеющее коэффициент теплопередачи k ($Вт/м^2 \cdot ^\circ C$), определяется по формуле

$$Q_{отр} = F \cdot k \cdot (t_{n_{расч}} - t_{в_{расч}}) \cdot \Psi,$$

где Ψ — поправочный коэффициент, принимаемый согласно указаниям норм СНиП 2.04.05-91* или ведомственных рекомендаций.

Представленная формула не учитывает ряда факторов, влияющих на величину теплопотерь или теплопоступлений. В частности, необходимо вводить поправочные коэффициенты на ориентацию ограждения на сторону света, на обдувание ветром и его этажность, на проникновение в помещение наружного воздуха через открытые окна, двери и различного рода неплотности. Кроме этого, следует вводить поправку на солнечную радиацию. Все эти коэффициенты являются составными коэффициента Ψ .

Поглощение солнечного излучения стеной зависит от теплоты самой стены, которая постоянно отражает какую-то часть входящего тепла. Выбор цвета наружных стен является важным фактором ограничения или усиления теплопритоков. В расчетах учитывается определенный коэффициент поглощения тепла, который может достигать 0,9 для стены темного цвета, 0,7 для цвета серого и 0,5 для стены светлого цвета.

Солнечное излучение, направленное на стену или на крышу (потолок), проявляется в виде избыточного тепла, поступающего в помещение в течение некоторого времени, количество этого тепла зависит от характеристик самой стены. Солнечное излучение повышает температуру наружной поверхности, но так как температуры внутренней по-

верхности ниже, возникает интенсивный тепловой поток. Обычно чем больше массивность стены (вес стены на квадратный метр площади), тем больше время передачи тепла в помещение. В то же время очень легкая стена передает почти сразу полученное от солнечного излучения тепло в помещение. Такое явление очень важно при определении тепловых нагрузок в помещении. Действительно, очень толстая стена способна задерживать тепловую нагрузку на определенный период, уменьшая таким образом пиковую нагрузку. На *рис. VI.6.* это явление показано на примере двух кривых: верхняя кривая отражает значение моментальной тепловой нагрузки, нижняя кривая показывает, как это полученное тепло может быть задержано по времени толстой стеной (более длительная передача).

Верхняя кривая показывает моментальную нагрузку, нижняя кривая отражает эффективную тепловую нагрузку аккумуляирования тепла стеной средней толщины.

Для противодействия моментальной тепловой нагрузке было бы необходимым подбирать кондиционер на пиковую моментальную нагрузку. Для нейтрализации уменьшенной тепловой нагрузки достаточно кондиционера намного меньшей мощности, которая может действовать более длительное время. На *рис. VI.7.* для сравнения представлены эффекты сглаживания тепловой нагрузки стенами различной толщины; можно наблюдать, как снижается величина тепловой нагрузки по мере утолщения стены здания.

Из вышесказанного можно сделать вывод, что: в зданиях из легких конструкций

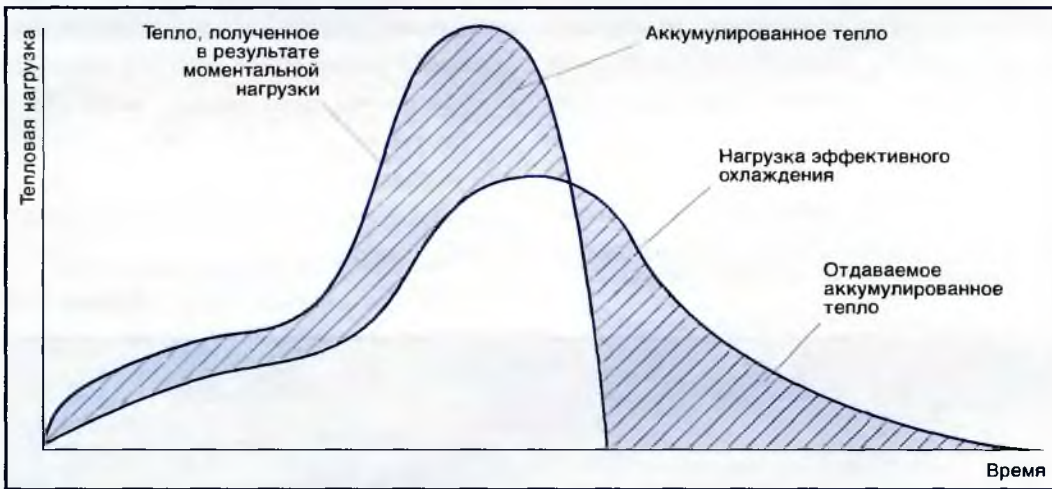


Рис. VI.6.
Тепловая нагрузка от солнечного излучения на участок стены

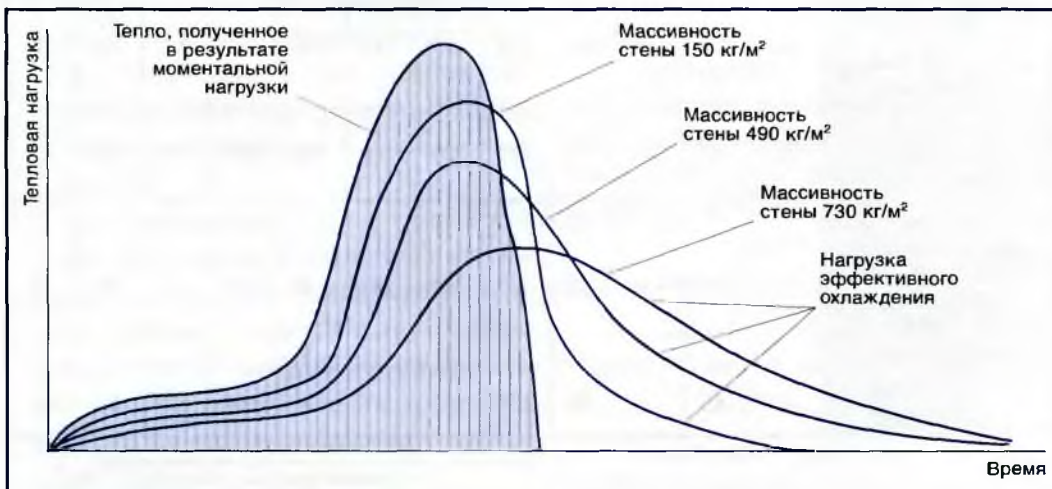


Рис. VI.7.
Развитие эффективной тепловой нагрузки излучения на стены различной толщины

эффективные тепловые нагрузки являются повышенными и быстро изменяющимися; в зданиях с тяжелыми стенами тепловые нагрузки ниже по величине и изменяются на протяжении длительного времени. Установка кондиционирования в последнем случае менее дорогостоящая.

Теплопоступления от солнечного излучения
через остекление

Избыточная теплота солнечного излучения немедленно поглощается средой помещения и, если речь идет о магазинах с большими застекленными витринами, зрелищных помещениях и пр., значительно увеличивает тепловую нагрузку. Действительно, в зависимости от типа стекла почти до 90% тепла солнечного излучения передается в помещение, а оставшая часть отражается. В большинстве случаев тепловая нагрузка от солнечного излучения в общественных и административных зданиях может составлять до 50% в общем балансе теплопоступления. Обычно максимальная тепловая нагрузка достигается при максимальном уровне излучения. Солнечное излучение состоит из двух компонентов: прямой составляющей

и рассеянной. Интенсивность солнечного излучения зависит от широты местности и варьируется в зависимости от времени года и времени суток.

Поступление тепла от солнечной радиации зависит от рода и структуры материала наружных ограждений, состояния и цвета их поверхности, угла, под которым солнечные лучи падают на поверхность, ориентации поверхности по странам света и др.

Наибольшее поступление тепла от солнечной радиации происходит через остекленные наружные поверхности: окна, фонари.

Расчетные количества тепла, поступающего от солнечной радиации (Вт/м²·ч) через остекленные поверхности, приведены в табл. VI.8.

Поступления тепла от солнечной радиации через остекленные поверхности, отличные от приведенных в табл. VI.8, необходимо умножать на соответствующие коэффициенты, приведенные в табл. VI.9.

Поступление тепла от солнечной радиации учитывается для летнего и переходного периодов, начиная от наружных температур + 10 °С и выше.

Таблица VI.8

Характеристика остекленной поверхности	Стороны света и широты, град											
	юг			юго-восток и юго-запад			восток и запад			северо-восток и северо-запад		
	35	50	65	35	50	65	35	50	65	35	50	65
Окна с двойным остеклением (две рамы) с деревянными переплетами	128	145	169	99	140	167	145	157	169	76	76	70
То же, с металлическими переплетами	163	186	209	128	175	209	186	198	209	93	93	93
Фонарь с двойным остеклением с металлическими переплетами (прямоугольный и типа шеда)	151	186	198	128	175	198	186	198	209	99	99	93
То же, с деревянными переплетами	140	167	175	106	157	175	167	180	186	87	87	81

Примечания: 1. Теплопоступления от радиации через остекленные поверхности, ориентированные на север, не учитываются.
2. Для А-образных фонарей расчетная поверхность принимается по горизонтальной проекции, т.е. в плане.

Таблица VI.9

Тип остекления	Поправочный коэффициент
Для окон с двойным остеклением в одной раме	1,45
Для окон с одинарным остеклением	1,25
Для фонарей с одинарным остеклением	1,15
Для обычно загрязненного стекла	0,80
Для сильно загрязненных остекленных поверхностей в литейных, кузницах и т.п.	0,70
Для забеленных остекленных поверхностей	0,60
Для поверхностей, остекленных обычным матовым стеклом	0,40
Для окон с устройством козырьков	0,25

За расчетное количество тепла, поступающего от солнечной радиации, для данного помещения принимается большее из двух следующих значений:

- количество тепла, поступающего через остекленную поверхность одной из стен, расположенной наиболее выгодно в отношении поступлении тепла от радиации или имеющей наибольшую световую поверхность, включая и тепло, поступающее через облучаемые поверхности фонарей и покрытия;
- 70% количества тепла, поступающего через остекленные поверхности двух взаимно перпендикулярных стен помещения, включая и тепло, поступающее через облучаемые поверхности фонарей и покрытия.

Для уменьшения теплопоступлений от солнечной радиации рекомендуется по возможности ориентировать помещения световыми проемами на север, устраивать минимальное количество световых проемов, избегать устройства фонарей, применять защитные противоинсоляционные приспособления: двойное остекление, забелку остек-

ления, устройство штор, маркиз, козырьков, жалюзи. В результате применения указанных защитных приспособлений теплопоступления от солнечной радиации могут быть уменьшены до 60%, а мощность холодильной установки — на 10–15%.

Снижения теплопоступления от солнечной радиации при применении защитных противоинсоляционных приспособлений принимаются:

При шторах между оконными переплетами	50%
То же, при внутренних шторах на окнах	40%
При устройстве жалюзи	50%

Теплопоступления от инфильтрации

Инфильтрация, или проникновение наружного воздуха под действием ветра и разности температур через неплотности наружных ограждающих конструкций, является фактором, которым нельзя пренебрегать. Особенно ее надо учитывать для окон и дверей, расположенных с подветренной стороны.

Инфильтрация воздуха для незащищенных фонарей учитывается только с одной стороны фонаря. Массовое количество воздуха, инфильтрующегося через щели, определяется по формуле

$$M = \Sigma \cdot (a \cdot m \cdot l),$$

где a — коэффициент, зависящий от характера щелей, принимается по приведенным ниже данным;

m — удельное количество воздуха, проникающего через 1 пог. м. длины в зависимости от скорости ветра кг/(г × пог.м), определяется по СНиП (см. табл. VI.10.)

l — длина щели.

Значения коэффициента а	
Фрамуги окон и дверей:	
С одинарными деревянными переплетами	1,0
С двойными	0,5
С одинарными металлическими переплетами	0,65
С двойными	0,33
Двери и ворота	2,0

Расход тепла на подогрев воздуха, поступающего за счет инфильтрации.

$$Q_{инф} = M \cdot c_v \cdot (t_{вн} - t_{вн}).$$

Приведенные данные следует использовать для учета инфильтрации в зимнее время в кондиционируемых помещениях, имеющих оконные и другие притворы, к которым могут быть применены приведенные значения а и m.l. В других случаях можно использовать с достаточной степенью точности введение добавок на теплотери, оценивая их в размере от 10 до 20% в зависимости от характера и ориентировки наружных ограждений. Необходимо учитывать, что проникающий за счет инфильтрации зимний воздух несет отрицательную тепловую нагрузку. В этих случаях воздух будет охлаждать помещение. В летний период помещения с наружными окнами могут быть более подвержены действию инфильтрации, если на лето оставить одинарные рамы. Наружный воздух в летний период, имеющий большее теплосодержание, чем в помещении, является дополнительной нагрузкой на охлаждающее оборудование. Кроме того, с воздухом в помещение будет поступать и дополнительная влага. При тех же плотностях ограждений летом влияние инфильтрации меньше,

чем зимой, так как летом обычно меньшие, чем зимой, скорости воздуха и меньшие разности температур.

В табл. VI.10 приведены данные, позволяющие определять приток наружного воздуха в результате естественной инфильтрации.

Для двойных створчатых окон к указанным значениям вводится коэффициент 0,5, а для дверей — 2,0. В расчетах принимаются только окна, двери и фонари, выходящие на наветренные стороны помещения.

Для помещений, которые оборудуются системой кондиционирования воздуха, необходимо все ограждения выполнять с максимальной герметичностью. Если притворы окон и фонарей имеют специальные уплотнения (плотная замазка, резиновые прокладки и т.п.), то инфильтрация воздуха не учитывается.

Теплопоступления от людей

Поступление тепла от людей зависит от интенсивности выполняемой работы и параметров окружающего воздуха.

Тепло, выделяемое людьми, складывается из ощутимого (явного), т.е. передаваемого в воздух помещения путем конвекции и лучеиспускания, и скрытого тепла, затрачиваемого на испарение влаги с поверхности кожи и из легких. Соотношения между количеством ощутимого и скрытого тепла зависят от интенсивности мускульной работы,

Таблица VI.10.

ИНФИЛЬТРАЦИЯ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ДВЕРИ И ОКНА В м³/ч НА ЛИНЕЙНЫЙ МЕТР ПЕРИМЕТРА

Тип двери	Скорость ветра, м/с				
	2	4	6	9	11
Стекланные двери:					
щели до 3 мм	18	35,5	54,5	72,5	89,0
щели до 5 мм	26,5	55,5	78,0	111,5	134,0
металлические двери:					
с уплотнением	2,5	3,3	5,3	7,2	9,5
без уплотнения	5,0	6,7	10,0	14,5	18,4

Таблица VI.11

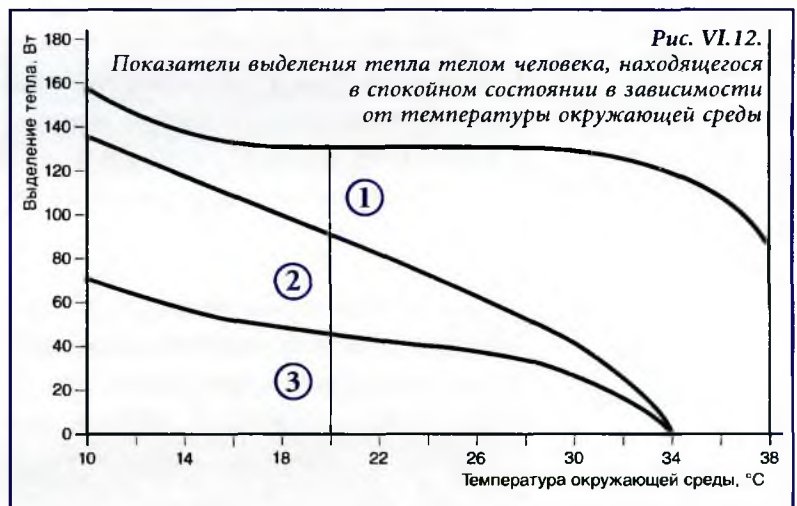
Температура внешней среды, °C	Положение сидя либо состояние отдыха			Положение стоя либо легкое движение			Тяжелая работа либо спокойный танец		
	явное	скрытое	общее	явное	скрытое	общее	явное	скрытое	общее
10	115	15	130	135	21	156	206	84	290
14	103	15	118	117	21	138	179	84	263
18	89	15	104	100	33	133	157	93	250
20	82	21	103	92	42	133	140	110	250
22	76	26	102	84	48	132	117	132	249
24	67	35	102	72	60	132	95	154	249
26	61	41	102	63	69	132	81	168	249
28	51	51	102	53	79	132	64	185	249
30	40	60	100	41	89	130	48	198	246
32	20	78	98	22	106	128	31	213	244

производимой человеком, и от параметров окружающего воздуха. С повышением интенсивности работы и температуры окружающего воздуха увеличивается доля тепла, передаваемого в виде скрытого тепла испарения. При температуре воздуха 36 °C все тепло, выработанное организмом, отдается путем испарения.

Показатели тепловыделений человека во внешнюю среду показаны в *табл. VI.11*.

В этой связи можно сделать несколько замечаний:

- вне зависимости от вида деятельности общее количество выделяемой телом тепловой энергии при низких температурах окружающей среды выше, чем при высоких;
- при низких температурах окружающей среды значение явного (ощутимого) тепла значительно выше показателей скрытого тепла, и наоборот, при высоких температурах преобладает выделение скрытого тепла;
- при температурах, соответствующих комфортному состоянию (24–26 °C), при сидячем роде занятий, общее количество выделяемого тепла распределяется в пропорции 60–65% явного тепла и 40–35% скрытого тепла. С повышением физических нагрузок начинает преобладать выделение скрытого тепла.



Показатели выделения тепла человека при различных температурах окружающей среды приведены на *рис. VI.12*.

При расчете поступления тепла телом от людей нужно принимать во внимание тот факт, что не всегда количество людей, заявленное в исходных данных будет соответствовать одновременному их присутствию в данном помещении. Этот факт обосновывает применение коэффициента одновременности присутствия. Чтобы сделать расчет более соответствующим реальности при проектировании СКВ, в учреждениях этот коэффициент принимается равным 0,95, т.е. количество людей на 5% меньше заявленного количества. В случае других потребителей

- 1 — скрытое тепло, выделяемое при испарении;
- 2 — явное тепло, выделяемое путем конвекции;
- 3 — явное тепло, выделяемое через тепловое излучение.;
- 2+3 — общее количество выделяемого явного тепла;
- 1+2+3 — общее количество выделяемого тепла

(объектов), например, гостиница, ресторан и пр., такой коэффициент должен быть установлен на основании опыта или на основании предположений заказчика.

Теплопоступления от ламп и осветительных приборов

В настоящее время в основном используются два типа осветительных приборов: лампы накаливания и люминисцентные лампы.

Теплопоступления от ламп накаливания ($Q_{осв}$) определяются по формуле:

$$Q_{осв} = \eta \cdot N_{осв},$$

где $\eta = 0,92-0,97$ — коэффициент перехода электрической энергии в тепловую;

$N_{осв}$ — установочная мощность ламп.

Световая нагрузка должна быть задана. Если она неизвестна, то для предварительных расчетов для хорошо освещенных помещений можно принимать $N_{осв} = 50-100$ Вт/м².

При использовании люминисцентных ламп принимают $\eta = 0,5-0,6$.

В некоторых помещениях, особенно в таких, как магазины, выставочные залы, торговые залы и пр., нагрузка от осветительных приборов составляет существенную часть в общей тепловой нагрузке. В торговом деле освещение является определяющим условием для успешных продаж, и освещение организовано, главным образом, внутри помещения. Кроме того, в современных учреждениях освещение поддерживается в рабочем состоянии на протяжении целого рабочего дня. Однако необходимо учитывать, что тепловыделения от осветительных приборов могут и не совпадать по времени с тепловыделениями от солнечной радиации и др. Поэтому, в зависимости от месторасположения светильников и принятой схемы кондиционирования воздуха, необходимо определить количество тепла, подлежащего ассимиляции от электросветильников.

Чтобы определить количество выделяемого в окружающее пространство тепла, необходимо также учитывать тип осветитель-

ных приборов, устанавливаемых на подвесном потолке.

Приведем три типичных случая:

Помещения с подвесным неветилируемым потолком. Элементы освещения встроены в подвесном потолке (рис. VI.13.). При такой установке 50% выделяемого тепла уходит непосредственно в помещение, а остальные 50% вначале задерживаются на некоторое время в самом подвесном потолке и только затем поступают в помещение. Таким образом, все 100% выделенного тепла поступают в помещение.

Помещения с вентилируемым подвесным потолком. Подвесной потолок используется как вытяжной короб, а окружаю-



щий воздух помещения поступает в короб через специальные отверстия или решетки (рис. VI.14.). Около 40% выделяемого тепла поступает непосредственно в помещение. Из оставшихся 60% часть тепла уносится обменным воздухом (около 30-40%), а оставшее тепло (20-30%) впоследствии тоже поступает в помещения, что в сумме составляет 60-70% от всего выделенного тепла.

В помещении с вентилируемым потолком и с вытяжкой через плафон (рис. VI.15).

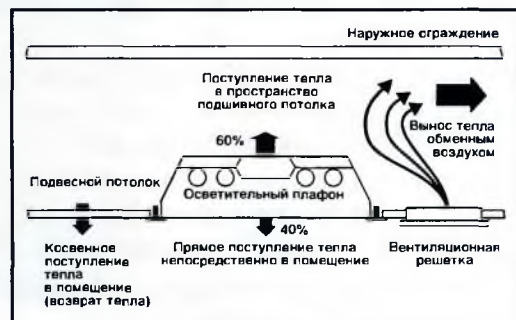
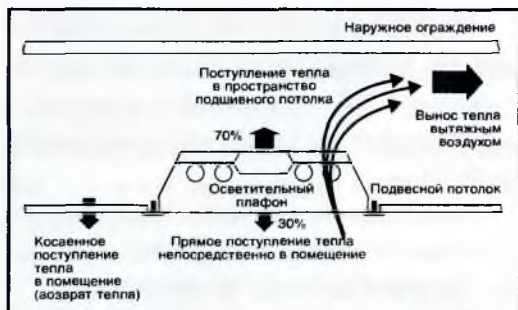


Рис. VI.13.
Неветилируемый потолок со встроенным осветительным плафоном. 100% выделенного тепла поступают в окружающее пространство: 50% непосредственно и остальные 50% косвенно

Рис. VI.14
Вентилируемый подвесной потолок, используемый в качестве вытяжного короба, со встроенным осветительным плафоном. Выделяемое тепло в количестве около 60-70% поступает в окружающее пространство помещения



Прямое поступление тепла в помещение составляет до 30%, из остальной части выделенного тепла (70%) около 40–50% отбирается вытяжным воздухом, в то время как 20–30% возвращается в помещение, поэтому количество тепла, поступающего в помещение, составляет 50% от общего.

В отношении некоторых учреждений могут применяться коэффициенты одновременности использования освещения с учетом отсутствия служащих.

Упрощенная экспресс-методика расчета теплопритоков

Данная экспресс-методика в основном используется для разработки СКВ на базе несложного (в проектом отношении) климатического оборудования, такого, как: кондиционеры сплит-систем, а также кондиционеры оконного типа и моноблочного исполнения.

Для подбора необходимого по холодопроизводительности кондиционера надо рассчитать тепло, поступающее в помещение от солнечной радиации, освещения, людей, оргтехники и т.д.

Основные теплопритоки в помещение складываются из следующих составляющих:

- 1) Теплопритоки, возникающие за счет разности температур внутри помещения

и наружного воздуха, а также солнечной радиации Q_1 , рассчитываются по формуле

$$Q = V \cdot q_{\text{уд}}$$

где $V = S \cdot h$ — объем помещения;

S — площадь помещения;

h — высота помещения;

$q_{\text{уд}}$ — удельная тепловая нагрузка,

принимается:

30–35 Вт/м³ — если нет солнца в помещении,

35 Вт/м³ — среднее значение;

35–40 Вт/м³ — если большое остекление с солнечной стороны;

- 2) Теплопритоки, возникающие за счет находящейся в нем оргтехники Q_2 . В среднем берется 300 Вт на 1 компьютер в полной комплектации (или 30% от мощности оборудования).

- 3) Теплопритоки, возникающие от людей, находящихся в помещении Q_3 .

Обычно для расчетов принимается:

1 человек — 100 Вт (для офисных помещений),

100–300 Вт (для ресторанов, помещений, где люди занимаются физическим трудом),

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

К подсчитанным теплопритокам прибавляется 20% на неучтенные теплопритоки:

$$Q_{\text{общ}} = (Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot 1,2 \text{ Вт.}$$

В случае использования в помещении дополнительного тепловыделяющего оборудования (электроплит, производственного оборудования и т.п.) соответствующая тепловая нагрузка должна быть также учтена в данном расчете.

Рис. VI.15. Вентилируемый потолок с вытяжкой воздуха через осветительный плафон

§ 6.3.2
Расчет
тепловлажностного
баланса
помещения

Влаговыделения в помещении

Второй составляющей микроклимата, существенно влияющей на метеорологические условия в помещении, является влажность.

Источниками влаговыделений в жилых и офисных зданиях являются люди, находящиеся в помещении. Возможными источниками влаговыделений в производственном помещении, кроме людей, могут быть:

- ♦ открытые водные поверхности, испаряющие влагу;
- ♦ влажные материалы, высыхающие в помещении;
- ♦ химические реакции, при которых выделяется влага, например, процессы горения;
- ♦ утечки пара через неплотности производственного оборудования и коммуникаций;
- ♦ смоченные поверхности оборудования и полов.

Следует отметить, что некоторое количество влаги может поступать в жилые, офисные и производственные помещения с инфильтрационным (наружным) воздухом.

Рассмотрим более подробно основные виды поступлений влаги в помещения.

Влаговыделения от людей. Приток влаги от людей зависит не только от интенсивности мускульной работы, но и температуры воздуха, его подвижности, а также температуры окружающих поверхностей.

Таблица VI.16

Характер работы	Влаговыделение W, кг/ч, при температуре воздуха, °С				
	15	20	25	30	35
Состояние покоя	0,35	0,40	0,62	0,94	0,150
Легкая физическая работа	0,82	0,125	0,175	0,230	0,300
Работа средней тяжести	0,130	0,180	0,240	0,300	0,350
Тяжелая физическая работа	0,240	0,310	0,365	0,400	0,430

Средние значения выделения влаги человеком, в зависимости от интенсивности мускульной работы и температуры воздуха t_0 при средней его влажности, приведены в табл. VI.16.

Общее количество влаги, поступающей в помещение от людей ($W_{л}$, кг/ч) определяется по формуле

$$W_{л} = d \cdot n \text{ (кг/ч)},$$

где d — количество влаги, выделяемой одним человеком, кг/ч;
 n — количество людей, находящихся в помещении.

Влаговыделения от открытых водяных поверхностей

Количество влаги, испаряющейся в помещении с открыто расположенной поверхности некипящей воды ($W_{от}$, кг/ч), может быть определено по формуле

$$W_{от} = F \cdot (a + 0,0174 \cdot V) \cdot (P_i - P_{бар}) \cdot \frac{760}{P_{бар}},$$

где a — фактор скорости движения (подвижности) окружающего воздуха; значение фактора «а» для диапазона изменения температур воздуха в помещении от 15 до 30 °С, в зависимости от температуры испаряющейся воды, принимают в следующих пределах:

Таблица VI.17

Температура воды, °С	До 30	40	50	60	70	80	90	100
Фактор скорости «а»	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,057

v — относительная скорость движения воздуха над поверхностью испарения, м/с;
 P_1 — упругость водяного пара, соответствующая полному насыщению воздуха при его температуре, равной температуре поверхности воды, мм рт.ст. (если испарение происходит без подведения тепла к воде, значение P_1 определяется температурой окружающего воздуха по мокрому термометру);
 P_2 — упругость водяного пара в воздухе помещения, мм рт.ст.;
760 — нормальное барометрическое давление, мм рт.ст.;
 $P_{бар}$ — расчетное барометрическое давление для данного географического пункта, мм рт.ст.;
 F — площадь поверхности испарения, м².

Влаговыделения от влажных материалов

Влаговыделения от влажных материалов и полуфабрикатов в процессе их сушки определяются весовым методом (опытным путем), т.е. путем взвешивания их до и после сушки.

Влаговыделения от химических реакций

Влаговыделения от химических реакций, например, процессов горения, зависят от вида используемого топлива и составляют:

При сгорании:

1 кг ацетилена	0,7 кг влаги
1 кг бензина	1,4 кг влаги
1 кг водорода	9,0 кг влаги
1 кг природного газа	1,3 кг влаги

Влаговыделения через теплообменники оборудования

Прорыв пара через неплотности производственного оборудования и коммуникаций при правильной их эксплуатации сводится к минимуму, которым можно пренебречь. Но в некоторых проектных случаях, при составлении влажностного баланса, прорыв пара через неплотности соединений оценивается в 2% от количества протекающего пара в данном оборудовании.

Влаговыделения от смоченных поверхностей

Влаговыделения со смоченной поверхности оборудования и пола (W_n , кг/ч) определяют по приближенной формуле:

$$W_n = 0,006 \cdot F_1 \cdot (t_c - t_m),$$

где F_1 — площадь мокрой поверхности пола;
 t_c и t_m — температура воздуха в помещении соответственно по сухому и мокрому термометру, °C.

Приток влаги с инфильтрационным воздухом

Инфильтрационный воздух может содержать как большее количество влаги, так и меньшее, чем внутренний воздух в помещении. Поэтому увеличение или уменьшение влаги воздуха в помещении от инфильтра-

ции ($W_{инф}$, кг/ч) определяется по следующим формулам:

при влажосодержании наружного воздуха, большем внутреннего:

$$W_{инф} = G \cdot (d_n - d_n),$$

где G — количество инфильтрующегося воздуха, кг/ч;

d_n и d_n — влажосодержание соответственно, наружного и внутреннего воздуха, кг/кг.

При влажосодержании наружного воздуха, меньшем внутреннего:

$$W_{инф} = G \cdot (d_n - d_n),$$

В том случае, когда в кондиционируемом помещении создается подпор, инфильтрация и приток с ней влаги и тепла не учитываются.

Кроме влаговыделений, в помещении могут быть и влагопоглощения, как например: поглощение влаги гигроскопическими материалами, которое определяется опытным путем.

Расчетное количество влаги, на которое рассчитывается воздухообмен, определяется как разность между влаговыделениями от всех источников и влагопоглощениями, если таковы имеются в помещении. Следовательно, баланс влаги в помещении выразится формулой

$$W_{вн} = \Sigma W_{вн} - \Sigma W_{пог}.$$

Основные характеристики влажного воздуха

В системах кондиционирования воздух подвергается различным видам обработки, при которых существенно меняются его тепловые и влажностные состояния.

Атмосферный воздух состоит из сухой части (азота, углерода, инертных газов) и водяных паров. Причем, если содержание газов в сухой части воздуха относительно стабильно, то количество водяных паров изменяется в широких пределах и зависит от времени года и местных климатических условий.

Поскольку в атмосферном воздухе всегда находится какое-то количество водяных паров, в проектировании СКВ он рассматривается как влажный воздух.

При обработке в системах кондиционирования влажного воздуха изменяется количество водяных паров, содержащихся в воздухе, содержание же сухого воздуха остается постоянным. Поэтому при расчетах процессов, связанных с увлажнением и осушкой воздуха, пользуются единицей измерения влажности, которая выражает отношение переменного количества водяных паров к неизменной массе сухого воздуха. Такой единицей измерения является влагосодержание d (кг/кг), показывающее количество водяных паров в 1 кг сухого воздуха.

Численные значения d обычно являются малой величиной, поэтому в практических расчетах удобнее пользоваться влагосодержанием в г влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха.

Степень насыщения воздуха водяными парами показывает физическая величина, называемая относительной влажностью ϕ (в %). С достаточной точностью относительная влажность воздуха может быть вычислена как отношение влагосодержания при данном состоянии (d) к влагосодержанию при полном насыщении (d_n) при тех же значениях температуры и давления:

$$\phi = \frac{d \times 100}{d_n}, \%$$

В расчетах тепловлажностного состояния влажного воздуха существует еще одно важное понятие, связанное с его физическим состоянием, — это теплосодержание, так называемая энтальпия I (кДж/кг или в ккал/кг при ведении графо-аналитических расчетов).

Энтальпия влажного воздуха представляет собой количество теплоты, необходимое для нагревания от 0 °С до данной температуры такого количества влажного воздуха, сухая часть которого имеет массу 1 кг.

Энтальпия влажного воздуха складывается из энтальпий сухой его части и энтальпии водяных паров.

В результате конвективного теплообмена сухой части воздуха передается (или от него отводится) теплота, температура воздуха повышается или понижается и, соответственно, увеличивается или уменьшается его энтальпия.

При поступлении водяного пара от внешних источников в воздух передается теплота парообразования и энтальпия воздуха возрастает. Изменение энтальпии водяного пара в этом случае происходит за счет увеличения его массы. Температура воздуха при этом остается неизменной.

Диаграмма I-d влажного воздуха

Расчет изменения состояния атмосферного воздуха требует выполнения сложных вычислений. Более простым и удобным является расчет с помощью психрометрической диаграммы, иначе называемой I-d-диаграммой.

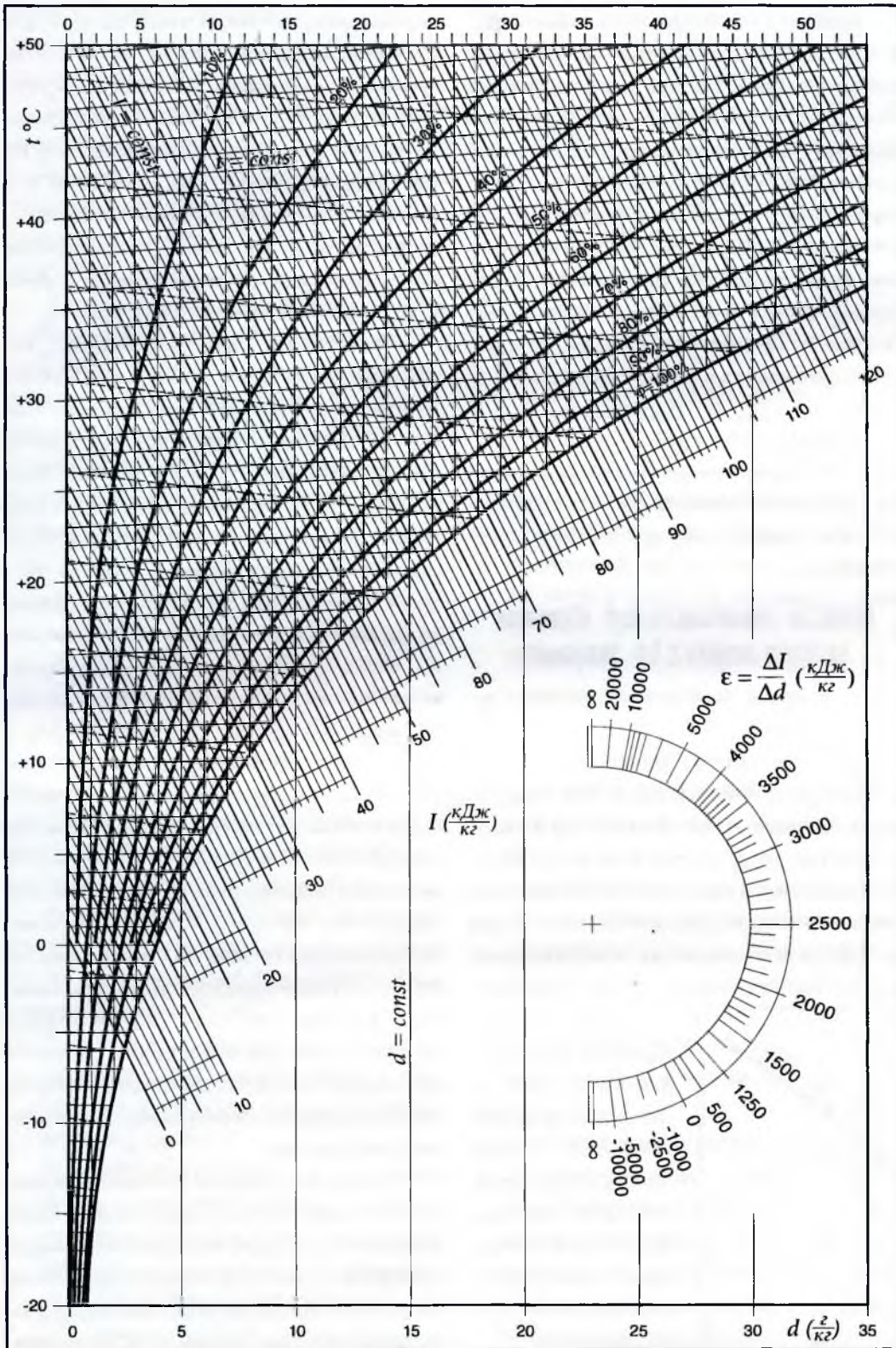
В координатах I-d наносят зависимости основных параметров влажного воздуха: температуры, влагосодержания, относительной влажности, энтальпии при заданном барометрическом давлении (рис. VI.18.). По оси ординат откладывают энтальпию на 1 кг сухого воздуха (ккал/кг), а по оси абсцисс — влагосодержание воздуха (в г на 1 кг сухого воздуха).

I-d-диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями 150 (120 °С). Такая система позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает ее удобной для графических построений.

Линии постоянной энтальпии ($I = \text{const}$) проходят под углом 150 ° к ординатам, а линии постоянного влагосодержания ($d = \text{const}$) располагаются параллельно оси ординат.

На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, строят линии изотерм $t = \text{const}$ и линии постоянных относительных влажностей $\phi = \text{const}$.

Рис. VI.18
I-d- диаграмма



Изотермы представляют собой прямые линии, причем изотермы не параллельны между собой, так как угол их наклона к горизонтальной оси различен. При низких тем-

пературах непараллельность изотерм почти незаметна. Приведенные на диаграмме линии температур соответствуют значениям по сухому термометру.

Кривую с относительной влажностью $\phi = 100\%$ строят по данным таблиц насыщенного воздуха. Область диаграммы выше этой кривой относится к области ненасыщенного влажного воздуха, а область диаграммы ниже кривой насыщения ($\phi = 100\%$) характеризует состояние перенасыщения влажного воздуха. В этой области насыщенный воздух содержит влагу в жидкой или твердой фазе (туман). Так как эта часть диаграммы не представляет интереса при расчетах, связанных с влажным воздухом, ее не строят.

Каждая точка на поле диаграммы соответствует определенному состоянию воздуха. Положение точки определяется любыми двумя из четырех (I, d, t, ϕ) параметрами состояния.

Процессы тепловлажностной обработки влажного воздуха в I-d- диаграмме

Рассмотрим характерные тепловлажностные состояния воздуха.

Когда состояние влажного воздуха характеризуется точкой A (рис. VI.19.), лежащей выше кривой $\phi = 100\%$, водяной пар в воздухе находится в перегретом состоянии. Если состояние влажного воздуха характеризуется точкой A₁ (на кривой насыщения $\phi = 100\%$), то водяной пар в воздухе находится в насыщенном состоянии. И наконец,

если заданная точка A₂ лежит ниже кривой насыщения, то температура влажного воздуха ниже температуры насыщения и в воздухе находится влажный пар, т.е. смесь сухого насыщенного пара и капелек воды.

В проектной практике I-d- диаграмму используют не только для определения

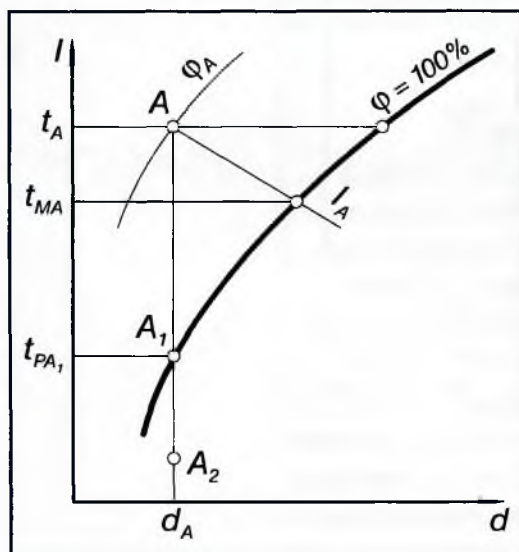
параметров состояния воздуха, но и для построения изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, осушении, смешении, при произвольной последовательности и сочетании этих процессов. На I-d- диаграмме могут быть построены еще два параметра, которые широко используются при расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха, — температура точки росы t_p и температура мокрого термометра t_m .

Температурой точки росы воздуха t_p называется температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания. Для определения температуры точки росы необходимо на поле I-d-диаграммы из точки, характеризующей заданное состояние влажного воздуха, провести прямую, параллельную оси ординат, до пересечения с кривой $\phi = 100\%$. Изотерма (линия $t = \text{const}$), пересекающая в этой точке кривую насыщения ($\phi = 100\%$), будет характеризовать температуру точки росы t_p .

Температурой мокрого термометра t_m является такая температура, которую принимает влажный воздух при достижении насыщенного состояния и сохранения постоянной энтальпии воздуха, равной начальной. Для определения температуры мокрого термометра необходимо на поле I-d- диаграммы через точку, соответствующую состоянию влажного воздуха, провести линию $I = \text{const}$ до пересечения с кривой $\phi = 100\%$. Изотерма, проходящая через точку пересечения, соответствует значению температуры воздуха по мокрому термометру.

Процессы изменения термовлажностного состояния воздуха происходят постоянно в помещениях, а также в системах вентиляции и кондиционирования. Воздух подвергается нагреванию, охлаждению, увлажнению, осушке, происходит смешивание воздуха с различными температурами и влагосодержаниями. Процессы, связанные с обработкой и перемешиванием воздуха в системах вентиляции и кондиционирования, а также процессы,

Рис. VI.19.



происходящие в помещениях, обслуживаемых этими системами, могут быть изображены на I-d- диаграмме.

Процессы перехода воздуха из одного состояния в другое на поле I-d- диаграммы изображаются прямыми линиями (лучами), проходящими через точки, соответствующие начальному и конечному состоянию влажно-го воздуха.

Уравнение перехода представляет собой уравнение пучка прямых, положение которых на I-d- диаграмме определяется точкой начального состояния воздуха 1 (I_1, d_1) и величиной тепловлажностного коэффициента ϵ , представляющего собой отношение изменения энтальпии воздуха к изменению его влагосодержания:

$$\epsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \times 1000,$$

где ϵ — тепловлажностный (или угловой) коэффициент линии процесса (иначе называемой «лучом процесса»), характеризующий изменение состояния воздуха, кДж/кг. Конкретные значения ϵ в диапазоне от 20000 до минус 10000 приведены на поле диаграммы I-d (см.рис. VI.18)

Характер изменения состояния воздуха определяется величиной (или направлением) тепловлажностного коэффициента ϵ .

Рассмотрим характерные случаи изменения состояния влажного воздуха и их схематичное изображение на I-d- диаграмме, представленной на рис. VI.20.).

1) Влажный воздух, имеющий начальные параметры I_1, d_1 , подвергается нагреванию при неизменном влагосодержании, т.е. $d_1 = d_2 = const$.

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

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

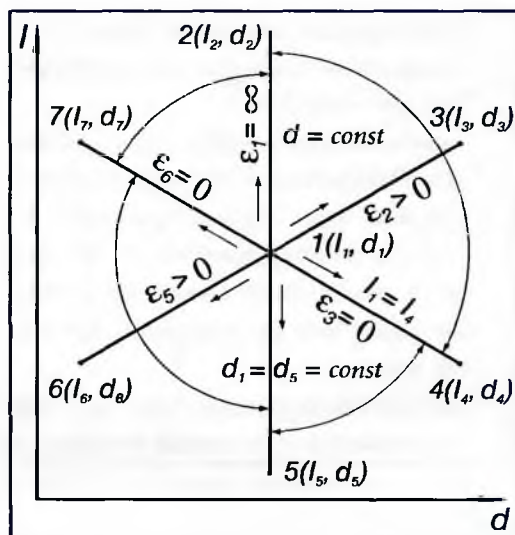


Рис. VI.20. Изображение на I-d- диаграмме процессов изменения состояния воздуха: при нагревании без подвода и отвода влаги (линия 1-2), нагревания с одновременным увлажнением (линия 1-3), увлажнения без подвода и отвода теплоты (линия 1-4), охлаждения без подвода и отвода влаги (линия 1-5), охлаждении с одновременным осушением (линия 1-6), осушении без подвода и отвода теплоты (линия 1-7)

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

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

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

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

3) Влажный воздух поглощает влагу ($d_4 > d_1$) при неизменной энтальпии ($I_4 = I_1$).

Так, если процесс происходит при постоянной энтальпии, то луч, характеризующий это изменение состояния, должен быть параллелен линии $I = const$. Величина углового коэффициента искомого луча $\epsilon = 0$.

Данное выражение показывает, что процесс протекает по линии $I_1 = I_4 = const$ (прямая 1-4).

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

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

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

Энтальпия воздуха остается постоянной, поскольку притока теплоты со стороны практически нет, $I_1 - I_4 = \text{const}$.

Процесс изображен на $I-d$ - диаграмме. Точка 1 показывает начальное состояние воздуха. Изменение состояния происходит по линии $I = \text{const}$. Практически в камерах орошения воздух удается увлажнить до значения $I = 90-95\%$. Этому состоянию соответствует точка 4.

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

Охлаждение воздуха при $d = \text{const}$, как и нагревание, может быть осуществлено в поверхностных теплообменниках. Луч процесса охлаждения направлен из точки 1 вертикально вниз к точке 5. При охлаждении луч может быть вертикально продолжен до точки росы 5, расположенной на линии $\phi = 100\%$. Дальнейшее охлаждение будет идти по линии насы-

щения и сопровождаться конденсацией водяных паров и осушкой воздуха. Охлаждение влажного воздуха при $d = \text{const}$ может осуществляться лишь до точки росы.

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

Значение углового коэффициента в этом случае $\epsilon > 0$.

Приращение энтальпии (ΔI) и приращение влагосодержания (Δd) имеют отрицательные знаки, поэтому направление процесса изменения состояния будет характеризоваться лучом 1-6, имеющим направление от точки 1 к точке 6.

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

- 6) Влажный воздух, имеющий параметры I_1, d_1 , отдает влагу ($d_7 < d_1$) при постоянной энтальпии ($I_7 = I_1 = \text{const}$), т.е. воздух осушается. При этом тепловлажностный коэффициент $\epsilon = 0$.

Приращение влагосодержания в этом случае будет отрицательным, но направление луча процесса будет от точки 1 к точке 7.

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

Применение $I-d$ диаграммы

Состояние воздуха определяется с помощью любых двух указанных выше параметров, имеющих на психрометрической диаграмме. Если мы выберем любую температуру по сухому термометру и любую

температуру по влажному термометру, то точка пересечения этих линий на диаграмме является точкой, обозначающей состояние воздуха при данных температурах. Состояние воздуха в данной точке обозначено совершенно определенно. Подобным же образом состояние воздуха в любой другой точке на психрометрической диаграмме определяется по температурам сухого и влажного термометров.

Когда на диаграмме найдено определенное состояние воздуха, все остальные параметры воздуха могут быть определены посредством данной диаграммы. Подобным же образом при наличии психрометрической диаграммы достаточно любых двух параметров смеси воздуха и водяного пара для определения состояния воздуха и всех остальных его параметров.

Пример 1. Если температура по сухому термометру равна 35°C , а температура точки росы $12,2^{\circ}\text{C}$, чему равна температура по влажному термометру (рис. VI.21.)

Решение. Определить точку 35°C на шкале температур по сухому термометру.

Провести прямую по линии $t = \text{const}$.

На линии $\phi = 100\%$ отмечаем температуру точки росы $12,2^{\circ}\text{C}$.

Провести от этой точки вертикальную линию вверх до пересечения с изотермой $t = 35^{\circ}\text{C}$.

Из полученной точки пересечения по линии $I = \text{const}$ до пересечения $\phi = 100\%$.

На шкале температур находим соответствующее значение температуры точки росы $t_{\text{т.р.}} = 20,3^{\circ}\text{C}$.

Пример 2. Если температура по сухому термометру равна 35°C , а температура точки росы 12°C , чему равна относительная влажность (рис. VI.22.).

Решение. Определить точку 35°C на шкале температур по сухому термометру.

Провести от этой точки прямую $t = \text{const}$.

Определить точку $12,2^{\circ}\text{C}$ на пересечении $t = \text{const}$ с линией $\phi = 100\%$.

Провести от этой точки вертикальную

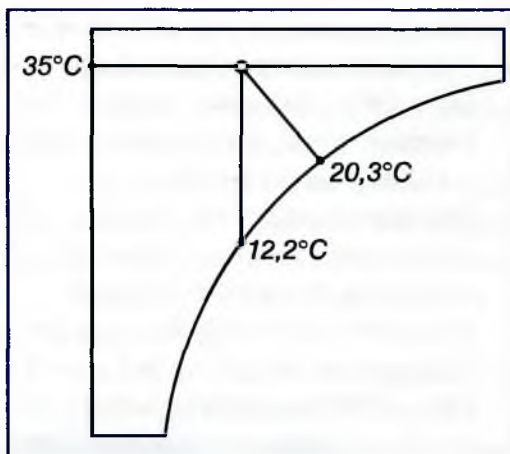


Рис. VI.21.
Определение температуры по влажному термометру

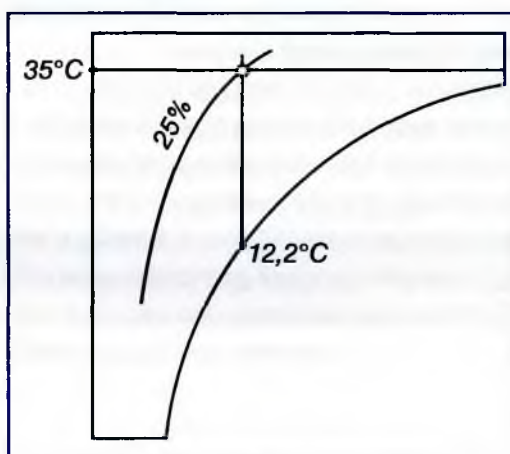


Рис. VI.22.

линию вверх до пересечения с линией температур по сухому термометру.

Относительная влажность в этой точке равна 25%.

Пример 3. Если температура по сухому термометру равна 35°C , а температура точки росы $12,2^{\circ}\text{C}$, чему равна энтальпия воздуха (рис. VI.23.)

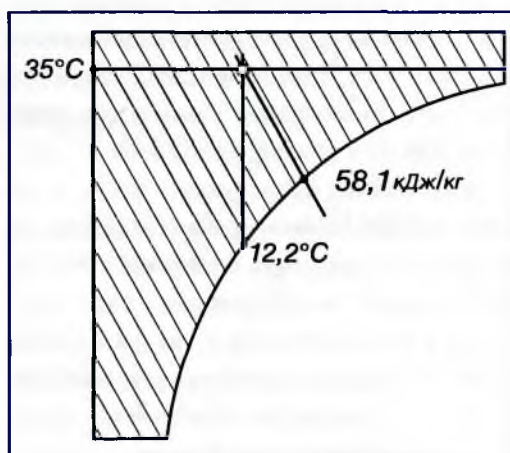


Рис. VI.23.

Рис. VI.24.
Изменение общей
энтальпии

Решение. Определить точку 35°C на шкале температур по сухому термометру.

Провести от этой точки линию $t = \text{const}$.

Определить точку пересечения $t = \text{const} = 12,2^\circ\text{C}$ с линией $\phi = 100\%$.

Провести от этой точки линию по вертикали вверх до пересечения с линией температур по сухому термометру.

Определяем соответствующее этой точке значение энтальпии $I = 58,1 \text{ кДж/кг}$.

При кондиционировании воздуха, связанного с его охлаждением (летний сезон), мы в основном заинтересованы в определении количества тепла, которое должно быть отведено, чтобы в достаточной степени охладить воздух для удовлетворения расчетных условий внутри помещения. При кондиционировании воздуха, связанного с его нагревом (зимний сезон), тепло добавляется в воздух для обеспечения расчетных условий. Предположим, например, что наружная температура по влажному термометру равна $23,9^\circ\text{C}$, а в кондиционируемом помещении необходимо поддерживать $19,4^\circ\text{C}$ по влажному термометру. Общее количество тепла, которое должно быть отведено от 1 кг сухого воздуха, определяется следующим методом.

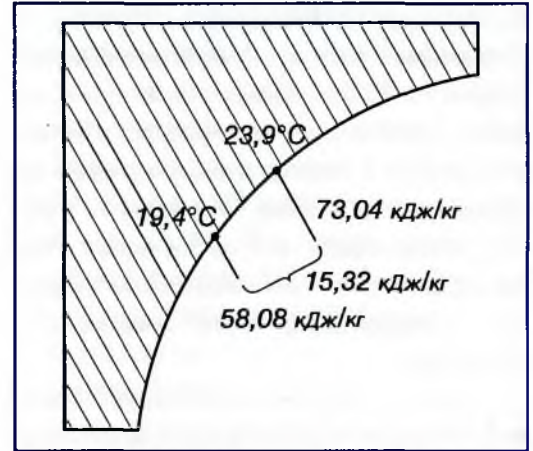
Энтальпия при $23,9^\circ\text{C}$ по влажному термометру равна $73,04 \text{ кДж}$ на 1 кг воздуха.

Энтальпия при $19,4^\circ\text{C}$ по влажному термометру равна $58,08 \text{ кДж}$ на 1 кг воздуха.

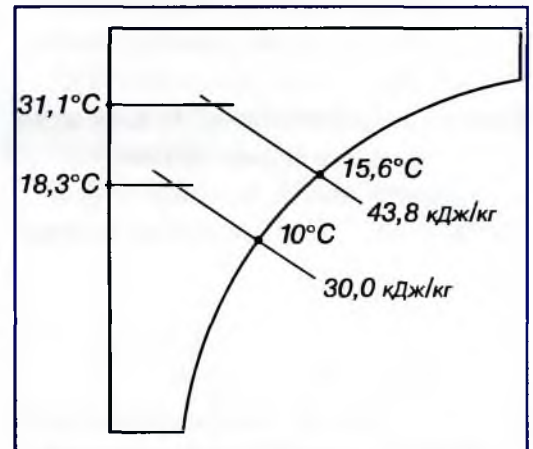
Разность равна $15,32 \text{ кДж}$ на 1 кг воздуха.

Поэтому общее количество тепла, которое должно быть отведено при охлаждении воздуха с $23,9^\circ\text{C}$ по влажному термометру до $19,4^\circ\text{C}$ по влажному термометру, равно $15,32 \text{ кДж}$ на 1 кг воздуха (IV.24.).

Сухое тепло. Сухое (явное) тепло — это тепло, которое добавляется или отводится от воздуха без изменения агрегатного состояния входящего в него водяного пара. В результате изменения количества сухого тепла изменится только температура воздуха. Ощутимое теплосодержание определяется температурой по сухому термометру.



Пример 4. Во время отопительного сезона необходимо нагреть воздух с $18,3^\circ\text{C}$ по сухому термометру и 10°C по влажному термометру до $31,1^\circ\text{C}$ по сухому и $15,6^\circ\text{C}$ по влажному термометру. Определить количество сухого тепла, которое должно быть добавлено к 1 кг сухого воздуха (рис. VI.25.).



Решение. Определить точки $18,3^\circ\text{C}$ по сухому термометру и 10°C по влажному термометру.

Определить точки $31,1^\circ\text{C}$ по сухому термометру и $15,6^\circ\text{C}$ по влажному термометру.

Провести от этих точек линии постоянных энтальпий $I = \text{const}$.

Энтальпия при $15,6^\circ\text{C}$ по влажному термометру равна $43,8 \text{ кДж/кг}$.

Энтальпия при 10°C по влажному термометру равна $30,0 \text{ кДж/кг}$.

Вычислить разность.

Рис. VI.25.
Изменение
количества сухого
тепла при нагреве
воздуха

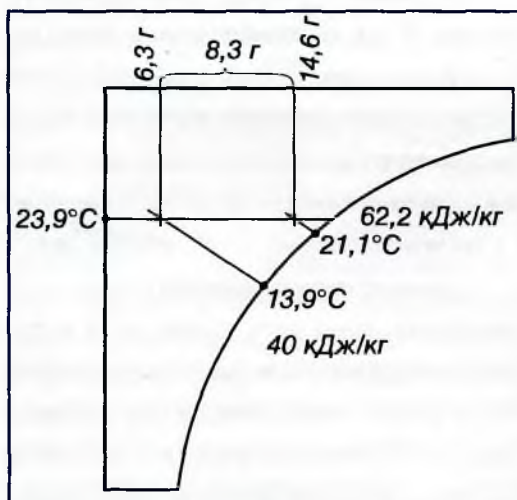
Количество добавляемого сухого тепла равно 13,8 кДж на 1 кг сухого воздуха.

Это изменение количества тепла является изменением количества только сухого тепла, так как нет изменения во влагосодержании воздуха.

Скрытая теплота. Температура точки росы обозначает влагосодержание воздуха.

При изменении температуры точки росы происходит изменение влагосодержания, т.е., иными словами, влагосодержание может быть изменено только при изменении температуры точки росы. Необходимо отметить поэтому, что если температура точки росы остается постоянной, то влагосодержание воздуха также не изменяется.

Пример 5. Воздух, который имеет параметры 23,9 °С по сухому термометру и 13,9 °С по влажному термометру, должен быть кондиционирован, чтобы его параметры стали равны 23,9 °С по сухому термометру и 21,1 °С по влажному термометру. Необходимо определить количество добавляемой скрытой теплоты, а также количество добавляемой влаги (рис. VI.26.).



Решение. Определить точку 23,9 °С по сухому термометру и 13,9 °С по влажному термометру.

Определяем соответствующее этой точке значение энтальпии $I = 57,4$ кДж/кг.

Определить точку 23,9 °С по сухому термометру и 21,1 °С по влажному термометру.

Определить соответствующее этой точке значение энтальпии $I = 62,2$ кДж/кг.

В данном случае к воздуху добавляется тепло: $62,2 - 40,0 = 22,2$ кДж/кг.

Провести от этих точек линии $d = \text{const}$ к шкале влагосодержания и в результате найдем точку 6,3 г в начале процесса и 14,6 г влаги на 1 кг сухого воздуха в конце процесса.

Количество добавляемой влаги на 1 кг сухого воздуха равно $14,6 - 6,3 = 8,3$ г.

Это изменение количества тепла является изменением количества только скрытой теплоты, так как нет изменения в температуре воздуха по сухому термометру.

Пример 6. Наружный воздух при 35 °С по сухому термометру и 23,9 °С по влажному термометру (точка А) должен быть перемешан с рециркулирующим воздухом, имеющим параметры 21,1 °С по сухому термометру и 10% относительной влажности (точка В). Смесь должна состоять из 25% наружного воздуха и 75% рециркулирующего воздуха. Определить конечные температуры смеси воздуха по сухому и влажному термометрам (рис. VI.27.).

Решение. Нанести точки А и В на диаграмму. Провести линию между двумя точками. Определить температуру по сухому термометру посредством прибавления процентного выражения каждой величины температуры по сухому термометру, т.е.

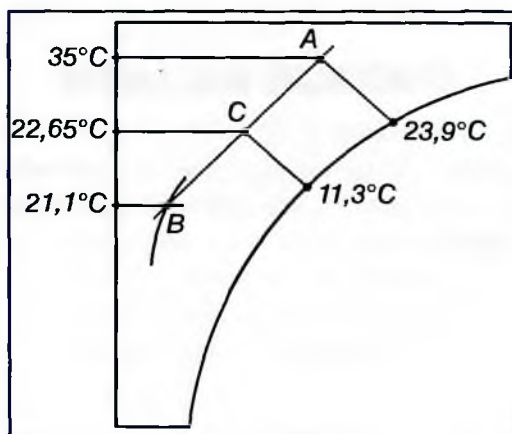


Рис. VI.26.
Изменение количества скрытой теплоты и добавляемой влаги

Рис. VI.27.

25% от $35\text{ }^{\circ}\text{C} = 8,75\text{ }^{\circ}\text{C}$;

75% от $23,9\text{ }^{\circ}\text{C} = 17,9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В результате температура смеси по сухому термометру равна $22,65\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Найти точку, соответствующую $22,65\text{ }^{\circ}\text{C}$ по сухому термометру на шкале, и провести от этой точки линию к линии смеси, т.е. найти точку С.

Провести линию от точки С на шкале температур по влажному термометру, в результате чего находим величину $11,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Важно отметить, что можно определить конечную температуру смеси воздуха по сухому термометру процентным методом, но нельзя пользоваться этим методом для определения конечной температуры по влажному термометру. Например, если процентный метод применялся бы в последнем примере, то результаты были бы следующие:

25% от $23,9\text{ }^{\circ}\text{C} = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$;

75% от $8,3\text{ }^{\circ}\text{C} = 6,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

$12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ — неправильная конечная температура по влажному термометру.

Процентный метод можно использовать для определения конечной температуры по влажному термометру посредством косвенного расчета. Для этого необходимо найти величину энтальпии для каждого состояния воздуха, а затем использовать процентный метод для определения конечной энтальпии смеси воздуха. Зная величину энтальпии смеси, можно затем определить температуру по влажному термометру.

Тепловлажностной баланс помещения

Количество воздуха, необходимое для подачи в помещение, исходя из влажностного баланса, определяется по следующей формуле:

$$G = \frac{W_{\text{вл}}}{d_n - d_{\text{пр}}},$$

где $W_{\text{вл}}$ — суммарное количество влаги, выделяющейся в помещение, кг/ч;
 $d_n, d_{\text{пр}}$ — влагосодержание воздуха соответственно в помещении и на притоке, г/кг сух.в.

Количество воздуха, необходимого для подачи в помещение, исходя из теплового баланса, определяется по формуле

$$G = \frac{Q_{\text{изб}}}{c(t_n - t_{\text{пр}})},$$

где $Q_{\text{изб}}$ — количество явного тепла (избыточного), передаваемого в помещение различными источниками, кДж/ч;
 c — весовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг × град).

При условии одновременного выделения влаги и тепла, представленные выражения могут быть приравнены друг к другу:

$$G = \frac{W_{\text{вл}}}{d_n - d_{\text{пр}}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{c(t_n - t_{\text{пр}})}.$$

Это уравнение является основным в системе расчетов кондиционирования воздуха.

Величины $W_{\text{вл}}$ и $Q_{\text{изб}}$ должны рассматриваться как переменные величины, изменяющиеся непрерывно и независимо друг от друга. Задача кондиционирования воздуха состоит в том, чтобы при всех практически вероятных изменениях этих двух величин сохранять неизменными величины d_n и t_n .

Согласно представленному уравнению эта задача может быть решена, если в процессе непрерывного изменения величин W и Q системой кондиционирования воздуха непрерывно изменять величины $d_{\text{пр}}$ и $t_{\text{пр}}$. При этом предполагается, что количество вводимого в помещение воздуха L кг/ч остается величиной постоянной.

Частичная или полная смена воздуха в помещении называется воздухообменом. Если воздухообмен в течение часа выражен через объем помещения, то такое отвлеченное число называется кратностью воздухообмена.

Количество наружного воздуха, обрабатываемого и вводимого системой кондиционирования в помещение, оказывает большое влияние на расход тепла и холода. Поэтому в целях экономии энергии там, где это возможно, необходимо стремиться к уменьшению количества обрабатываемого наружного воздуха. Минимальное количество наружного воздуха должно быть не менее требуемого по санитарным нормам подачи на 1 чел., не менее необходимого для компенсации удаляемого воздуха местными отсосами и не менее количества, обеспечивающего поддержание в помещениях избыточного давления.

Определение требуемого количества воздуха в помещении с теплоизбытками, как отмечалось в предыдущем разделе, производится по формуле

$$G = \frac{Q_{\text{изб}}}{c \cdot \Delta t},$$

где Δt — температурный перепад для летнего периода — перепад между температурой воздуха в помещении и температурой подаваемого воздуха, а для зимнего периода — наоборот.

Перепад температур Δt выбирается в зависимости от назначения помещения, его высоты, способа подачи и распределения воздуха. Если в помещение подается воздух с температурой ниже температуры воздуха в помещении, то при большой разности температур Δt ощущается холодное дутье из вентиляционных приточных отверстий. Поэтому практикой кондиционирования воздуха ограничивается разность температур Δt для общественных зданий: если приточные отверстия располагаются на высоте до 3 м от пола, то $\Delta t = 2^\circ\text{C}$, если выше 3 м, то разность температур увеличивается из расчета 1–1,5° на каждый метр высоты расположения отверстий выше 3 м.

Для производственных помещений при подаче воздуха в рабочую зону Δt принимается в пределах 3°C , а при подаче воздуха под потолком помещения высотой свыше 4 м перепад температур Δt может быть соответственно увеличен.

В холодный период года, когда система кондиционирования воздуха выполняет функции воздушного отопления, выбор перепада температур Δt должен быть согласован с указаниями СНиП, согласно которым для производственных помещений: при подаче воздуха на высоте более 3,5 м от пола максимальная температура подаваемого воздуха должна быть не более 45°C ; при подаче воздуха на высоте менее 3,5 м — 30°C . При этом в помещении должна быть обеспечена минимальная кратность воздухообмена.

Полученный таким образом воздухообмен для ассимиляции (локализации) теплоизбытков необходимо сравнить с воздухообменами для ассимиляции других выделяющихся в помещении вредных веществ: влаги и пыли; и если для их локализации он окажется недостаточным, то в окончательный расчет должен приниматься тот из воздухообменов, который оказался наибольшим.

Количество воздуха G (кг/ч), необходимое для общеобменной вентиляции и поступающее в рабочую зону помещения с влаговыведениями, вычисляется по формуле:

$$G = \frac{n \cdot W_{\text{вл}} \cdot 10^3}{d_{\text{р.з.}} - d_{\text{пр}}},$$

где n — коэффициент, учитывающий долю влаги, поступающей в рабочую зону; при отсутствии опытных данных принимают $n = 1$;

$W_{\text{вл}}$ — количество выделяющейся в помещении влаги, кг/ч;

$d_{\text{р.з.}}$ — допустимое влагосодержание воздуха в рабочей зоне, г/кг;

$d_{\text{пр}}$ — влагосодержание приточного воздуха, г/кг.

Количество воздуха G (кг/ч), необходимое для общеобменной вентиляции в помещениях с одновременным выделением влаги и тепла, определяется выражением:

$$G = \frac{m \cdot Q}{I_{\text{р.з.}} - I_{\text{пр}}},$$

§ 6.3.3 Расчет воздухообмена

где m — коэффициент, учитывающий долю тепла, поступающего в рабочую зону; при отсутствии опытных данных принимают $m = 1$;
 Q — количество избыточного полного тепла, подлежащего удалению, кДж/кг;
 $l_{p.з}$ и $l_{пр}$ — теплосодержание соответственно воздуха в рабочей зоне и приточного воздуха, кДж/кг.

Производительность вентиляционных систем в помещениях с влаговыведениями следует проверять исходя из условий предотвращения туманообразования в помещениях и конденсации водяных паров на внутренней поверхности наружных конструкций при расчетных параметрах «Б» для наружного воздуха в холодный период года (за исключением окон и фрагуг фонарей с углом наклона к горизонту более 55° , на поверхности остекления которых конденсация допускается при условии организованного отвода конденсата). В производственных помещениях с влажным режимом (например, технологические помещения на кожевенных заводах и др.) образование конденсата на внутренней поверхности ограждений допускается, если образующаяся влага не создает опасности порчи ограждений или продукции.

При одновременном выделении в помещениях тепла и влаги определение воздухообмена, необходимого для их поглощения, производится, как правило,

графо-аналитическим способом с помощью I-d-диаграммы (рис. VI.28.).

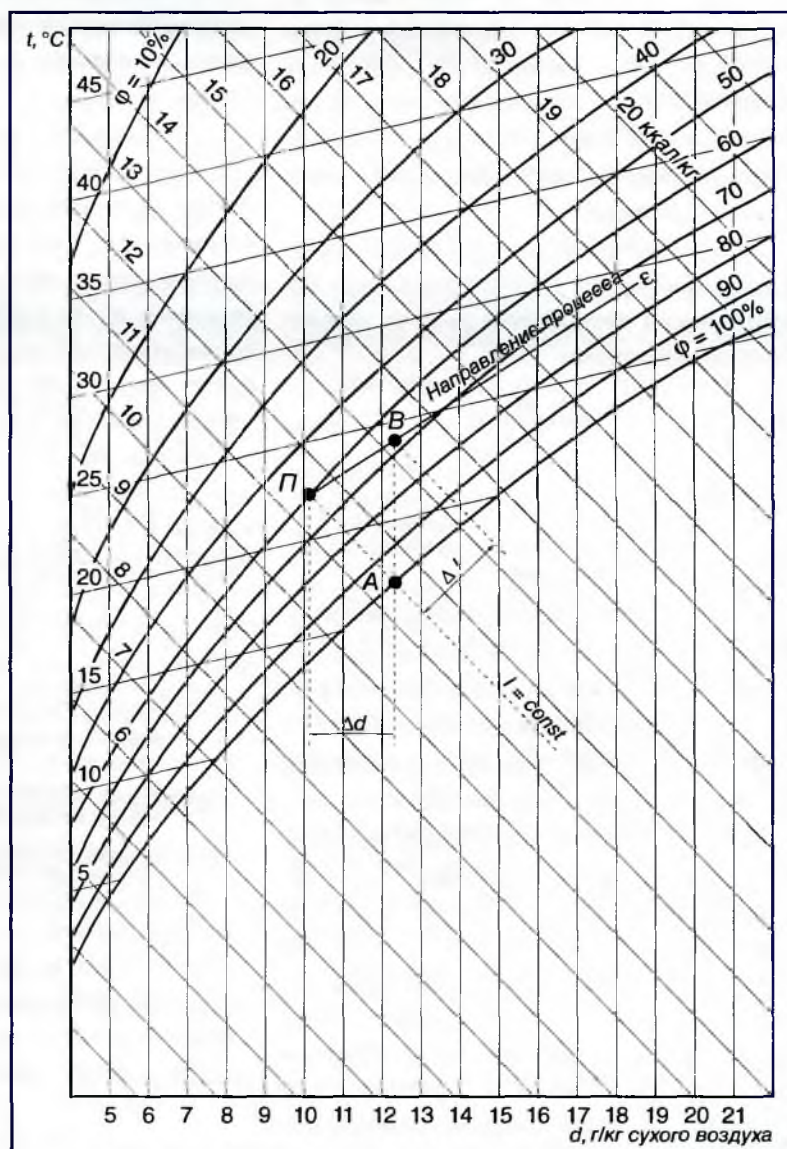
Расчет воздухообмена в этом случае ведется следующим образом.

Направление процесса ассимиляции в помещении тепла и влаги характеризуется тепловлажностным отношением ϵ (ккал/кг), подробно рассмотренным в разделе 6.3.2. и рассчитываемым по формуле

$$\epsilon = \frac{Q}{W_{вл}},$$

где Q — избытки полного тепла в помещении (с учетом теплосодержания выделяющегося пара), ккал/ч;
 $W_{вл}$ — количество выделяющейся в помещении влаги, кг/ч.

Рис. VI.28.



На $I-d$ -диаграмме через точку «П», характеризующую начальное состояние приточного воздуха, поступающего в помещение, проводят линию направления процесса ϵ и линию $I = \text{const}$.

От точки «А» (пересечение $I = \text{const}$ и $\phi = 100\%$) поднимаемся по линии $d = \text{const}$ до точки «В» (точки пересечения с направлением процесса ϵ).

Линия, проходящая через точки «П» и «В», является искомой линией процесса.

Полученные таким образом параметры в точке «В» соответствуют расчетным параметрам воздуха в помещении после ассимиляции тепло- и влагоизбытков.

В том случае, когда параметры в рабочей зоне помещения принимаются по санитарным (или технологическим) нормам, расчет воздухообмена ведется в следующем порядке:

а) определяют значение тепловлажностного отношения по общим избыткам тепла и влаги и на $I-d$ - диаграмме из точки «П», характеризующей параметры приточного (поступающего) воздуха, проводят линию процесса ассимиляции тепла и влаги (рис. VI.29);

б) на линии процесса выбирают точку «р.з.», характеризующую параметры воздуха в рабочей зоне (в соответствии с требованиями санитарных норм), и определяют изменение влагосодер-

жания и теплосодержания для этой зоны в процессе ассимиляции:

$$\Delta d_{p,z} = d_{p,z} - d_{np},$$

$$\Delta I_{p,z} = I_{p,z} - I_{np},$$

в) вычисляют количество приточного воздуха $G_{пр}$, который должен быть подан в рабочую зону:

$$G_{np} = \frac{W_{ст} \cdot 10^3}{\Delta d_{p,z}}, \text{ кг/ч}$$

или по формуле

$$G_{np} = \frac{Q_{ст}}{\Delta I_{p,z}}, \text{ кг/ч},$$

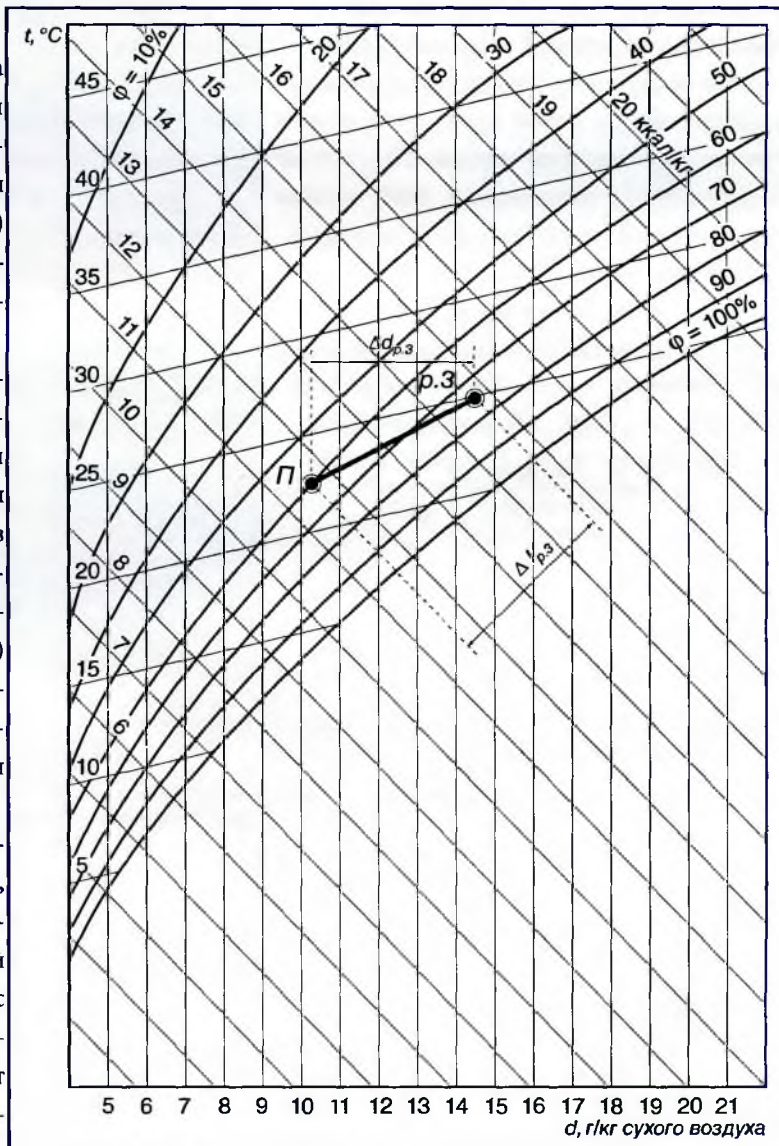


Рис. VI.29.

так как процесс, характеризуемый лучом

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{отс}}}{W_{\text{отс}}},$$

является процессом одновременного поглощения тепла и влаги.

Если в помещении имеются местные отсосы, то количество удаляемого воздуха необходимо также учитывать при расчете воздухообмена.

Если полученные параметры воздуха недопустимы из-за возможности конденсации паров на внутренней поверхности ограждений, то они должны быть изменены путем увеличения объема приточного воздуха, выбора других его параметров или проектирования системы обогрева верхней зоны помещения.

Для борьбы с производственной пылью наиболее эффективной является организация местных отсосов воздуха. Потребный воздухообмен в помещении в таких случаях определится количеством воздуха, удаляемого одновременно от всех работающих отсосов, и необходимой компенсацией его свежим воздухом. Достаточность в помещении воздухообмена, рассчитанного таким образом, должна проверяться на поглощение других вредных веществ, выделяющихся в данном

помещении, например, вредных паров, газов.

В производственных помещениях (цехах), где в результате технологического процесса по всему помещению выделяется производственная пыль и количество ее незначительно, воздухообмен принимается по минимальным нормам кратности.

После определения расчетного воздухообмена для локализации всех производственных вредных веществ — тепловыделений, влаговыведений, производственной пыли и т.д. — необходимо составить воздушный баланс помещения и выбрать потребный воздухообмен для помещения по большому расчетному воздухообмену.

Таким методом определяют воздухообмены для помещений промышленных предприятий, а также для помещений, кратности воздухообменов в которых не установлены санитарными нормами.

Кратности воздухообменов жилых, административных и бытовых помещений, а также общественных зданий и помещений даны в соответствующих СНиП.

В качестве примера приведем сведения о воздухообменах для некоторых типов зданий и помещений (табл. VI.30–VI.35).

Таблица VI.30

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА И КРАТНОСТЬ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

Помещение	Расчетная температура воздуха в холодный период года, °С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения	
		Приток	Вытяжка
Жилая комната квартир или общежитий	18 (20)	–	3 м³/ч на 1 м² жилых помещений
То же, в районах с температурой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) минус 31°С и ниже	20 (22)	–	То же
Кухня квартиры и общежития, кубовая	18	–	Не менее 60 м³/ч
с электроплитами			Не менее 60 м³/ч при 2-конфорочных плитах
с газовыми плитами			Не менее 75 м³/ч при 3-конфорочных плитах
			Не менее 90 м³/ч при 4-конфорочных плитах
Сушильный шкаф для одежды и обуви в квартирах	–	–	30 м³/ч
Ванная	25	–	25 м³/ч
Уборная индивидуальная	18	–	25 м³/ч
Совмещенное помещение уборной и ванной	25	–	50 м³/ч
То же, с индивидуальным нагревом	18	–	50 м³/ч
Умывальная общая	18	–	0,5
Душевая общая	25	–	5
Уборная общая	16	–	50 м³/ч на 1 унитаз и 25 м³/ч на 1 писсуар
Гардеробная комната для чистки и глажения одежды, умывальная в общежитии	18	–	1,5
Вестибюль, общий коридор, передняя, лестничная клетка в квартирном доме	16	–	–
Вестибюль, общий коридор, лестничная клетка в общежитии	18	–	–
Помещение для культурно-массовых мероприятий, отдыха, учебных и спортивных занятий, помещения для администрации и персонала	18	–	1
Постирочная	15	По расчету, но не менее 4	7
Гладильная, сушильная в общежитиях	15	По расчету, но не менее 2	3
Кладовые для хранения личных вещей, спортивного инвентаря, хозяйственные и бельевые в общежитии	12	–	0,5
Машинное помещение лифтов	5	–	По расчету, но не менее 0,5
Мусоросборная камера	5	–	1 (через ствол мусоропровода)

Примечания:

- 1) В угловых помещениях квартир и общежитий расчетную температуру воздуха следует принимать на 2°С выше указанной в таблице.
- 2) В лестничных клетках домов для IV климатического района и IIIБ климатического подрайона, а также домов с квартирным отоплением расчетная температура воздуха не нормируется.
- 3) Температура воздуха в машинном помещении лифтов в теплый период года не должна превышать 40°С.
- 4) Значения в скобках относятся к домам для престарелых и семей с инвалидами.

Таблица VI.31

РАСЧЕТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА И КРАТНОСТЬ ОБМЕНА ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ ЗДАНИЙ АДМИНИСТРАТИВНЫХ И ПРОЕКТНЫХ ОРГАНИЗАЦИЙ

Помещения	Температура воздуха в холодный период года, °С	Объем или кратность воздухообмена в 1 ч	
		Приток	Вытяжка
Проектные залы и комнаты, служебные помещения и кабинеты площадью 35 м² и более	18	По расчету на ассимиляцию тепловлагоизбытков	
Служебные помещения и кабинеты площадью менее 35 м², комнаты для работы с заказчиками, читальные залы архивов и библиотек, проектные кабинеты, комнаты общественных организаций и экспозиции	18	3,5	2,8
Приемные при кабинетах	18	3	2,4
Конференц-залы и залы совещаний	16	По расчету на ассимиляцию тепловлагоизбытков	
Машинописные бюро	18	3	3
Киноаппаратные и звукоаппаратные	По нормам проектирования культурно-зрелищных учреждений		
Хранилища архивов и библиотек	18	–	2
Буфеты	16	По расчету - согласно заданию на проектирование, но не менее 3-кратного воздухообмена помещения	
Вестибюли	16	2	–
Гардеробные (объем за барьером)	16	–	2
Курительные	18	–	В объеме воздуха, удаляемого из помещения проектных залов и комнат, служебных помещений, но не менее 10-кратного воздухообмена помещения
Санитарные узлы	16	–	100 м³/ч на 1 унитаз или писсуар
Умывальные	16	–	Удаление воздуха из санитарных узлов
Комнаты личной гигиены женщин	23	–	5
Помещение обслуживающего персонала	18	2	3
Ремонтные мастерские: столярные	16	3	4
механические	16	2	3
Кладовые инвентаря, оборудования, бумаги и канцелярских принадлежностей	16	–	1
Кладовая для химикатов (для копировально-множительных служб)	16	–	5
Кладовые уборочного инвентаря и помещения сбора и переработки макулатуры	16	–	1,5

Таблица VI.32

ПРЕДПРИЯТИЯ РОЗНИЧНОЙ ТОРГОВЛИ

Помещения	Расчетная температура воздуха, °С	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
		Приток	Вытяжка
Торговые залы магазинов площадью:			
250 м² и менее:			
продовольственных	12	–	1
универсальных и непродовольственных	15	–	1
250 м² и более:			
продовольственных	12	По расчету	
универсальных и непродовольственных	15	То же	

Таблица VI.33

БОЛЬНИЦЫ И ПОЛИКЛИНИКИ

Помещения	Расчетная температура воздуха, °С	Кратность обмена воздуха в 1 ч		Кратность вытяжки при естественном воздухообмене
		Приток	Вытяжка	
Палаты для взрослых больных, помещения для матерей детских отделений, помещения физиотерапии	20	80 м³/ч на 1 койку 100%		2
Палаты для туберкулезных больных (взрослых, детей)	20	80 м³/ч на 1 койку		2
		80%	100%	
Палаты для больных гипотиреозом	24	80 м³/ч на 1 койку 100%		2
Палаты для больных териотоксикозом	15	То же		2
Послеоперационные палаты, реанимационные залы, палаты интенсивной терапии, родовые, боксы, операционные, операционные-диализационные, наркозные, палаты на 1–2 койки для ожоговых больных, барокамеры	22	По расчету, но не менее десятикратного обмена		Не допускается
		100%	80% — асептические (20% — через наркозную, стерилизационную и пр.)	
		80%	100% — септические	
Послеродовые палаты	22	100% ¹	100%	То же
Палаты на 2–4 койки для ожоговых больных, палаты для детей	22	100%	100%	-
Палаты для недоношенных, грудных, новорожденных и травмированных детей	25	По расчету, но не менее		Не допускается
		100% ¹	80% — асептические	
		100% ¹	100% — септические	
Боксы, полубоксы, фильтр-боксы, предбоксы	22	2,5 (подача из коридора) 100%	2,5	2,5
Палатные секции инфекционного отделения	20	80 м³/ч	80 м³/ч	-
Предродовые, фильтры, приемно-смотровые боксы, смотровые, перевязочные, манипуляционные, предоперационные, процедурные, помещения сцеживания грудного молока, комнаты для кормления детей в возрасте до одного года, помещения для прививок	22	2	2	2
Стерилизационные при операционных	18	–	3 — септические отделения	2
		3	— асептические отделения	2

¹ Прелусмотреть подачу стерильного воздуха

Помещения	Расчетная температура воздуха, °С	Относительная влажность, %	Максимальная подвижность, м/с	Кратность обмена воздуха в 1 ч
Операционная	23	55–60	0,15	По расчету, но не менее 10 обменов
Наркозная, родовые, послеоперационные палаты, палаты интенсивной терапии, палаты на 1–2 койки для ожоговых больных, палаты для недоношенных, грудных, новорожденных и травмированных детей	25	55–60	0,15	По расчету, но не менее 80 м³ на 1 койку
Палаты соматического и хирургического профиля (для взрослых и детей)	26	35–55	0,2	То же

Таблица VI.34

ЗРИТЕЛЬНЫЕ ЗАЛЫ

Помещения	Расчетная температура воздуха, °С	Кратность обмена воздуха в 1 ч		Дополнительные указания
		Приток	Вытяжка	
Зрительный зал вместимостью 800 мест и более с эстрадой; вместимостью до 600 мест и более со сценой • в кинотеатрах ¹ • в клубах и театрах	16 20	По расчету, но не менее 20 м ³ /ч наружного воздуха на 1 зрителя		В холодный период года: • для проектирования отопления кинотеатров ¹ — 14°С, клубов и театров — 16°С; • для проектирования вентиляции расчетная температура воздуха — 16°С (для клубов и театров — 20°С); • относительная влажность — 40–45% при расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б. В теплый период года: не выше 25°С (для кинотеатров ¹ — не выше 26°С), относительная влажность — 50–55% при расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б.
Зрительный зал вместимостью до 800 мест с эстрадой; вместимостью до 600 мест со сценой: • в кинотеатрах ¹ • в клубах и театрах	16 20	То же		В холодный период года: • для проектирования отопления кинотеатров ¹ — 14°С, клубов и театров — 16°С; • для проектирования вентиляции расчетная температура воздуха — 16°С (для клубов и театров — 20°С). В теплый период года: не более чем на 3°С выше температуры наружного воздуха по параметрам А (для IV климатического района для залов вместимостью 200 мест и более по аналогии со зрительным залом на 600 мест и более).
Сцена, аръерсцена, карман	22	—	—	—

¹ В случаях, когда в кинотеатрах не предусматривается гардероб для зрителей

Таблица VI.35

СПОРТИВНЫЕ И ФИЗКУЛЬТУРНО-ОЗДОРОВИТЕЛЬНЫЕ УЧРЕЖДЕНИЯ

Помещения	Расчетная температура воздуха, °С	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
		Приток	Вытяжка
Спортивные залы для более 800 зрителей, крытые катки для зрителей	• 18 — в холодный период года при относительной влажности 30–45% и расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б; • не выше 26 (на катках не выше 25) — в теплый период года при относительной влажности не более 60% (на катках — не более 55%) и расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б	По расчету, но не менее 80 м ³ /ч наружного воздуха на 1 занимающегося и не менее 20 м ³ /ч на 1 зрителя	
Спортивные залы для 800 и менее зрителей (с местами)	• 18 — в холодный период года. Не более чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха по параметрам А; • в теплый период года (для IV климатического района) по п.1 настоящей таблицы	То же	
Залы ванн бассейнов (в том числе для оздоровительного плавания и обучения неумеющих плавать) с местами для зрителей или без них	На 1-2 выше температуры воды в ванне		
Спортивные залы для зрителей (без мест)	15	По расчету, но не менее 80 м ³ /ч на 1 занимающегося	
Залы для подготовительных занятий в бассейнах, хореографические классы, помещения для физкультурно-оздоровительных занятий	18	То же	

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Распределение воздуха в системах кондиционирования и вентиляции осуществляется по более или менее сложной системе воздухопроводов. Речь может идти и о простейшем одиночном воздуховоде, и о сложной разветвленной системе воздухопроводов, обслуживающих целый этаж или всё здание. В обоих случаях речь идет о воздухораспределительной сети, которая должна отвечать определенным требованиям:

- обеспечивать производительность по воздуху;
- иметь минимальные потери напора;
- иметь скорость потока воздуха удовлетворяющую требованиям санитарных норм;
- иметь уровень шумов, не превышающий допустимый по санитарным нормам;
- быть герметичной;
- при необходимости воздухопроводы должны иметь соответствующую тепло-, звуко- или пароизоляцию;
- пространство, занимаемое воздухопроводами, должно быть минимальным.

Системы воздушных коммуникаций классифицируются по скорости потока воздуха и рабочему давлению.

Классификация по скорости подразделяет воздухопроводы на малоскоростные (со скоростью воздуха в канале, не превышающей 13 м/с) и высокоскоростные каналы (со значениями от 13 до 25 м/с). Вытяжные каналы всегда рассчитываются как малоскоростные.

Классификация по давлению подразделяет их на воздухопроводы низкого давления со значениями до 900 Па (около 100 мм вод. ст.); среднего давления со значениями от 900 до 1700 Па (100–170 мм вод. ст.) и высокого давления со значениями от 1700 до 3000 Па (170–300 мм вод. ст.).

Для небольших помещений применяются исключительно системы воздухопроводов низкоскоростные и низкого давления.

Установки высокоскоростные и высокого давления применяются в больших зданиях, особенно в зданиях повышенной высоты, так как дают большие преимущества при минимизации сечений вентиляционных каналов. Проблема использования таких воздухопроводов заключается в их повышенной шумности, зависящей от скорости потока воздуха.

Общее давление, создаваемое вентилятором, представляет собой сумму статического и динамического давления и должно соответствовать общим потерям напора на пути движения воздуха. Такие потери напора возникают: за счет трения воздуха о стенки воздухопровода, из-за изгибов и поворотов, изменения сечений воздухопровода и т.д. Все эти потери должны быть уравновешены общим давлением, создаваемым вентилятором. Указанные потери напора влияют в значительной мере на потребление электроэнергии вентилятором, поэтому целесообразно вести проектирование воздухопроводов и осуществлять их монтаж по возможности с меньшим количеством изгибов, поворотов и изменений сечения.

Расчет сети воздухопроводов в общем виде сводится к определению потерь давления в воздухопроводах при данном расходе воздуха.

Задаются сечением или диаметром воздухопроводов и определяют скорость воздуха при проектируемом расходе и соответствующие потери давления в воздуховоде на 1 м длины.

Суммарные потери давления в воздухопроводах определяются по формуле

$$\Delta P = R \cdot l + z, \text{ кг/м}^2$$

где R — потери давления на трение, кг/м² на 1 пог. м воздухопровода;
 l — длина воздухопровода, м;
 z — потери давления на местные сопротивления, кг/м².

При температуре воздушного потока, отличающейся от 20 °С, на потери давления, подсчитанные по вышеуказанной формуле, следует вводить поправочные коэффициенты, соответственно, на трение и на местные сопротивления.

§ 6.3.4 Аэродинамический расчет воздушных сетей

Таблица VI.36

РЕКОМЕНДУЕМАЯ МАКСИМАЛЬНАЯ СКОРОСТЬ ВОЗДУХА
В КАНАЛАХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Применение	Ограничивающее условие				
	Бесшумность	Низкие потери напора			
	Магистральные каналы	Главные каналы		Ответвления	
		Приточный	Вытяжной	Приточный	Вытяжной
Жилые здания	3,0	5,0	4,0	3,0	3,0
Квартиры, номера в гостиницах	5,0	7,5	6,5	6,0	5,0
Учреждения	6,0	8,0	6,5	6,0	5,0
Рестораны	7,0	9,0	7,0	7,0	6,0
Супермаркеты	8,0	9,0	7,0	7,0	6,0

Потери давления на трение в круглых воздуховодах можно определить по формуле

$$\Delta P_{тр} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot l, \text{ кгс/м}^2,$$

- где λ — коэффициент сопротивления трению;
 l — длина воздуховода, м;
 d — диаметр воздуховода, м;
 v — скорость воздуха, м/с;
 γ — объемный вес воздуха, кг/м³;
 g — ускорение силы тяжести, м/с²;
 $v^2/2g$ — скоростное (динамическое) давление, кгс/м².

Для воздуховодов прямоугольного сечения за расчетную величину диаметра d принимается эквивалентный диаметр $d_{экв}$, который определяется по формуле

$$d_{экв} = \frac{2 \cdot A \cdot B}{A + B},$$

- где A и B — размеры сторон прямоугольного воздуховода, м.

Потери давления на местные сопротивления z , кгс/м², определяются по формуле

$$z = \sum \xi \cdot \left(\frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \right),$$

- где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода.

Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ в табличном виде приведены в справочной литературе.

При проектировании воздушных сетей (коммуникаций) используются следующие методы расчета воздуховодов:

Метод допустимых скоростей

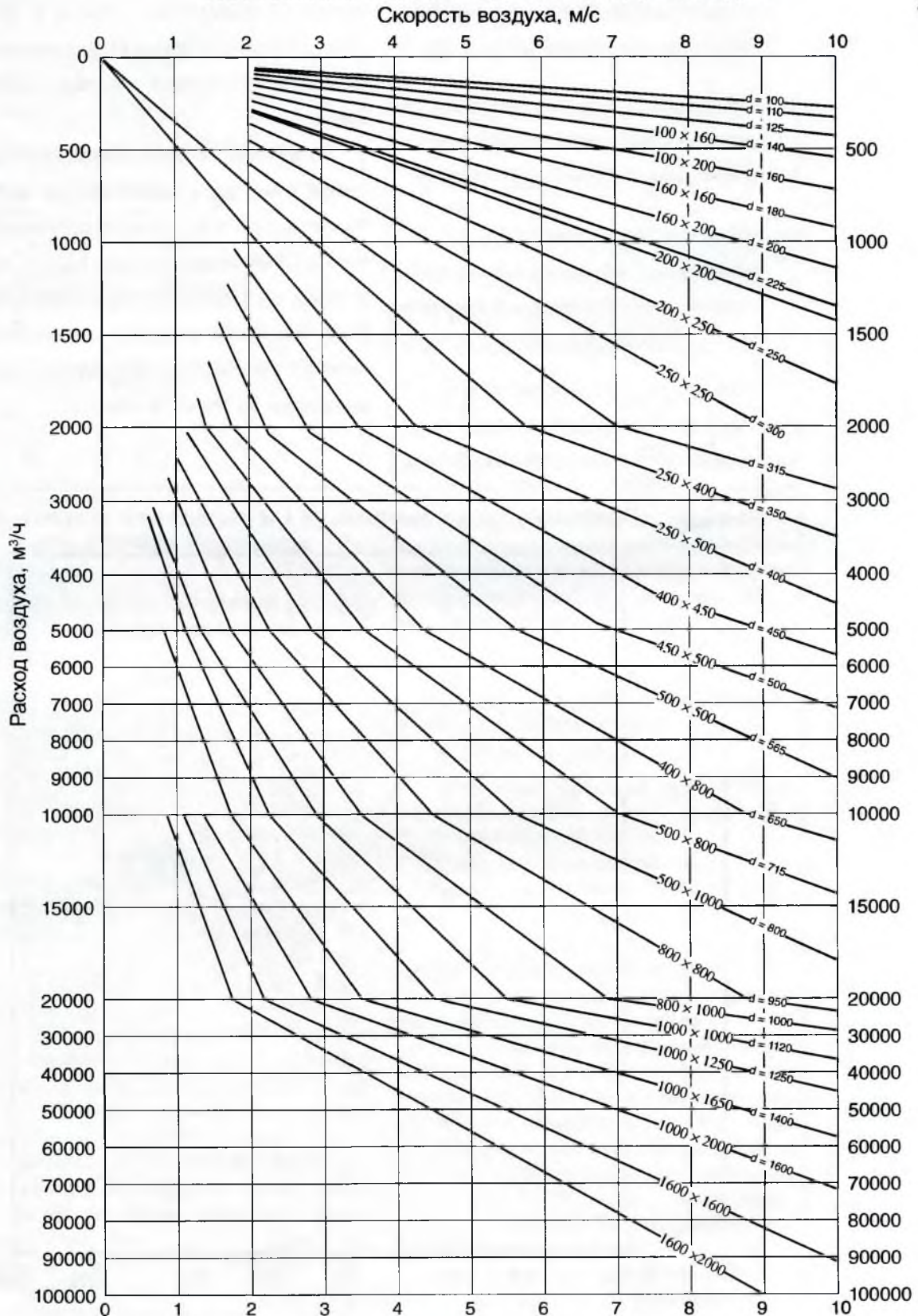
Задаются оптимальной скоростью воздуха (согласно табличным данным из справочной литературы, например табл. VI.36), определяют сечение или диаметр воздуховода, а также соответствующие потери давления.

В качестве примера приведем последовательность ведения аэродинамического расчета воздуховодов по методу допустимых скоростей (пример такого расчета см. в разделе 9.2.2):

- 1) Вычертить аксонометрическую схему системы воздуховодов. На схеме указать порядковый номер каждого расчетного участка, количество воздуха L , м³/ч, и длину каждого участка воздуховода, м. Вначале просчитываем самый удаленный от вентилятора и наиболее нагруженный участок сети.
- 2) По номограмме (рис. VI.37.), задаваясь скоростью движения воздуха, согласно требованиям для данного помещения, и зная количество воздуха L , проходящего по данному участку, выбираем диаметр каждого участка воздуховода d , затем определяем скоростное давление $v^2/2g$ и соответствующие потери давления на трение R .

НОМОГРАММА ДЛЯ ПОДБОРА ВОЗДУХОВОДОВ

Рис. VI.37.



- 3) По табличным данным (из справочной литературы) определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$.
- 4) Перемножая полученные значения $\sum \xi$ на скоростное давление, получаем величину потерь на местные сопротивления z .
- 5) Располагаемое давление для последующих ответвлений сети воздухопроводов определяем как сумму потерь давлений на участках сети до заданного ответвления.

Необходимо увязать все ветви сети воздухопроводов, то есть приравнять сопротивление каждой ветви к сопротивлению наибо-

лее нагруженной ветви. Увязать ветви воздухопроводов между собой можно с помощью диафрагм, которые устанавливают на наименее нагруженных участках воздухопроводов.

На практике величина потерь давления на трение R на 1 пог. м длины жестких круглых воздухопроводов для потока воздуха с температурой 20°C и объемным весом $g=1,2\text{ кг/м}^3$ определяется по таблицам из справочной литературы. Диаграммы расчета потерь напора для гибких гофрированных воздухопроводов приведены на *рис. VI.38., VI.39., VI.40.*

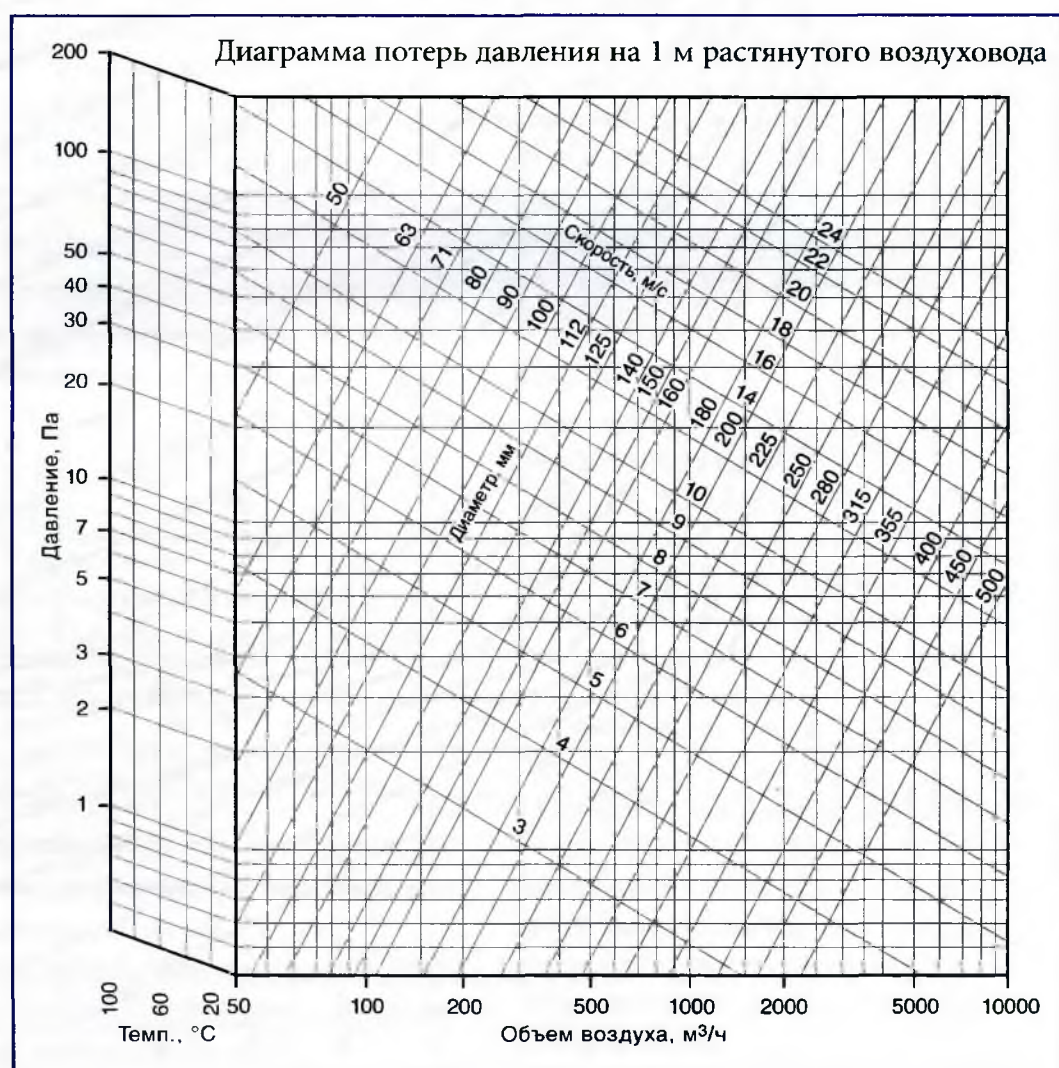


Рис. VI.38.

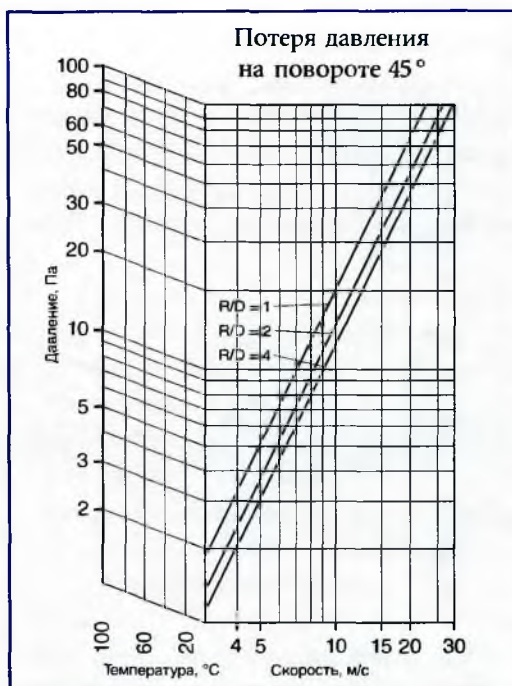
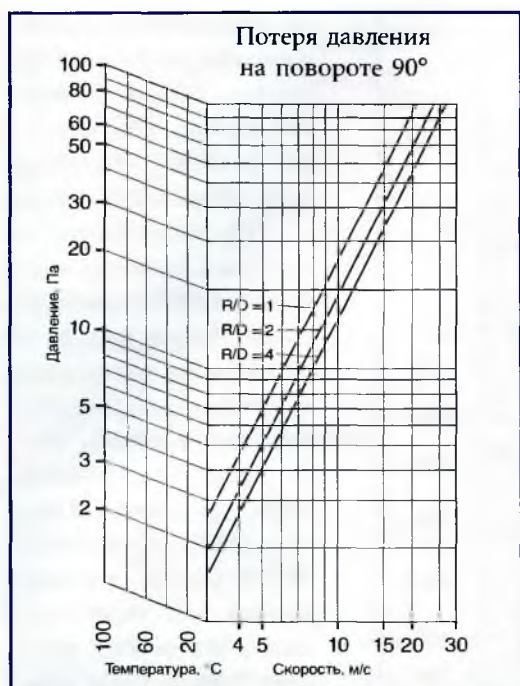


Рис. VI.39–40.

Метод постоянной потери напора

Метод основан на определении размеров всей сети воздуховодов при поддержании постоянной потери напора на один погонный метр. (Как один из вариантов расчет естественной вентиляции, когда необходимое давление определяется высотой вентиляционной шахты).

Этот экспресс-метод применяется на стадии технико-экономического обоснования вентиляционных систем. На основании данных *табл. VI.36* выбирается скорость воздуха на магистральном участке воздуховода, которая соответствует требованиям, предъявляемым к данному помещению. Исходя из скорости, определенной таким образом, и на основании проектного расхода воздуха определяется начальная потеря напора, которая будет поддерживаться постоянно по всей длине канала. Такая потеря напора определяется по диаграмме, представленной на *рис. VI.41*. Для получения потери напора всей системы вначале необходимо определить наиболее нагруженную ветвь как эквивалентную длину системы (как правило, это расстояние до наиболее удаленного диффузора). Затем умножить полученную эквивалентную длину на ранее определенную общую потерю напора. К этому значению следует добавить потерю напора, которую дадут запроектирован-

ные диффузоры. Далее по диаграмме на *рис. VI.41* можно определить диаметр начального, отходящего от вентилятора воздуховода и затем диаметры других участков по значениям соответствующих расходов воздуха, при условии постоянного значения начальной потери напора.

На следующем примере можно показать применение данного метода.

Проектные данные:

Приточная система для офисных помещений.

Расход воздуха 6800 м³/ч.

Количество диффузоров — 6 с расходами, указанными на *рис. VI.42*.

Согласно вышеизложенному методу определяется потеря напора одного пог.м. на первом магистральном участке, и это значение потери напора будет затем поддерживаться постоянно по всей системе.

Для первого участка выбираем скорость потока воздуха 8 м/с на основании данных из *табл. VI.36*. Затем на основании выбранной скорости и заданного расхода воздуха, составляющего 6800 м³/ч, по диаграмме на *рис. VI.41* определяется потеря напора, равная 0,125 мм вод. ст. на пог. м. воздуховода и диаметр магистрального воздуховода, равный 535 мм (см. *рис. VI.43*).

Этот же метод повторяется для каждого ответвления с учетом уменьшенного расхода воздуха. См. *рис. VI.44*.

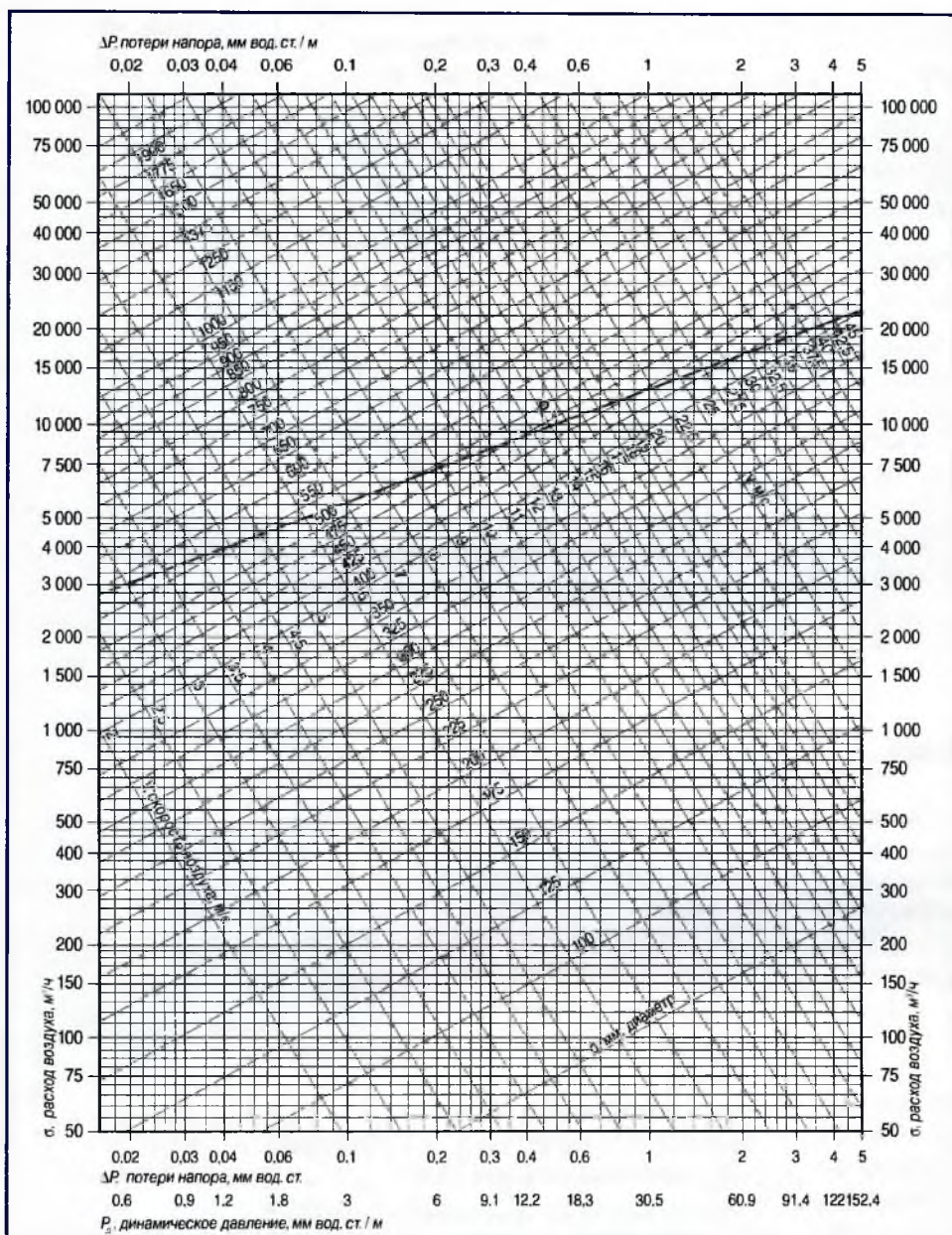


Рис. VI.41.
Диаграмма
определения потерь
напора

Таким образом, мы определили диаметр
воздуховодов первого магистрального уча-
стка. Для второго участка действуем в таком

на втором участке. Эквивалентная длина лю-
бого поворота, может быть принята равной
3 метрам. Всего на трех поворотах имеем эк-

Рис. VI.42.
Схема воздуховодов
приточной системы

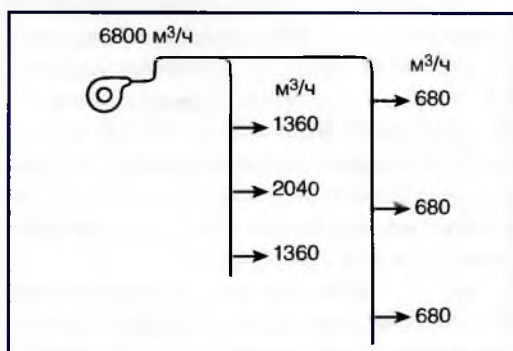
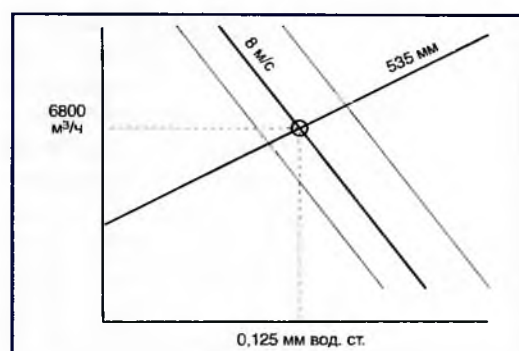


Рис. VI.43.
Пример использования
диаграммы
для определения
потери напора



же порядке. Итак, надо оп-
ределить эквивалентную
длину с наибольшей поте-
рей напора. Обратимся к
рис. VI.45., на котором ука-
заны длины воздуховодов.

При проектировании
системы следует помнить,
что система с наибольши-
ми потерями напора не
обязательно самая длин-
ная. Более короткий участ-
ток воздуховода, но с
большим количеством по-
воротов и изменений сече-
ния может иметь сущест-
венно большие потери
напора, чем более длин-
ный участок, но с мень-
шим количеством пово-
ротов.

Для данного примера
можно заметить, что более
неблагоприятным являет-
ся второе ответвление по
двум причинам: из-за
большой длины второго
участка и из-за отсутствия
на первом участке поворо-
тов. Поэтому необходимо
суммировать длины всех
участков второй ветви:

$$l = (6 + 9 + 12 + 12 + 12) = 51 \text{ м}$$

Необходимо учесть
потери напора на трех по-
воротах, которые имеются

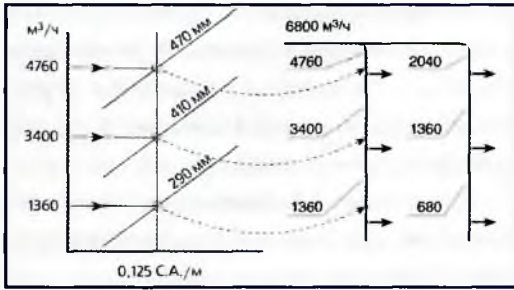


Рис. VI.44.
Использование
диаграммы
для определения
диаметра воздуховода

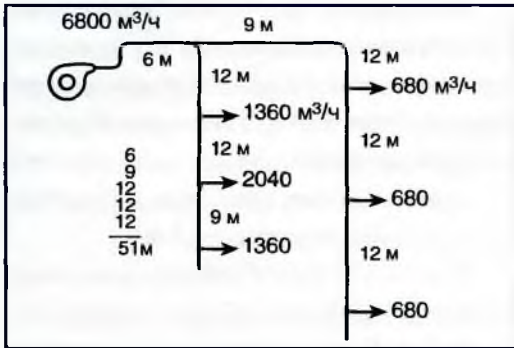


Рис. VI.45.
Длины системы
каналов для
определения общей
потери напора

вивалентную длину

$$l_{\text{пов}} = (3 \times 3) = 9 \text{ м.}$$

Поэтому общая эквивалентная длина всей системы будет

$$l_{\text{экр}} = (51 + 9) = 60 \text{ м.}$$

Умножаем полученное значение на удельную потерю напора 0,125 мм вод. ст., принятую вначале, и получаем

$$\Delta P = 60 \times 0,125 = 7,50 \text{ мм вод.ст.}$$

Это значение соответствует суммарной потере напора вентиляционной сети.

К нему необходимо добавить так называемую наружную потерю напора, складывающуюся из потерь на:

- ♦ воздухозаборной решетке;
- ♦ регулирующем клапане;
- ♦ воздушных фильтрах теплообменника и других компонентах вентиляционной системы.

Сумма всех этих потерь напора должна соответствовать статическому давлению, действующему на входе вентилятора. Сумму потерь напора умножаем на коэффициент запаса, равный 1,2 (т.е. добавка равна 20%) на неучтенные местные сопротивления.

На диаграмме, изображенной на рис. VI.41, обозначены диаметры круглых воздуховодов. Для применения прямоугольных воздуховодов необходимо определить их эквивалентные диаметры. Это можно сделать с помощью справочной табл. VI.46.

В этой таблице на горизонтальной шкале показана высота прямоугольных воздуховодов и на вертикальной шкале — ширина. В таблице на перекрестиях линий указаны диаметры круглых воздуховодов, сечение которых соответствует прямоугольным каналам.

Там, где нет проблем с пространством, следует выбирать воздуховоды круглого сечения или ближе к квадратному сечению, у которых соотношение ширины и высоты равно единице. Для реконструированных зданий характерна нехватка свободных площадей, и иногда приходится ради экономии места задавать менее выгодное соотношение сторон прямоугольного воздуховода. В случае прокладки прямоугольных воздуховодов следует помнить, что стандартным для них принято соотношение 2 (т.е. ширина воздуховода больше высоты в 2 раза).

Таблица VI.46

ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ РАЗМЕРЫ
ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ВОЗДУХОВОДОВ, мм

	150	200	250	300	350	400	450	500
250	210	245	275					
300	230	265	300	330				
350	245	285	325	355	380			
400	260	305	345	370	410	440		
450	275	320	365	400	435	465	490	
500	290	340	380	425	455	490	520	545
550	300	350	400	440	475	515	545	575
600	310	365	415	460	495	535	565	600
650	320	380	430	475	515	555	590	625
700		390	445	490	535	575	610	645
750		400	555	505	550	590	630	665
800		415	470	520	565	610	650	685
850			480	535	580	625	670	710
900			495	550	600	645	685	725
950			505	560	615	660	705	745
1000			520	575	625	675	720	760
1200				620	680	730	780	830
1400					725	780	835	880
1600						830	885	940
1800						870	935	990

§ 6.3.5 Гидравлический расчет жидкостных коммуникаций

Гидравлический расчет трубопроводов заключается в определении диаметров трубопроводов, необходимых для перемещения определенного количества (расхода) теплоносителя в зависимости от располагаемого давления.

Принципиально методика расчета трубопроводов не зависит от вида теплоносителя. Во всех случаях основой для расчета служат общеизвестные формулы гидравлики. Движение среды (воды, пара, хладагента и т.п.) по трубопроводам сопровождается потерями располагаемого давления на преодоление гидравлических сопротивлений: трения и местных сопротивлений.

На практике применяют несколько методов гидравлического расчета трубопроводов. Наиболее простой и распространенный — **Метод применения удельных потерь давления**. По этому методу отдельно определяют потери давления на трение и потери его в местных сопротивлениях в каждом расчетном участке системы.

Потери давления на трение

Потерю давления на преодоление сопротивлений трения $\Delta P_{тр}$ определяют в кг/м² по формуле

$$\Delta P_{тр} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \cdot l, \text{ кг/м}^2,$$

где λ — безразмерный коэффициент трения;
 d — диаметр трубопровода, м;
 l — длина трубопровода расчетного участка, м;
 v — скорость движения перемещаемой среды (воды, пара и т.д.), м/с;
 γ — объемная масса теплоносителя, кг/м³;
 g — ускорение силы тяжести, м/с².

Коэффициент λ не является величиной постоянной для трубы данного диаметра, а зависит от режима движения жидкости и шероховатости стенок трубы.

Из гидравлики известно, что возможны два режима движения жидкости: ламинарное и турбулентное. При ламинарном режиме жидкость движется равномерными струями по всему сечению трубы. При тур-

булентном — движение хаотичное. При увеличении скорости режим движения жидкости из ламинарного переходит в турбулентный, гладкие трубы становятся гидравлически шероховатыми.

Существует методика определения режима движения жидкости с помощью критерия Рейнольдса Re .

На основании формул выведено и экспериментально подтверждено, что при ламинарном движении жидкости гидравлическое сопротивление трубопровода зависит исключительно от скорости движения среды, что мы и принимаем для практических расчетов, при значениях скорости 1–1,5 м/с.

Для облегчения расчета потерь давления на трение составлены таблицы гидравлических потерь R на 1 м длины трубопровода, в зависимости от скорости V (м/с) расхода G (кг/с) и объемной массы теплоносителя γ , (кг/м³).

По табл. VI.47. (из справочной литературы) по принятым скоростям и расходам теплоносителя определяем диаметр трубопровода и соответствующие ему потери давления на трение на 1 пог.м длины. Суммарные потери на участке l длины будут $\Delta P_{тр} = R \times l$ (мм вод.ст.).

Потери давления в местных сопротивлениях

Местными называются сопротивления, которые возникают при изменении направления и скорости движения жидкости. Эти изменения в движении жидкости происходят в отводах, фасонных частях, регулирующе-запорной арматуре и пр.

Давление, необходимое для преодоления местных сопротивлений, определяется по формуле

$$\Delta P_{мс} = \sum \xi \cdot \left(\frac{v^2 \cdot \gamma}{2 \cdot g} \right), \text{ кг/м}^2,$$

где ξ — безразмерный коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем (см. лит. 1) и представляемый в табличном виде или в диаграммах справочной литературы.

Исследования показали, что значения коэффициентов местных сопротивлений тройников, крестовин и т.д. зависят от величин расходов жидкости в ответвлениях и отношений диаметров в тройниках и крестовинах.

Потери давления в местных сопротивлениях z определяют отдельно для каждого участка сети. Сначала определяем коэффициенты местного сопротивления $\Sigma \xi$. Затем, умножив $\Sigma \xi$ на величину динамического напора ($v^2 g / 2g$), получаем z . Величина потерь давления в местных сопротивлениях, удобная при расчете водяных систем, может быть также определена по формуле

$$z = 50 \cdot \Sigma \xi v^2.$$

Применение этой формулы исключает необходимость использования таблицы, в которой значения z приведены для ограниченного числа скоростей.

В примере расчета гидравлических сетей чиллеров-фанкойлов (см. раздел 9.2.3) потери давления на местные сопротивления приняты в размере 30% от потерь давления на трение (согласно рекомендациям из справочной литературы по проектированию жидкостных систем).

Общие потери давления на каком-либо участке трубопровода выражаются суммой потерь давления на трение и в местных сопротивлениях:

$$\Delta P_{\text{общ}} = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}}$$

Определяем потери давления на участке трубопровода наиболее нагруженного, т.е. самого удаленного участка от источника тепло- или хладоснабжения.

$$\Delta P = \Sigma (R \cdot l + Z),$$

где $\Sigma R l$ - суммарные потери давления в расчетном кольце на трение, кг/м²;
 ΣZ - суммарные потери давления в расчетном кольце на местные сопротивления, кг/м².

Затем увязываем, т.е. приравниваем потери давления в каждом последующем ответвлении с потерями давления на наиболее нагруженном участке. Допустимое расхождение может составлять до 15%.

Пример расчета трубопроводов по методу удельных потерь давления при проектировании системы кондиционирования на базе «чиллера-фанкойлов» представлен в разделе 9.2.3.

Табл. VI.47.

ТАБЛИЦА ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СТАЛЬНЫХ ВОДОГАЗОПРОВОДНЫХ (ГАЗОВЫХ) ОБЫКНОВЕННЫХ ТРУБ (ГОСТ 3262-62)

Расход воды, л/с	Скорость, м/с, движения воды (верхняя строка) и потери напора, мм на 1 м (нижняя строка), в трубах условным проходом, мм									
	10	15	20	25	32	40	50	70	80	100
0,05	0,47	0,29	—	—	—	—	—	—	—	—
	91,5	28,8	—	—	—	—	—	—	—	—
0,1	0,95	0,59	0,31	—	—	—	—	—	—	—
	325,5	100	21,1	—	—	—	—	—	—	—
0,15	1,42	0,88	0,47	0,28	—	—	—	—	—	—
	707	211	43,6	12,5	—	—	—	—	—	—
0,2	1,89	1,18	0,62	0,37	0,21	—	—	—	—	—
	1257	360	73,5	20,9	5,11	—	—	—	—	—
0,25	2,37	1,47	0,78	0,47	0,26	0,2	—	—	—	—
	1964	560	110,6	31,2	7,57	3,9	—	—	—	—
0,3	2,84	1,77	0,94	0,56	0,31	0,24	—	—	—	—
	2829	807	155	43,4	10,5	5,4	—	—	—	—
0,35	3,31	2,06	1,09	0,65	0,37	0,28	—	—	—	—
	3850	1078	206,4	57,5	13,8	7,1	—	—	—	—

ТАБЛИЦА ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СТАЛЬНЫХ
ВОДОГАЗОПРОВОДНЫХ (ГАЗОВЫХ) ОБЫКНОВЕННЫХ ТРУБ (ГОСТ 3262-62)

Расход воды, л/с	Скорость, м/с, движения воды (верхняя строка) и потери напора, мм на 1 м (нижняя строка), в трубах условным проходом, мм									
	10	15	20	25	32	40	50	70	80	100
0,4	—	2,36	1,25	0,75	0,42	0,32	—	—	—	—
	—	1435	265,6	73,5	17,5	9	—	—	—	—
0,45	—	2,65	1,4	0,84	0,47	0,36	0,21	—	—	—
	—	1816	336	91,3	21,6	11,1	3,1	—	—	—
0,5	—	2,95	1,56	0,93	0,52	0,4	0,24	—	—	—
	—	2242	415	111	26,2	13,4	3,7	—	—	—
0,6	—	—	1,87	1,12	0,63	0,48	0,28	—	—	—
	—	—	597	156	36,5	18,6	5,2	—	—	—
0,7	—	—	2,18	1,31	0,73	0,56	0,33	0,2	—	—
	—	—	813	210	48,4	24,6	6,8	2,1	—	—
0,8	—	—	2,5	1,5	0,84	0,64	0,38	0,23	—	—
	—	—	1062	274	61,9	31,3	8,6	2,62	—	—
0,9	—	—	2,81	1,69	0,94	0,72	0,42	0,26	—	—
	—	—	1344	346	77	39	10,7	3,23	—	—
1	—	—	3,12	1,87	1,05	0,8	0,47	0,29	0,2	—
	—	—	1660	428	93,6	47,2	12,9	3,89	1,6	—
1,25	—	—	—	2,34	1,31	0,99	0,59	0,36	0,25	—
	—	—	—	688	143	71,4	19,4	5,79	2,4	—
1,5	—	—	—	2,8	1,57	1,19	0,71	0,43	0,3	0,224
	—	—	—	962	206,3	100,3	27	8,03	3,36	1,63
1,75	—	—	—	—	1,83	1,39	0,82	0,5	0,35	0,26
	—	—	—	—	280,8	136	35,9	10,6	4,4	1,14
2	—	—	—	—	2,09	1,69	0,94	0,58	0,4	0,24
	—	—	—	—	366,8	178	46	13,5	5,6	1,5
2,5	—	—	—	—	2,61	1,99	1,18	0,72	0,5	0,29
	—	—	—	—	573,1	278	69,6	20,3	8,4	2,26
3	—	—	—	—	—	2,39	1,41	0,86	0,6	0,35
	—	—	—	—	—	400	99,7	28,4	11,7	3,13
3,5	—	—	—	—	—	2,79	1,65	1,01	0,71	0,41
	—	—	—	—	—	544	137	37,8	15,5	4,12
4	—	—	—	—	—	—	1,88	1,15	0,81	0,47
	—	—	—	—	—	—	177	48,5	19,8	5,25
4,5	—	—	—	—	—	—	2,12	1,3	0,91	0,53
	—	—	—	—	—	—	224	60,9	24,6	6,49
5	—	—	—	—	—	—	2,35	1,44	1,01	0,59
	—	—	—	—	—	—	277	75,2	30	7,86
5,5	—	—	—	—	—	—	2,59	1,58	1,11	0,65
	—	—	—	—	—	—	335	91	35,8	9,36
6	—	—	—	—	—	—	2,83	1,73	1,21	0,71
	—	—	—	—	—	—	399	108,3	42	11
6,5	—	—	—	—	—	—	—	1,87	1,31	0,77
	—	—	—	—	—	—	—	127	49,3	12,7
7	—	—	—	—	—	—	—	2,02	1,41	0,82
	—	—	—	—	—	—	—	147,4	57,2	14,6
7,5	—	—	—	—	—	—	—	2,16	1,51	0,88
	—	—	—	—	—	—	—	169,2	65,6	16,6

6.4

ПРИНЦИПЫ ВЫБОРА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

Задача выбора системы кондиционирования или вентиляции должна решаться на основе технико-экономического сравнительного анализа нескольких возможных вариантов (2-х, 3-х и более).

Для этого необходимо всесторонне рассмотреть и оценить объект по предъявляемым к нему требованиям, основными среди которых являются:

Санитарные требования:

- ◆ Необходимо поддерживать определенную температуру или температуру и влажность. Следует отметить, что поддержание влажности существенно удорожает проект.
- ◆ Подавать в помещения свежий воздух (естественным или механическим путем) или использовать рециркуляционные системы.
- ◆ Удалять воздух через местные отсосы или общеобменной вытяжкой (в производственном корпусе), либо с использованием естественной вытяжки (в жилых помещениях).

Архитектурно-строительные требования:

- ◆ Возможность установки наружного блока кондиционера на фасаде здания, а внутреннего блока кондиционера — в помещении (шкафные кондиционеры) или в подшивном потолке (сплит-система с притоком свежего воздуха). Возможность установки центрального кондиционера на техническом этаже или крышного кондиционера Roof-Top на крыше здания.
- ◆ Возможность проложить по зданию или помещению коммуникации воздуховодов, трубопроводов (особенно в реконструируемых зданиях).

Противопожарные требования по категориям помещений: нормальные условия — помещения категории «Д» или пожароопасные «В», или взрывопожароопасные «А» и «Б» и соответствующие этим категориям проектные решения (установка обратных и огнезадерживающих клапанов, раздельная установка блоков оборудования, различные схемы прокладки коммуникаций).

Эксплуатационные требования: допустимо ли обслуживание и управление системой с центрального пульта управления или необходимо управлять (регулировать параметры) автономно (например, в случае, когда одна часть помещений ориентирована на юг, другая — на север) и необходимо обеспечить раздельные режимы работы оборудования на группы помещений.

Надежность системы.

Особенно важны требования к надежности в прецизионном кондиционировании при точном поддержании микроклиматических параметров различных технологических процессов.

Экономические требования.

Необходимо оптимизировать цену, сравнивая в проекте оборудование различных производителей и различного класса.

Для объекта необходимо разработать несколько принципиальных вариантов систем на базе различных типов оборудования и провести их сравнительную оценку.

Варианты применения различных типов систем кондиционирования и вентиляции, а также примеры их проектирования представлены в разделе IX.

РАЗДЕЛ VII



Автоматизация систем кондиционирования воздуха и вентиляции

- 7.1 Принципы автоматического регулирования 313
- 7.2 Основные элементы автоматики 314
- 7.3 Дополнительные элементы и вопросы наладки систем
регулирования 324
- 7.4 Автоматизация секций кондиционеров
и вентустановок 328
- 7.5 Автоматизация агрегатов и систем 331
- 7.6 Примеры систем автоматического регулирования 336

7.1

ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Под автоматическим регулированием понимается поддержание постоянным или изменяющимся по определенному закону физического параметра, характеризующего процесс. Регулирование складывается из измерения состояния объекта и действующих на него возмущений и воздействия на регулирующий орган объекта.

Среди задач, стоящих перед системой управления, основными могут быть названы:

- стабилизация (поддержание постоянными управляемых величин с заданной точностью). Пример: поддержание температуры в помещении с точностью $\pm 2^\circ\text{C}$.
- программное управление [управление физическим параметром по заранее известному закону (формуле)]. Пример: функциональная зависимость температуры теплоснабжения от температуры наружного воздуха.

По типу воздействия на объект системы управления могут быть разделены на следующие группы:

- следящие (за некоторой измеряемой величиной);
- самонастраивающиеся (на оптимальное значение какого-либо из показателей системы);
- разомкнутые (регулирование без обратной связи);
- замкнутые (регулирование с обратной связью).

В разомкнутых системах управления, как правило, отсутствует компенсация влияния неконтролируемых возмущений, и они применяются для систем программного управления.

В замкнутых системах управляющее воздействие формируется в зависимости

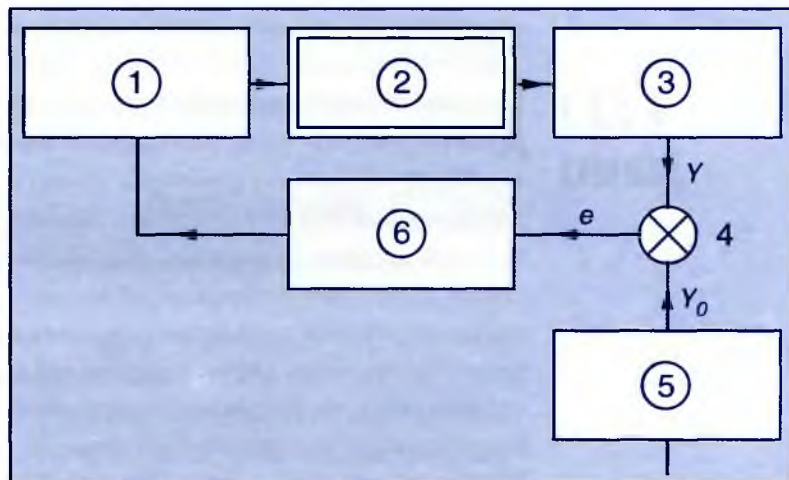


Рис. VII.1. Функциональная схема замкнутой системы автоматического регулирования

Условные обозначения:

- 1 – исполнительное устройство;
- 2 – объект регулирования;
- 3 – измерительное устройство (датчик);
- 4 – устройство сравнения;
- 5 – задатчик (формирователь уставок);
- 6 – усилитель сигнала рассогласования: $e = Y - Y_0$;
- 4 + 5 + 6 – регулятор

от управляемой величины. Они используются для систем стабилизации.

Примером наиболее распространенной замкнутой системы автоматического регулирования является функциональная схема, представленная на рис. VII.1.

Контур регулирования — это замкнутая цепь, элементами которой являются объект регулирования, датчик, регулятор и исполнительное устройство. Состояние объекта регулирования измеряется датчиком (текущее значение — Y) и сравнивается в регуляторе с заданным значением (уставкой — Y_0). Сигнал рассогласования (e), соответствующим образом усиленный, поступает на вход исполнительного устройства, которое обрабатывает это рассогласование таким образом, чтобы вернуть объект регулирования в заданное состояние.

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ АВТОМАТИКИ

В основе любой системы управления лежит ряд основных элементов автоматики, среди них: датчики, регуляторы, регулирующие органы и исполнительные механизмы. Рассмотрим основные из названных элементов автоматики более подробно.

§ 7.2.1 Датчики

Датчики — это элементы автоматики, служащие для получения необходимой информации о реальном состоянии объекта регулирования. Это «глаза» и «уши» автоматической системы управления. С их помощью осуществляется обратная связь системы регулирования с объектом по каждому параметру. Поэтому датчики удобно классифицировать по физическому параметру, по которому осуществляется эта связь, например, датчик температуры, давления или влажности.

Часто под датчиком понимается конструктивно оформленный блок, состоящий из первичного и вторичного преобразователей. Первичный преобразователь — это чувствительный элемент, т.н. сенсор. Вторичный преобразователь обеспечивает унифицированный выходной электросигнал, позволяющий осуществить связь датчика с принимающими его сигнал элементами системы автоматики. Примером могут служить датчики с унифицированными диапазонами сигналов по напряжению от 0 до 10 В или по току от 4 до 20 мА. Это датчики с аналоговым выходным сигналом, широко применяемые на практике.

Помимо них также используются датчики двухпозиционные (релейного типа), срабатывающие при достижении заданной контролируемой величины, сама же контролируемая величина, так называемая уставка, задается органом регулирования на самом датчике. Например, о необходимости замены кассеты воздушного фильтра может сигнализировать дифференциальный датчик давления (дифманометр) с точками измерения давления до и после фильтра. Срабатывание произойдет, когда его аэродинамическое сопротивление

возрастет до максимально допустимой величины, зафиксированной уставкой.

Все датчики должны пройти предмониторинговую проверку (тест) на соответствие паспортным данным. Обязательной является также периодическая метрологическая проверка датчиков (проверка на соответствие характеристик точности, указанных в паспорте). Это требование Госстандарта касается вообще всех средств измерения.

Паспортные данные, как правило, содержат информацию о конструктивных особенностях датчика, о точности и пределах измерения. Кроме того, к каждому датчику должны прилагаться схемы подключения к регулятору, список дополнительных аксессуаров и руководство по эксплуатации.

Выбор датчика осуществляется по условиям эксплуатации, диапазону и требуемой точности измерения физического параметра.



Рис. VII.2.
Датчики

Датчики температуры

Первичным преобразователем в датчиках температуры чаще всего служит термopара (активный элемент, являющийся самостоятельным источником тока) либо термосопротивление (пассивный элемент).

Конструктивное оформление и используемый вторичный преобразователь определяются функциональным назначением датчика.

Так, датчики могут быть комнатного и наружного (атмосферного) исполнения, накладными на трубопровод (для контроля температуры поверхности трубопровода), канальными (для измерения температуры воздуха в воздуховоде) и т.п.

При выборе датчика и подключении его к конкретному регулятору следует обратить внимание, что нелинейность температурной характеристики зависит от типа чувствительного элемента.

Для усреднения показаний с целью повышения достоверности измерения могут быть использованы четыре одинаковых датчика, которые включены по последовательно-параллельной схеме.

Монтаж накладных датчиков производится непосредственно на поверхность металлической трубы, обеспечивая, по возможности, лучший тепловой контакт. Стержень погружаемого датчика должен быть помещен в поток минимум на 10 см, штуцер (специальный патрубок для ввода датчика) в этом случае теплоизолируется. Канальные датчики в вентсистемах монтируются перпендикулярно к направлению движения воздуха, активная длина датчика должна располагаться в области, в которой температура воздушного потока, по возможности, представляет собой среднюю величину (чаще всего в центре воздуховода).

Датчики комнатного исполнения монтируются на высоте примерно 1,5 м от пола в нейтральном, относительно источников холода или тепла, месте.

Монтаж датчиков атмосферного исполнения осуществляется вблизи одного из углов здания, на $\frac{2}{3}$ его высоты, на подветренной для господствующих ветров стороне. Если датчик подвергается солнечному облучению, то он должен быть затенен. Исключение составляет случай, когда есть необходимость компенсировать инсоляцию помещений данного фасада.

Датчики влажности

Применяются датчики влажности двух типов: комнатного и канального исполнения, которые отличаются друг от друга конструкцией.

Датчики представляют собой блок с электронным прибором, измеряющим относительную влажность и преобразующим данные измерения в электрический сигнал.

Погрешность измерения сильно зависит от величины самой относительной влажности, от температуры воздуха, от продолжительности нахождения датчика в условиях высокой влажности и реально может составлять 5–10%.

Крайне нежелателен монтаж датчиков в агрессивной и загрязненной среде.

При монтаже датчика влажности следует выбрать место со стабильной скоростью движения и температурой воздуха. Также желательно, чтобы он располагался вдали от отопительных приборов, вентиляционных струй, открывающихся окон и чтобы на него не попадали прямые солнечные лучи.

Датчики давления

Датчики давления подразделяются на реле давления и аналоговые датчики давления. Те и другие могут измерять давление как в одной точке, так и разность давлений в двух точках, так называемые дифференциальные датчики давления.

Характерным примером использования реле давления является их применение для

защиты компрессоров от чрезмерно низкого или высокого давления хладагента.

Аналоговые датчики позволяют определять величину давления в точке измерения. Вторичный преобразователь датчика конвертирует измеренное давление в электрический сигнал.

Дифференциальные датчики давления (рис. VII.3.) используются для измерения перепадов давления воздушных фильтров, вентиляторов, насосов и т.д. Дифференциальные датчики давления имеют два отдельных канала подключения. Замер давления в вакуумной линии осуществляется при использовании канала низкого давления в приборе, замер давления в линии высокого давления — при использовании канала высокого давления. Замер перепада давления фильтров, вентиляторов, насосов — при использовании обоих каналов.

Выбранное место для монтажа не должно подвергаться вибрациям. Пространственное расположение датчика необходимо выполнять в соответствии с паспортными данными (например, монтаж датчика только на вертикальных участках трубопровода).

Датчики потока

Датчики потока работают следующим образом. Сначала измеряется скорость движения жидкости или газа (в том числе пара или воздуха) в трубопроводе или воздуховоде. Измеренный сигнал преобразуется во вторичном преобразователе в электрический, а затем в вычислительном блоке (чаще всего в микропроцессорном контроллере) рассчитывается расход жидкости или газа с учетом сечения канала.

В настоящее время в связи с возросшей важностью учета тепловой энергии большой интерес проявляется к измерителям расхода теплоносителей (рис. VII.4.).

Эти приборы различаются по принципу действия, технико-экономическим показателям и эксплуатационным качествам.



Рис. VII.4.
Теплосчетчик

По принципу действия первичных преобразователей они делятся на: сужающие устройства; а также лопастные, турбинные, роторные, вихревые, электромагнитные и ультразвуковые.

Счетчики, основанные на сужающих устройствах, имеют самые низкие потребительские свойства из-за малой точности, большой потери давления и необходимости ежегодной поверки с демонтажом с трубопровода. Лопастные, турбинные, роторные и вихревые счетчики также имеют недостатки, характерные для механических приборов и связанные с быстрым износом трущихся поверхностей, низкой надежностью, подверженностью коррозии, осажением механических частиц, а также большой потерей давления. Электромагнитные счетчики, в свою очередь, весьма чувствительны к проводимости измеряемой среды, что приводит к нарастанию ошибки измерения. Ультразвуковые счетчики на сегодня являются наиболее эффективными приборами для измерения расходов в трубах диаметром от 50 до 250 мм. Эти приборы, кроме высокой точности измерения, имеют небольшое гидравлическое сопротивление. Межповерочный интервал составляет 2–3 года, причем поверка может производиться без демонтажа с трубопровода. Однако, соответственно, и цены на этот тип датчика потока существенно выше.



Рис. VII.3.
Дифференциальный датчик давления

Датчики концентрации углекислого газа

Газовый состав воздуха в помещении принято оценивать по содержанию в нем углекислого газа.

В системах кондиционирования и вентиляционных системах концентрация углекислого газа может быть параметром регулирования.

Удовлетворительным считается воздух помещения с концентрацией углекислого газа от 600 до 800 ppm.

Диапазон измерения большинства соответствующих датчиков концентрации составляет от 200 до 2000 ppm (рис. VII.5.).

Датчики могут комплектоваться дисплеями для визуального отображения результата измерения или/и подключаться к контроллеру.

Следует обратить внимание на инерционность (задержку выходного сигнала) таких



Рис. VII.5.
Датчик CO₂

датчиков, составляющую, например, от 40 до 300 с, на обязательную предварительную настройку прибора перед эксплуатацией, а также на необходимость периодической проверки в процессе работы.

Регулятор — один из основных элементов системы, обеспечивающий управление исполнительными механизмами по показаниям всевозможных датчиков.

Далее мы рассмотрим многообразные типы регуляторов — от простейших механических до свободно программируемых контроллеров, позволяющих вести комплексное регулирование (диспетчеризацию).

К наиболее простому типу управляющих систем можно отнести двухпозиционные регуляторы термостатного типа (рис. VII.6.).

Они срабатывают при достижении предельной температуры, давления или влажности и получили широкое применение в системах терморегулирования, в контурах защиты воздухонагревателей и т.д.

Пропорциональные регуляторы, используя заложенный в них пропорциональный (P) или пропор-



ционально-интегральный (PI) законы регулирования, по сигналу входного датчика вырабатывают соответствующее воздействие на исполнительный механизм. Такие регуляторы применяются, например, в системах вентиляции для поддержания требу-



емого температурного режима помещения и при необходимости могут включать в себя таймер и дистанционное управление.

Широкий класс контроллеров (многофункциональных логических устройств) основан на применении микро-

§ 7.2.2 Регуляторы

Рис. VII.6.
Регуляторы

процессорных систем управления. Сюда относятся контроллеры с жестко заданной программой; контроллеры с гибкими функциями на основе выбираемого программного модуля (микросхемы постоянного запоминающего устройства); контроллеры на основе модульного построения путем набора тех или иных карт (подобно архитектуре компьютера). Эти контроллеры применяются для управления работой кондиционеров, систем вентиляции, чиллеров и т.д.

Рис. VII.7.
Механический
регулятор давления

- 1 — мембрана;
- 2 — корпус мембраны;
- 3 — фитинги для импульсных трубок;
- 4 — сальниковое уплотнение;
- 5 — соединительный узел;
- 6 — крепежный стержень;
- 7 — стержень с калибровочными обозначениями;
- 8 — пружина;
- 9 — шток;
- 10 — шпindel;
- 11 — регулировочная гайка;
- 12 — сальниковое уплотнение;
- 13 — тефлоновые кольца;
- 14 — крышка;
- 15 — разгружающий сильфон;
- 16 — тарелка клапана;
- 17 — седло клапана;
- 18 — корпус клапана

Наиболее мощный класс контроллеров — свободно программируемые контроллеры, позволяющие адаптировать контроллер к очень широкому классу объектов. Такие контроллеры могут объединяться в сети и управляться из единого диспетчерского пункта. Регулирование параметров и управление объектами обеспечиваются на основе решения вычислительных и логических задач. Раньше каждая фирма-производитель разрабатывала контроллеры исключительно для своего оборудования, что затрудняло использование оборудования других производителей. Сегодня переход на единые стандарты передачи информации — так называемые протоколы — позволил решить эту проблему.

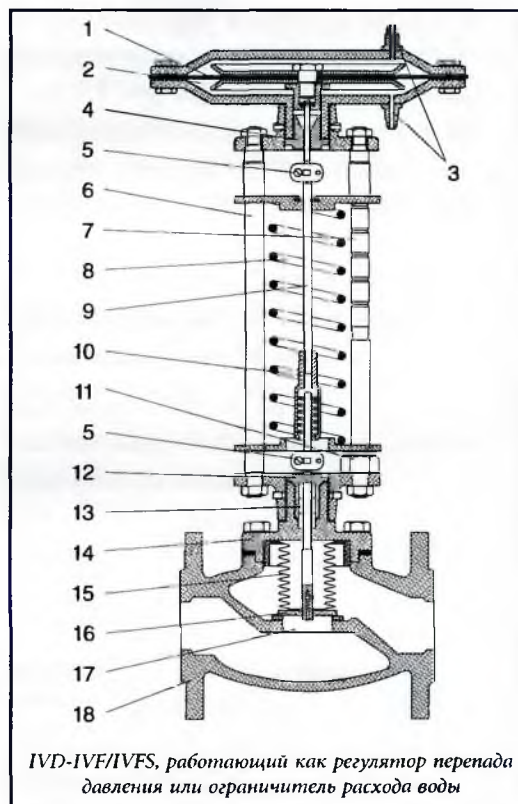
Наиболее универсальными свободно программируемыми контроллерами являются PC-контроллеры, представляющие собой плату для PC-совместимого компьютера (а это 80% всего мирового парка компьютеров в настоящее время).

Использование PC-совместимых контроллеров позволяет базироваться на широких возможностях программного обеспечения, разработанного под эти компьютеры. Ряд фирм занимается разработкой унифицированных программ для таких контроллеров. Можно привести в качестве примера программный продукт компании AD ASTRA (Россия) — Trace Mode. Это комплекс с локальным программированием контроллера и центральным программированием сети контроллеров с целью диспетчеризации.

Механические регуляторы

Механические регуляторы относятся к классу регуляторов прямого действия, то есть таких, в которых воздействие измерительного элемента на регулирующий элемент осуществляется непосредственно без привлечения добавочного источника энергии.

Наиболее распространенными регуляторами данного типа являются терморегуляторы, устанавливаемые, например, на приборах водяного отопления.



IVD-IVF/IVFS, работающий как регулятор перепада давления или ограничитель расхода воды

Они состоят из регулирующего клапана и термостатического элемента с сильфоном. Настройка регулятора на поддержание определенной температуры помещения осуществляется поворотом настроечной рукоятки. Температура помещения поддерживается за счет изменения расхода воды через теплообменник. Расход меняется при перемещении штока клапана сильфоном, заполненным специальной газовой смесью, изменяющей свой объем даже при незначительном изменении температуры в помещении.

Пример еще одного, широко применяемого механического регулятора — регулятор давления, состоящий из регулирующей части (штока) и клапана (рис. VII.7). В зависимости от способа установки штока регулятора прибор может работать в качестве регулятора перепада давления (при превышении перепада клапан прикрывается) или регулятора постоянного расхода (при увеличении перепада клапан открывается).

Например, установив регулятор на байпасе между подающим и обратным трубопроводами, можно стабилизировать перепад давления в сети.

Механические регуляторы производятся многими зарубежными компаниями, такими как *DANFOSS*, *HONEYWELL* и др.

Термостаты и прессостаты

Термостаты и прессостаты относятся к классу управляемых (соответственно температурой или давлением) электрических переключателей. Положение переключателя определяется соотношением измеренного параметра с заданным.

Простота конструкции, высокая надежность и широкий диапазон регулирования определяют неограниченные возможности применения этих приборов в цепях постоянного либо переменного тока. Настройка этих регуляторов осуществляется поворотом настроечной рукоятки.

Регуляторы с аналоговым выходом

Регуляторы с аналоговым выходом (0–10В) с встроенным или выносным датчиком температуры также выпускаются многими зарубежными фирмами, такими как *SAUTER*, *TA CONTROL* и др.

Желаемый уровень температуры в помещении устанавливается рукояткой на лицевой панели прибора. При наладке предусматриваются дополнительные возможности, в частности, установка предельных значений (max и min) температуры и параметров регулятора.

В условиях нестабильных теплопоступлений (например, из-за меняющегося в помещении числа людей), а также в больших помещениях с приточной вентиляцией для обеспечения качества регулирования регулятор температуры может объединяться с регулятором расхода воздуха (с соответствующим датчиком потока), т.н. «каскадное объединение».

Специализированные регуляторы с программированием параметров

Примером этого типа регуляторов могут служить регуляторы, используемые в кондиционерах фирм *UNIFLAIR*, *CLIVET*, *DE-LONGHI*, описанные в соответствующих разделах.

Универсальные регуляторы с программированием параметров и конфигурированием системы

В номенклатуре продукции любой крупной фирмы-производителя оборудования по автоматике можно найти несколько таких регуляторов (рис. VII.8.). Широко известны, например, регуляторы EPU 2370 (*DANFOSS*), и RWX62... фирмы *LANDIS & STAFA*.

Универсальность обеспечивается выбором соответствующей конфигурации для конкретного применения (например, для центрального кондиционера).



Рис. VII.8.
Универсальный регулятор

При конфигурировании системы может использоваться одна из версий программы регулятора, заданная своим кодом (например, код вентиляции = «5»). При конфигурировании связываются между собой выбранные входы и выходы регулятора, определяется закон их регулирования. На этапе программирования параметров определяются параметры регулятора, предельные значения и уставки (например, требуемая температура в помещении). На этапе отладки имеется возможность моделирования работы системы, что позволяет предварительно отладить на макете режим регулирования, а затем перенести результаты на действующий объект.

Свободно программируемые контроллеры (СПК)

Это наиболее универсальный класс систем автоматического регулирования. В отличие от универсальных регуляторов, описанных в предыдущем разделе, они позволяют модифицировать алгоритм работы системы на стадии пусконаладочных работ (а не на стадии проектирования!), что существенно упрощает отладку системы на объекте. Кроме того, контроллер объединяет регулятор и арифметическо-логическое устройство, что дает возможность на этапе проектирования отказаться от каких-либо других (например, релейных) схем управления работой сложного объекта (например, центрального кондиционера).

СПК предоставляют потребителю широкие эксплуата-

ционные возможности, в частности, большое число сервисных услуг (по аварийной сигнализации, диспетчеризации и т.д.)

Такие контроллеры, как правило, поставляются с комплексом программ, обеспечивающих создание системы, моделирование процесса и представление информации в удобном пользователю виде.

В качестве примера можно рассмотреть контроллер TA Xenta 300 (фирмы TA CONTROL) (рис. VII.9.).

Контроллер имеет 4 универсальных входа (конфигурируемых под разные типы датчиков), 4 входа для термодатчиков, 4 релейных входов, 4 релейных выходов и 4 аналоговых выходов. Предусматриваются также блоки расширения отдельно для цифровых (по 4 входа и выхода) и для аналоговых (8 входов и 2 выхода) каналов связи. Для изменения параметров служит панель оператора. Контроллер использует программное обеспечение TA Menta (той же фирмы). Группу контроллеров TA Xenta 300 можно объединить в сеть под управлением программы TA Vista с выходом на персональный компьютер для диспетчеризации.



Рис. VII.9.
Свободно программируемый контроллер

Исполнительный механизм (ИМ) представляет собой приводную часть исполнительного устройства. Исполнительные механизмы делятся на электрические, пневматические и гидравлические. Все электрические ИМ, в свою очередь, можно разделить на две группы: электромагнитные (соленоидные) и электрические (с электродвигателями) (рис. VII.10.).

Регулирующий орган (РО) представляет собой звено исполнительного устройства, предназначенное для изменения каких-либо параметров (например, расхода жидкости) при регулировании режима работы объекта. Наибольшее распространение получили дроссельные регулирующие органы — клапаны и заслонки. При двухпозиционном регулировании (открыто-закрыто) затвор регулирующего органа быстро перемещается в одно из крайних положений. В этом случае регулирование параметра рабочей среды осуществляется за счет соотношения между промежутками времени, когда регулирующий орган закрыт или открыт.

При непрерывном регулировании пропускная способность регулирующего органа определяется степенью его открытия.

Регулирующие органы характеризуются многими параметрами, основными из которых являются следующие: максимально допустимое давление на входе в РО, минимальный расход среды, перепад давления на РО, расход через полностью открытый клапан. Подбор РО осуществляется по перечисленным параметрам.

Клапаны, заслонки, задвижки

Двухходовые и трехходовые клапаны по типу подключения разделяются на фланцевые и резьбовые (рис. VII.11.). Клапаны с резьбовым подключением комплектуются фитингами и уплотняющими шайбами,

фланцевые — могут комплектоваться монтажным набором с уплотнителем.

Двухходовые клапаны используются в качестве проходных, изменяющих расход рабочей среды (жидкости, пара, газов). Клапан монтируется в линии таким образом, чтобы направление потока совпадало с направлением стрелки на корпусе клапана. Примером типичного использования таких клапанов являются контуры с локальным циркуляционным насосом, схемы без циркуляционного насоса с переменным количеством жидкости во вторичной сети.

Трехходовые клапаны используются в качестве смесительных или/и разделительных, а также в качестве проходных (двухходовых) клапанов. Применяются в схемах с подмешиванием (с байпасом) и в схемах с инжекцией. Трехходовые клапаны широко применяются в системах отопления, водоснабжения, тепло- и холодоснабжения. При монтаже особое внимание следует уделять гравировке на корпусе клапана. Один из портов клапана всегда общий, а два других используются как отводящий и байпасный порты. Некоторые смесительные клапаны специального конструктивного исполнения можно использовать в качестве разделительных, другие нет. Клапан может устанавливаться как в прямой, так и в обратной линии. Обычно в комплекте сопроводительной технической документации на клапан приводятся схемы и рекомендации по его использованию.

Клапаны типа «бабочка» монтируются на фланцах. Основная их рабочая часть — это укрепленный на вращающейся оси диск. В зависимости от угла поворота оси меняется величина просвета между диском и внутренней поверхностью клапана. Такая конструкция клапана используется, как правило, в жидкостных трубопроводах большого диаметра.



§ 7.2.3 Регулирующие органы и исполнительные механизмы

Рис. VII.10.
Электрическое исполнительное устройство

Комплект клапан и привод

Рис. VII.11.
Клапаны

Ассортимент
клапанов



Соленоидные клапаны представляют собой вентили в сборе с электромагнитным приводом — соленоидом. Соленоидные клапаны могут устанавливаться на жидкостных трубопроводах, в чиллерах, а также магистральных горячего пара. Клапаны могут комплектоваться различными типами электромагнитных катушек как переменного, так и постоянного тока.

Дроссельные воздушные заслонки применяются как на трубопроводах круглого, так и прямоугольного сечений для регулирования воздушных и газовых (паровых) потоков при небольших статических давлениях. Изменение проходного сечения заслонкой осуществляется путем вращения ее вокруг оси, расположенной перпендикулярно направлению потока. Заслонки типа «жалюзи» при одинаковых размерах с обычными однолопастными имеют существенно меньший реактивный вращающий момент,

однако, обладают более сложной конструкцией.

Обратные клапаны служат для предотвращения обратного потока рабочих сред. Их, в частности, используют в жидкостных и всасывающих трубопроводах автономных кондиционеров и чиллеров.

Приводы

Соленоидные приводы рассмотрены в предыдущем разделе.

Принцип их действия основан на возвратно-поступательном движении штока в электромагнитном поле катушки.

Известны приводы, основным элементом которых является биметаллическая пластина, деформация которой при нагреве электрическим током передается на клапан. Величина деформации функционально связана с характеристиками электрического тока.



Рис. VII.12.1.
Привод воздушной заслонки

деленного уровня, направленный либо на увеличение, либо на уменьшение степени открытия клапана;

- аналогового сигнала, воздействие которого уравнивается компенсационным механизмом, который при ослаблении сигнала прикрывает, а при усилении сигнала приоткрывает регулирующий орган.

Импульсные исполнительные механизмы

На рис. VII.12.1. и рис. VII.12.2. рассмотрены наиболее распространенные электроприводы. Электропитание, как правило, 220 В или 24 В переменного тока.

Электроприводы с дискретным входом получают сигнал управления от регулятора в релейном виде (есть или нет напряжение). Отрабатывая управляющий сигнал, привод устанавливает регулирующий орган в крайнее положение («открыто», «закрыто»). Для предотвращения выхода из строя регулирующего органа он снабжается концевыми выключателями, отключающими привод в крайних положениях. В качестве примера можно привести приводы воздушных заслонок приточных систем вентиляции. Приводы обычно имеют пружинный самовозврат, срабатывающий на закрытие при отсутствии электропитания. В конструкции предусматривается ручная настройка концевых выключателей и ручное управление клапаном.

Электроприводы с аналоговым входом могут передавать сигнал управления на регулирующий орган в виде:

- серии прямоугольных импульсов, когда изменяя соотношение продолжительности импульса к периоду, добиваются соответствующей степени открытия клапана;
- «ступенек», когда каждая такая ступенька представляет собой импульс опре-

Импульсный исполнительный механизм представляет собой агрегат непосредственного воздействия, в котором отсутствуют регулирующие органы (клапаны и заслонки). Примером может служить прибор, используемый в приточных вентиляционных установках. Он включает на полную мощность или выключает нагревательные батареи. Соотношение между временем включения и выключения регулируется в соответствии с потребностью в тепле. (Пример: режим с периодом «включено» — 30 с, «выключено» — 30 с означает режим использования 50% от полной тепловой мощности установки).



Рис. VII.12.2.
Привод клапана

7.3

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И ВОПРОСЫ НАЛАДКИ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

§ 7.3.1 Переносные и стационарные неавтоматические измерительные приборы

Рис. VII.13.
Переносные
измерительные
приборы

В период пусконаладочных работ, а также для дублирования показаний электронных приборов используются визуальные средства измерения. Так, например, компания KIMO выпускает серию переносных приборов с цифровой индикацией, позволяющих отдельно или в комплексе измерять температуру, влажность и давление воздуха, а также скорость воздушных потоков (рис. VII.13.).

Кроме переносных могут использоваться и стационарные приборы, обеспечивающие непрерывный контроль за переменными параметрами среды.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха, а также в системах тепло- и холодоснабжения чаще всего используют простейшие измерительные приборы:



термометры, манометры, гигрометры (для измерения влажности) и расходомеры.

§ 7.3.2 Дополнительные устройства автоматики

Необходимость в дополнительных устройствах автоматики существует даже в системах с мощными контроллерами (например, релейные блоки для управления исполнительными механизмами), тем более необходимо использование дополнительных приборов в простейших системах регулирования.

Рассмотрим такие приборы на примере продукции компании TA CONTROL.

Потенциометр — задатчик значений регулируемой величины, подключается к регулятору (рис. VII.14.).

Мультиплексор — коммутатор каналов подключения к контроллеру, расширяющий его возможности.



Рис. VII.14.
Потенциометр

Конвертор — прибор для адаптации электроприводов с дискретным управлением к аналоговому сигналу контроллера.

Релейный блок — предназначен для гальванической развязки электроцепей управления от силовых электроцепей.

Гистерезисный блок и блок задержки срабатывания — служат для регулирования периода запаздывания, что позволяет избежать преждевременного срабатывания исполнительных устройств.

Контроллер, препятствующий размораживанию теплообменников, — представляет собой устройство с жестко заданной программой защиты от замораживания.

Пульт оператора — с его помощью можно просмотреть и изменить некоторые параметры контроллера (рис. VII.15.).

Источник питания — понижающий трансформатор или адаптер (с переменного на постоянный ток) для аппаратуры системы автоматического регулирования.

Автоматический выключатель и термодатчик — средства защиты силовых электрических сетей от перегрузки. Выключатель

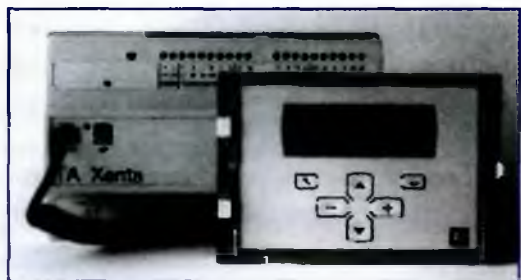


Рис. VII.15.
Пульт оператора
(на переднем плане)

чатели могут быть однофазные и трехфазные, термодатчики — внешние и встроенные.

Термодатчикное реле — автоматически прерывает подачу напряжения при перегреве двигателя (рис. VII.16.).

Такие реле могут быть подключены к сетевому напряжению, двигателю или термодатчикным проводам. Существуют модели отдельно стоящего термодатчикного реле или устанавливаемого на контрольной панели. Реле имеют небольшие размеры, их габариты не превышают 70–150 мм.

Регуляторы частоты вращения двигателей вентиляторов — регулировка может осуществляться ступенчато (при изменении трансформатором напряжения питания) или плавно (с помощью тиристорных преобразователей). Так, например, пятиступенчатые трансформаторы довольно просты и компактны, не вызывают побочных явлений — шума и радиопомех.



Рис. VII.16.
Общий вид
термодатчикного
реле

К недостаткам можно отнести их высокую стоимость.

Тиристорный частотный преобразователь (регулятор напряжения) — наиболее известный регулятор частоты вращения, например, вентиляторов компрессорно-конденсаторных блоков (рис. VII.17.).

Тиристоры довольно просты в установке и позволяют осуществить плавное регулирование частоты вращения. Однако они вызывают дополнительный шум двигателя, особенно однофазного, при низких частотах вращения. Кроме того, они создают электрические помехи, проявляющиеся на средних и коротких волнах. Поэтому тиристоры, как правило, оснащаются системой подавления помех.

Системы диспетчеризации — программно-аппаратный комплекс, в котором информационная связь осуществляется через последовательный порт компьютера. При этом используется встроенный или выносной блок преобразователя типа RS 232.

Специальное программное обеспечение разрабатывается фирмой-производителем оборудования и, как правило, не является унифицированным.



Рис. VII.17.
Однофазный
тиристор

Существует множество схем обвязки теплообменника с использованием как двухходовых, так и трехходовых управляющих клапанов, с рециркуляционными насосами и байпасными линиями или без них, наличием в контуре обратных и запорных (регулируемых) клапанов и т.д.

Рассмотрим наиболее распространенные в системах тепло- холодоснабжения гидравлические схемы (рис. VII.18, а–в.).

● По схеме с двухходовым клапаном (рис. VII.18, а) с помощью запорного (регулируемого) клапана (2) система предварительно выводится в рабочий режим при

полностью открытом двухходовым клапаном управления (5). Представленная простейшая схема обеспечивает устойчивое регулирование при достаточной тепловой нагрузке, когда отсутствует угроза замораживания теплообменника. Такая схема обвязки применяется, как правило, для теплообменников систем теплофикации, калориферов второго подогрева центральных кондиционеров и т.п.

● По схеме с трехходовым клапаном система предварительно выводится на рабочий режим при полностью открытом трехходовым клапаном управления (рис. VII.18, б.).

§ 7.3.3 Гидравлические схемы о балан- сировка систем тепло- и холодо- снабжения

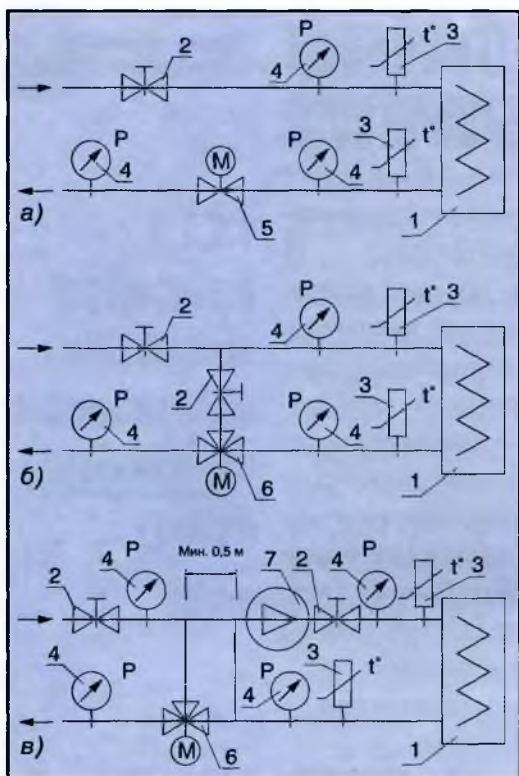


Рис. VII.18.
а – схема с двух-
ходовым клапаном
на обратной воде;

б – схема с трех-
ходовым клапаном
на обратной воде;

в – двухконтурная
схема с рециркуля-
ционным насосом
и байпасом

**Условные
обозначения:**

- 1 – теплообменник
- 2 – запорный
клапан
- 3 – термометр
- 4 – манометр
- 5 – двухходовой
клапан
с приводом
- 6 – трехходовой
клапан
с приводом
- 7 – циркуляционный
насос

Такая схема обеспе-
чивает постоянное
количество теплоно-
сителя в первичной
цепи, что позволяет
применять ее в замк-
нутых контурах, на-
пример, в системах
«чиллеров-фанкой-
лов» и в контуре ох-
лаждения централь-
ных кондиционеров.

● По схеме с реци-
ркуляционным на-
сосом и байпасом
(рис. VII.18, в) систе-
ма предварительно
выводится на рабо-
чий режим с помо-
щью двух запорных
(регулирующих)

клапанов при полностью открытом треххо-
довом клапане управления. Данная схема
хорошо адаптирована к условиям «межсе-
зонья», когда требуемый расход теплоно-
сителя уменьшается с одновременным умень-
шением скорости его движения. В этих
условиях соблюдение постоянства расхода
приобретает ключевое значение.

Данная схема является более предпочти-
тельной в сравнении с рассмотренными ран-
нее. Использование насоса и байпаса
позволяет избежать большого градиента тем-
ператур на теплообменнике, когда при сред-
ней высокой температуре на одних витках
трубок теплообменника температура может
составлять $+50^{\circ}\text{C}$, а на других -5°C .

Применение насоса также снижает
инерционность регулирующей системы, по-
вышая качество регулирования. Рецирку-
ляционный насос, как правило, устанавли-
вается на прямом трубопроводе, чтобы
избежать работы насоса на разрежение (и,
как следствие, для предотвращения выхода
из строя крыльчатки насоса).

Область применения данной схемы

определяется ее преимуществами. Так,
например, возможно использование такой
схемы на первой секции подогрева централь-
ных кондиционеров.

Следует отметить, что во всех рассмотрен-
ных схемах необходимым условием является
обеспечение постоянного перепада давления
в первичной сети (между «прямой» и «обрат-
ной» водой). Этот перепад не должен превы-
шать допустимый уровень для управляюще-
го клапана. Поэтому при использовании го-
рячей воды из городской теплосети в секции
подогрева кондиционеров рекомендуется на
входе устанавливать дополнительный регуля-
тор-стабилизатор перепада давления (см. раз-
дел механических регуляторов).

Балансировка многоконтурных систем

В многоконтурных системах тепло- и хо-
лодоснабжения (например, в отопительных
системах, в системах «чиллеров — фанкой-
лов» и т.п.) из-за различий гидравлических
сопротивлений между отдельными гидрав-
лическими нитками возникает перераспре-
деление потоков теплоносителя. В результа-
те в некоторых гидравлических нитках будет
наблюдаться недостаток теплоносителя, а в
других — избыток. В этом случае система
окажется в дисбалансе, внешние признаки
которого будут ошибочно указывать на неис-
правность автоматики: т.к. не будет под-
держиваться требуемый температурный ре-
жим и устойчивость регулирования.

Поэтому перед началом работ по налад-
ке систем регулирования необходимо выве-
сти регулируемый объект в рабочий режим
с помощью балансировки.

Для этого в гидравлическую схему (в
каждую ее ветвь) на обратном трубопроводе
вводятся балансировочные клапаны
(рис. VII.19.), представляющие собой высокоточные клапаны ручного регулирования с
«цифровой» рукояткой положения регулиру-
ющего органа. На клапанах предусматрива-
ются дополнительные штуцера для датчиков
измерения перепада давления и расхода.

Балансировку проводят на действующей системе при отключенной автоматике (управляющие клапаны устанавливаются вручную в среднее положение).

Существует два вида балансировки. Первым, классическим, последовательно устраняется дисбаланс по отдельным контурам. Пройдя всю цепочку, возвращаются обратно к первому гидравлическому контуру и вновь повторяют весь цикл до достижения приемлемого результата по расходам через все контуры системы. Второй вид балансировки, т.н. компенсационный метод, предложен компанией *TA GYDRONICS* (Швеция). При использовании этого метода все части установки регулируются лишь один раз. Балансировка начинается с последнего, самого дальнего от насосной станции

клапана, называемого эталонным, и последовательно продвигается к началу гидравлического контура. На обратном трубопроводе всей системы на входе в насосную станцию монтируется дополнительный клапан «партнер», с помощью которого на каждом этапе работ (после настройки очередного клапана) поддерживается заданный перепад давления на эталонном клапане. Заданное положение цифровой рукоятки каждого балансировочного клапана определяется с помощью микропроцессорного прибора управления, который рассчитывает это значение по текущим и заданным расходам рабочей среды через этот клапан.



Рис. VII.19.
Балансировочный клапан

Наиболее широкое применение получила наладка систем регулирования по временным характеристикам. В этом случае, прежде всего, должны быть сформулированы требования к переходному процессу регулирования: допустимая ошибка регулирования (максимальное динамическое отклонение регулируемой величины от заданного значения), степень колебательности переходного процесса (число циклов колебания до прекращения переходного процесса) установившаяся ошибка (статическое отклонение регулируемой величины от заданного значения).

Для обеспечения оптимального качества процесса, в ходе регулирования, модифицируются некоторые параметры:

- статические (диапазон регулирования, коэффициент передачи, коэффициент фильтрации входной информации);
- динамические (размер «мертвой зоны», постоянные пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющей регулятора).

Время регулирования П-регулятора (пропорционального) примерно вдвое меньше,

чем ПИ-регулятора (пропорционально-интегрального), однако использование первого сопровождается остаточным отклонением регулируемой величины от уставки (установившаяся ошибка). Метод И-регулирования (интегрального) не нашел широкого применения в силу неудовлетворительного качества переходного процесса. Наилучшее качество регулирования (при одновременном усложнении самого процесса регулирования!) обеспечивает ПИД-регулятор (пропорционально-интегрально-дифференциальный).

Наибольшее распространение получили ПИ-регуляторы, как обеспечивающие удовлетворительное качество регулирования при относительной простоте процесса наладки.

Если возмущающие воздействия нельзя устранить, а запаздывание и инерция регулирующего канала значительно больше, чем возмущающего канала, то в этих условиях следует применить регулятор со вспомогательными измерительными элементами для получения опережающих импульсов по возмущающим воздействиям (комбинированная схема регулирования).

§ 7.3.4 Наладка систем регулирования

7.4

АВТОМАТИЗАЦИЯ СЕКЦИЙ КОНДИЦИОНЕРОВ И ВЕНТУСТАНОВКИ

§ 7.4.1 Регулирование и автоматизация работы вентиляторов

Регулирование работы вентиляторов связано с изменением их расхода. Как правило, расход вентилятора регулируется с помощью трех видов устройств: дросселем, осевым направляющим аппаратом и изменением частоты вращения вала вентилятора.

В диапазоне отношений минимального расхода вентилятора к расчетному (глубине регулирования) от 1 до 0,95 допускается регулировать расход вентилятора дросселем. При более низких значениях глубины регулирования пользоваться дросселем неэкономично.

Применение осевого направляющего аппарата целесообразно при глубине регулирования от 1 до 0,5.

Лучшие результаты дает изменение частоты вращения вала, все чаще применяемое на практике и энергоэкономичное при любой глубине регулирования. Кроме того, этот вид регулирования может быть полностью автоматизирован.

Изменение частоты вращения вала с помощью частотного преобразователя, за счет изменения частоты электрического тока, наиболее эффективно. На практике, благодаря простоте технической реализации, применяется также параметрическое регулирование частоты вращения вала вентилятора изменением подводимого к двигателю напряжения при неизменной частоте (50 Гц). Однако такой способ автоматического регулирования параметров вентилятора менее экономичен, чем классическое частотное регулирование.

Скорость вентилятора может регулироваться путем изменения напряжения электропитания как ступенчато с помощью трансформаторов, так и плавно с помощью тиристорных регуляторов напряжения.

Однако, следует иметь в виду, что регулирование частоты вращения вентилятора путем изменения напряжения возможно лишь на двигателях с высоким сопротивлением ротора, так как обычные асинхронные двигатели не могут регулироваться таким способом. Причина заключается в том, что при уменьшении напряжения частота вращения вначале существенно не изменяется, а при дальнейшем понижении резко падает. При регулировании частоты вращения изменением напряжения требуется использование термоконтактной защиты двигателя от перегрузок. Применение обычного реле перегрузки, контролирующего ток в двигателе, невозможно, так как при снижении напряжения есть вероятность превышения допустимой для номинального напряжения силы тока.

Кроме того, средства автоматики должны обеспечивать защиту, останавливающую работу вентилятора при закрытых приемных клапанах, так как в противном случае давление в кондиционере или приточной установке может оказаться больше предельно допустимого. С этой целью могут быть дополнительно установлены манометр с электроконтактом или предусмотрены специальные выключатели электропитания вентилятора.

§ 7.4.2 Автоматизация воздушных клапанов

Во всех случаях, для открытия клапана при включении вентилятора и закрытия при выключении, электропривод приемного клапана блокируется с электродвигателем вентилятора.

В системах с рециркуляцией воздушные

клапаны, установленные на вытяжном и рециркуляционном воздуховодах, работают в противофазе: при открытии клапана на рециркуляции клапан на вытяжке прикрывается.

Автоматическое управление предполагает также блокировку клапанов в системах с вытяж

ными вентиляторами, при выключении которых клапан на вытяжном воздухе закрывается.

Для удобства эксплуатации воздушный фильтр оснащается показывающим дифманометром, измеряющим перепад давления до и после фильтра. Иногда дифманометр снабжается сигнальной лампочкой, включающейся, если аэродинамическое сопротивление фильтра превысит заданное уставкой (часто удвоенное первоначальное сопротивление). Дан

ный сигнал может передаваться также на диспетчерский пульт управления.

При подборе размера фильтра следует учитывать, что при меньшей скорости воздуха не только увеличивается ресурс фильтра, но и снижаются его аэродинамическое сопротивление и в конечном итоге — электропотребление на привод вентилятора.

§ 7.4.3 Автоматизация воздушных фильтров

Безаварийной работе воздухонагревателя служит защита от замораживания, которая включает в себя циркуляционный насос, клапан с электроприводом на обратном трубопроводе теплоносителя, а также обратный клапан на перемычке (байпасе). Защита работает при положении «зима» переключателя на щите управления «зима/лето» (см. раздел 7.6).

В рабочем режиме насос включен постоянно. Если в обратном трубопроводе датчиком температуры регистрируется понижение температуры теплоносителя ниже заданной величины (8–10 °С) или датчиком температуры воздушного потока за воздухонагревателем ниже заданной величины (6–10 °С), то выключаются приточный и вытяжной вентиляторы, закрывается воздушный приемный клапан и открывается клапан для прохода теплоносителя. Одновременно передается сигнал «Опасность замерзания» на щит автоматизации или на диспетчерский пульт управления.

В нерабочем режиме насос работает только при температуре наружного воздуха, равной или ниже +3 °С (датчик температуры установлен до воздухоприемного клапана). При снижении температуры теплоносителя на выходе воздухонагревателя ниже заданной (например 20–25 °С) полностью открывается клапан в линии теплоносителя и передается сигнал «Опасность замерзания».

Автоматизируют также регулирование теплопроизводительности воздухонагревателя. Для этого в помещении или в потоке вытяжного воздуха устанавливается датчик температуры, по сигналу которого клапан в линии теплоносителя открывается при снижении температуры ниже заданной.

Для контроля за работой насоса устанавливается показывающий дифманометр, измеряющий разность давлений теплоносителя до и после насоса.

Электрические воздухонагреватели обычно защищены от перегрева термовыключателем, отключающим электропитание при повышении температуры обогревания выше 85–90 °С.

Для электрического воздухонагревателя может быть использована автоматика, позволяющая более просто (ступенчато или плавно) регулировать температуру выходящего воздуха. Имеется также возможность подключения таймера для поддержания более низких температур помещения в нерабочее время.

В системах кондиционирования с регулированием расхода воздуха необходимо обязательно предусматривать регулирование теплоподдачи пропорционально расходу воздуха. Так же необходимо предусматривать задержку выключения вентилятора на 3–5 мин после отключения электропитания нагревателя.

§ 7.4.4 Автоматизация воздухо- нагревателей

§ 7.4.5

Автоматизация воздухоохладителей

Автоматика водяных теплообменников связана с регулированием холодопроизводительности воздухоохладителя. Так как он работает только в теплый период года, контур автоматики включается только при положении «лето» переключателя в щите управления «зима/лето».

На обратном трубопроводе хладоносителя устанавливается трехходовой клапан, позволяющий уменьшить расход хладоносителя через воздухоохладитель, перепуская часть его по байпасной линии в обратный трубопровод. Привод клапана открывает или прикрывает поступление жидкости через

воздухоохладитель по команде от датчика температуры, установленного в приточном или вытяжном воздуховоде, либо непосредственно в помещении.

§ 7.4.6

Автоматизация пароувлажнителей

Встроенные электронные регуляторы контролируют необходимый уровень воды в подогревателе и согласуют потребляемую мощность с расходом пара и его температурой.

К регулятору пароувлажнителя, настроенному на необходимую влажность, подается сигнал от датчика влажности в вытяжном воздуховоде или в помещении и от датчика влажности в приточном воздуховоде, устанавливаемом для предотвращения конденсации в нем пара.

Рис. VII.20.
Система
управления
пароувлажителем



§ 7.4.7

Автоматизация воздухо-воздушного теплоутилизатора

Современные воздухо-воздушные теплоутилизаторы (теплообменники), как правило, оснащаются обводными каналами и имеют встроенную автоматику, обеспечивающую защиту от обмерзания теплопередающих пластин.

На входе в теплообменник и в обводной канал (байпас) устанавливаются воздушные клапаны, соединенные между собой таким образом, чтобы вход в теплообменник открывался при одновременном закрытии обводного клапана. Оба клапана управляются одним серводвигателем. На поверхностях теплопередающих пластин, обращенных в сторону вытяжного воздуха, размещено 3–4 термодатчика в наиболее подверженных замерзанию местах.

Первоначально воздушный клапан на входе в теплообменник полностью открыт, а на входе в байпас — закрыт. Через теплообменник проходит весь наружный воздух. При появлении льда регулятор размораживания по сигналу от термодатчиков начинает прикрывать вход в теплообменник и открывать вход в обвод наружного воздуха. Вследствие этого через теплообменник проходит меньше холодного воздуха и разделяющие потоки теплопередающие стенки больше нагреваются вытяжным воздухом.

Плавное регулирование предотвращает внезапное прохождение большого количества холодного воздуха по байпасному каналу и устанавливает такое положение клапанов, при котором не происходит обмерзание пластин.

7.5

АВТОМАТИЗАЦИЯ АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ

Кондиционером можно управлять либо непосредственно с панели управления, расположенной на корпусе внутреннего блока, либо с помощью дистанционного, как правило, инфракрасного пульта управления (рис. VII.21.).

С пульта можно установить следующие режимы работы:

- обогрев, охлаждение, вентиляция, осушение воздуха;
- один из нескольких (как правило, трех) скоростных режимов вентилятора;
- автоматическое регулирование положения жалюзи (воздухораспределительной решетки), изменяющего направление воздушного потока;
- автоматическое поддержание заданной с пульта температуры помещения.

На пульте может быть также задана программа одного из режимов работы кондиционера во времени, в том числе так называемый режим сна, а также включение/выключение кондиционера по таймеру, например, для создания комфортных условий в помещении перед началом рабочего дня.

Вмонтированный в пульт датчик температуры позволяет одновременно измерять температуру воздуха в помещении, однако

чаще всего регулирование осуществляется по датчику, встроенному в кондиционер (на всасывающей решетке).

Ряд фирм-производителей такого вида оборудования, например *DELONGHI*, расширяют возможности сплит-системы, изменяя параметры ее работы в автоматическом режиме. Имеются в виду уставки температур, скорость вращения вентилятора и ряд характеристик (например, по режиму оттаивания), правильный подбор которых позволяет специалистам по техническому обслуживанию адаптировать сплит-системы к нестандартным условиям работы. В частности, к работе в зимний период при отрицательных температурах наружного (атмосферного) воздуха.

Доступ к модификации параметров осуществляется с помощью специального программного обеспечения при подключении кондиционера к компьютеру.



§ 7.5.1 Автоматизация кондиционеров сплит-систем

Рис. VII.21.
Пульт управления

Автоматизация системы кондиционирования определяется функциями управления, реализованными в каждом из ее блоков, что позволяет говорить о многовариантности решения задач управления.

Рассмотрим одну из таких задач на примере сплит-системы с приточной вентиляцией на базе внутреннего блока CN и наружного блока MCAN фирмы *CLIVET* (см. раздел 3.3).

Наружный компрессорно-конденсатор-

ный блок MCAN управляется микропроцессорным модулем CLIM-DIN (или двумя модулями в случае двухкомпрессорной системы). Подключенные к нему реле защиты по низкому и высокому давлению и тепловое реле для вентилятора охлаждения конденсатора обеспечивают ему надежную защиту при работе системы. Скорость вращения вентиляторов конденсатора и временной цикл размораживания регулируют-

§ 7.5.2 Автоматизация кондиционеров сплит-систем с приточной вентиляцией

§ 7.5.3 Автоматизация фанкойлов

Рис. VII.22.
Пульт управления
фанкойлом

ся по датчику температуры конденсации.

Микропроцессорный блок, кроме того, диагностирует блок MCAN и связывает последний с внутренним блоком CN в единую систему управления.

Панель электрического управления блока CN включает в себя электронный блок регулирования частоты вращения вентилятора вну-

треннего блока и работы электронагревателя в режиме оттаивания. Кроме того, в ней имеются дополнительные клеммники для подключения платы электронагревателей в зимнем режиме и выносного термостата с датчиком температуры в помещении, а также ручным управлением скоростью вращения вентилятора и выбора режима работы (холод — тепло).

Фанкойлы комплектуются системой автоматики, позволяющей дистанционно изменять скорость вращения вентилятора, а также производить его включение/выключение. Кроме того, система управления включает регулятор температуры воздуха в помещении, работающий от датчика, установленного в потоке рециркуляционного воздуха на входе в фанкойл.

Существует также возможность дистанционного управления фанкойлами в единой сети, подключая их через контроллер с жестко заданной программой к диспетчерскому пульту.



§ 7.5.4 Автоматизация чиллеров

Чиллеры оснащаются комплексной системой автоматики, облегчающей реализацию всех функций этого довольно сложного и функционально насыщенного оборудования в полной мере.

Многие модификации чиллеров имеют четырехходовой клапан, позволяющий инвертировать холодильный цикл и осуществлять его работу не только в режиме охлаждения, но и в режиме функционирования теплового насоса.

Реле низкого и высокого давления на компрессоре обеспечивают безопасность работы.

Чиллеры оснащаются системой микропроцессорного управления с цифровым дисплеем.

Например, чиллеры компании CLIVET, оснащенные системой CLIV-DIN, позволяют программировать следующие функции:

- конфигурацию датчиков температуры воды на входе и выходе, а также уставку требуемой температуры и ее допустимое отклонение;
- конфигурацию компрессоров, условие включения каждого компрес-

сора в группе, временные задержки и предельное число пусков в течение часа;

- управление скоростью вращения вентиляторов воздушного охлаждения конденсаторов;
- конфигурацию водяного насоса с шунтированием аварийных сигналов;
- конфигурацию системы контроля хладоносителя с нижним пределом его температуры для выдачи аварийного сигнала.

Система CLIV-DIN настраивается на использование различного оборудования компании CLIVET. Система обеспечивает диагностику ошибок, индикацию информации о состоянии системы и ее элементов (устройств: компрессоров, вентиляторов и пр. и их параметров: температуры, давления и т.д.).

Система управления позволяет встраивать чиллер в систему «чиллер—центральный кондиционер» с помощью подключения каналов вкл./выкл. чиллера и идущего от него общего аварийного сигнала.



Рис. VII.23.
Пульт управления
чиллером

Автоматизация шкафного кондиционера рассматривается на примере кондиционера AMICO фирмы UNIFLAIR.

Кондиционер поддерживает заданные температуру и влажность в помещении, используя соответствующие датчики на входе воздушного потока в кондиционер. Для выполнения функций защиты используются датчики воздушного потока, проходящего через вентилятор, предохранительный термостат для электронагревателей, реле низкого давления с автоматическим сбросом и реле высокого давления с ручным сбросом аварийного сигнала.

Предусмотрено также регулирование скорости вращения вентилятора.

Электропитание на удаленный конденсатор подается от внутреннего блока кондиционера.

В системе микропроцессорного управления предварительно следует конфигурировать аппаратные средства в зависимости от

конкретной модификации кондиционера (водяной или электрический воздухонагреватель, тип компрессора и т.п.), выбрать пропорциональный или пропорционально-интегральный закон регулирования. Затем конфигурируется программное обеспечение, включая задержки аварийного срабатывания.

При регулировании влажности воздуха система управления использует сигнал от трансформатора тока, протекающего между электродами в цилиндре пароувлажнителя.

Оператор при настройке оборудования может установить (в заданных пределах) требуемые температуру и влажность в помещении, диапазон отклонений от уставок и аварийные границы.

На индикаторное табло системы управления выводится информация о режимах работы системы (охлаждение, нагрев, увлажнение, осушение), заданные параметры системы и их реальные значения, а также коды аварийных сигналов.

§ 7.5.5 Автоматизация шкафных кондиционеров

Автоматика крышного кондиционера обычно включает в себя стандартные электрические компоненты: автоматические выключатели сети и вспомогательной цепи, а также пусковые устройства компрессоров, нагревателей и вентиляторов.

Крышные кондиционеры, как правило, оборудуются микропроцессорной системой управления, важными элементами которой являются регулятор температуры обработан-

ного воздуха, реле задержки и средства защиты компрессоров, система диагностики, порт подключения дистанционного управления.

Кроме того, в систему автоматики крышного кондиционера входят устройства ввода — вывода информации; индикации режимов работы, состояния оборудования и аварийных ситуаций, ручного управления системой, просмотра параметров работы системы и их изменения.

§ 7.5.6 Автоматизация крышных кондиционеров

В агрегатированных приточных вентиляционных установках комплекс автоматики, как правило, уже предусмотрен. При сборке приточной установки из отдельных элементов или из отдельных секций кондиционера автоматика разрабатывается по специальному проекту.

Управление приемным клапаном в линии подаваемого воздуха блокируется с включением вентилятора, и при отсутствии на нем перепада давления установка отключается.

В приточных установках обычно имеется контур регулирования температуры приточного воздуха или воздуха помещения в холодный период года.

При использовании водяного воздухонагревателя обязательна защита его от замораживания. При использовании электрического воздухонагревателя такой проблемы не возникает. Но в этом случае необходимо предусмотреть защиту от перегрева посредством предохранительных термостатов.

§ 7.5.7 Автоматизация приточных вентиляционных установок

В приточных установках Wolter регулирование осуществляется ступенчато. Для повышения точности поддержания температуры разработан пульт управления, реализующий метод регулирования ШИМ - модуляции. Этот метод основан на изменении соотношения времени включения и выключения электрообогревателей, в зависимости

от показаний датчика температуры, установленного в линии приточного воздуха.

Регулирование скорости вращения вентилятора в установках ТА обеспечивается изменением напряжения питания ступенчато с помощью трансформатора, либо плавно в случае тиристорного регулирования.

§ 7.5.8 Автоматизация приточно- вытяжных вентиляционных установок

В центральной приточно-вытяжной установке должны быть автоматизированы все операции, присущие обычной приточной вентиляционной установке. Кроме того, в них предусмотрено регулирование расхода рециркуляционного воздуха. В этом случае клапаны на смесительной камере открываются при прикрывании приемного клапана на наружном воздухе и воздушного клапана на вытяжном воздухе.

Также в этих установках заблокирована работа приточного и вытяжного вентиляторов, а в случае использования воздухо-воз-

душного теплоутилизатора предусмотрена его защита от обмерзания.

В агрегатированных приточно-вытяжных вентиляционных установках автоматика, как правило, уже предусмотрена. При сборке установки из отдельных элементов или из отдельных секций автоматика проектируется специально, причем либо собирается из отдельных элементов, либо применяются многофункциональные комплексные регуляторы. В ряде случаев управление приточно-вытяжной установкой осуществляется с помощью микропроцессорной техники.

§ 7.5.9 Автоматизация центральных кондиционеров



Рис. VII.24.
Диспетчерский пульт
управления

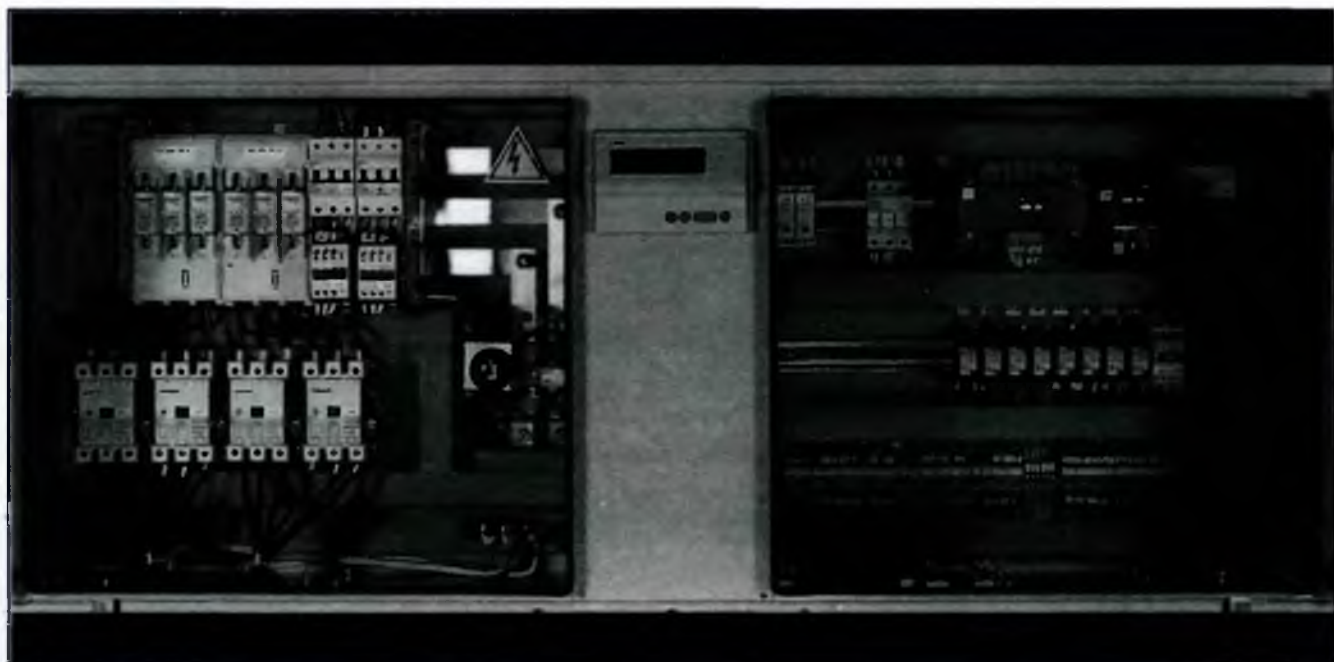


Рис. VII.25.
Щит управления

При секционной сборке центрального кондиционера автоматика монтируется по специальному проекту из отдельных элементов (рис. VII.25.).

Предусматриваются контуры регулирования температуры и влажности приточного или внутреннего воздуха помещения, включающие в себя датчики, контроллеры и исполнительные механизмы. Применяются контроллеры как свободно программируемые, так и с жестко заданной программой. В любом случае имеется доступ к изменению уставок, например, заданной температуры в помещении.

Система управления кондиционером позволяет автоматически или вручную управлять работой отдельных аппаратов в зависимости от температуры наружного воздуха, переходя на зимний или летний режимы.

Одновременно обеспечивается контроль за состоянием загрязненности фильтров и работой вентиляторов — по перепаду давления на дифманометрах, присоединенных к штуцерам до и после указанных устройств. И

контролируется работа электрических воздушонагревателей с помощью предохранительных термостатов.

При использовании водяных воздушонагревателей предусматривается защита от замораживания. Сброс аварийного сигнала замораживания после устранения причин аварийной ситуации, как правило, ручной.

Системы управления центральных кондиционеров, в настоящее время, строятся на многофункциональных микропроцессорных контроллерах, обеспечивающих таймерное управление, самодиагностику системы по сбоям в работе, индикацию статуса (параметров функционирования) и запоминание аварийных ситуаций.

Посредством аппаратно-программных средств возможно создание сетевой структуры с выводом полной информации по центральному кондиционеру на диспетчерский пульт (рис. VII.24.).

При применении агрегатированных установок кондиционирования воздуха автоматика, как правило, уже предусмотрена.

ПРИМЕРЫ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Ниже приведены типовые функциональные схемы систем автоматического регулирования, применяемые фирмами-производителями оборудования автоматики инженерных систем зданий.

СИСТЕМА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ (рис. VII.26.)

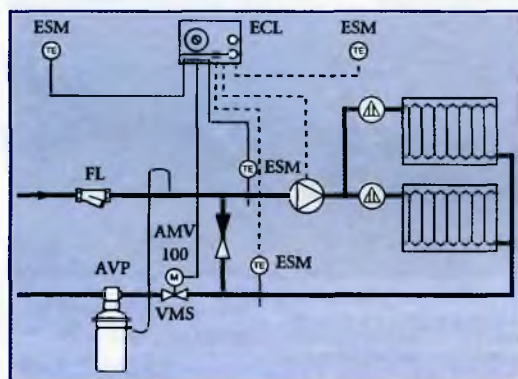


Рис. VII.26.

Регулятор AVP — это регулятор перепада давления прямого действия, закрывающийся при росте перепада, что обеспечивает стабильность в системе теплоснабжения.

ТЕПЛОВАЯ ЗАВЕСА (рис. VII.27.)

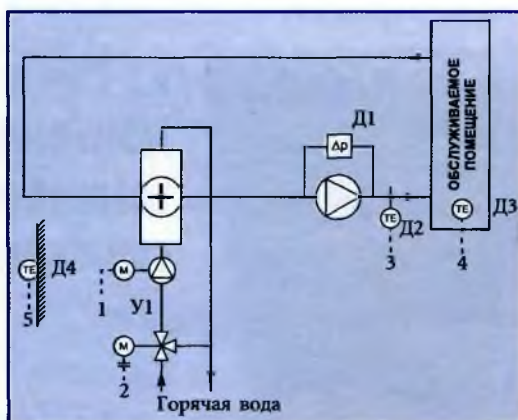


Рис. VII.27.

Регулирование осуществляется с использованием универсального контроллера RCK 82/A с

жесткой логикой работы. Заданная температура устанавливается датчиком Д3. Регулирование направлено на поддержание постоянной температуры обработанного воздуха, измеряемой датчиком Д2. Регулирование обеспечивается электроприводом У1 клапана на теплоносителе. Если температура наружного воздуха, измеренная датчиком Д4, окажется выше соответствующей уставки (например, 20 °С), тепловая завеса отключается (т.е. вентилятор и насос выключаются, а клапан на горячей воде закрывается).

В системе предусмотрена защита по перепаду давления на вентиляторе. При недостаточном перепаде завеса отключается с одновременной индикацией аварийного сигнала.

ПРИТОЧНАЯ УСТАНОВКА С ЭЛЕКТРОПОДОГРЕВОМ (рис. VII.28.)

Регулятор тепловой мощности PULSER220 либо включает нагревательную батарею на полную мощность, либо отключает, заставляя ее работать в импульсном режиме. Соот-

ношение между временем включения и выключения регулируется в соответствии с потребностью в тепле. (Пример: 30 с в режиме «включено» и 30 с в режиме «выключено» соответствуют 50 % от полной мощности). Требуемая температура задается регулятором, реальная — измеряется канальным датчиком. Частота вращения вентилятора приточной установки плавно регулируется вручную с помощью тиристорного устройства. Это устройство используется также в качестве пускателя.

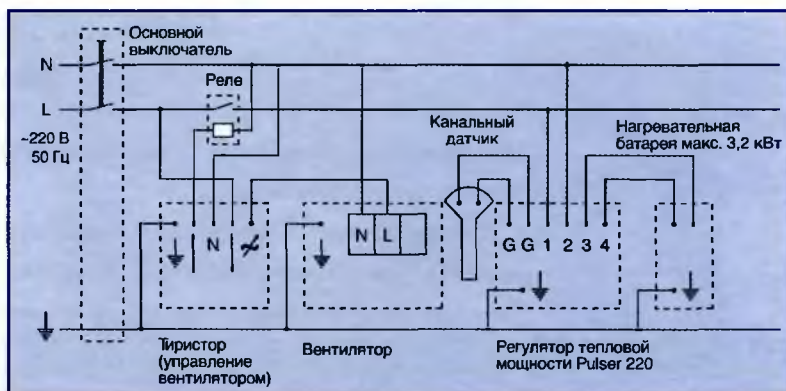


Рис. VII.28.

ПРИТОЧНАЯ УСТАНОВКА, СБЛОКИРОВАННАЯ С ВЫТЯЖНОЙ СИСТЕМОЙ

(рис. VII.29.)

Регулирование обеспечивается контроллером NRK-16, в постоянное запоминающее устройство которого заранее занесена программа управления под данную конкретную систему вентиляции. Целью регулирования является обеспечение заданной температуры приточного воздуха, контролируемой канальным датчиком Д5. Работа приточной и вытяжной систем сблוקирована, т.е. при выключении приточного вентилятора вытяжной вентилятор также выключается, а соответствующие воздушные заслонки М1 и М2 закрываются (при включении приточного вентилятора происходят обратные процессы).

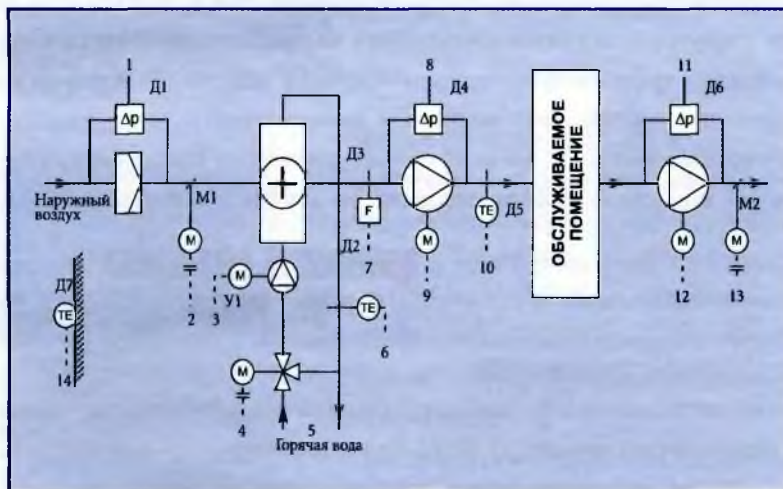


Рис. VII.29.

Система защиты от замораживания теплообменника использует показания двух датчиков: по «обратной» воде (Д2) и по воздуху за калорифером (Д3). Если реальные температуры, измеренные этими датчиками, окажутся ниже допустимых (6–10°C по воздуху и по «обратной» воде), вентиляторы отключатся, воздушные заслонки закроются, клапан на горячей воде полностью откроется, обеспечивая максимальный расход теплоносителя. Датчик перепада давления на фильтре Д1 сигнализирует о его засоренности, если перепад выше величины срабатывания, выставленной на датчике. Датчики перепада давления Д4 и Д6 на вентиляторах отключают приточную установку, если перепад будет ниже выставленных на датчиках величин срабатывания. NRK-16 контролирует температуру наружного воздуха (с помощью датчика Д7) и поддерживает работу недельного и месячного таймера.

ПРИТОЧНО-РЕЦИРКУЛЯЦИОННАЯ УСТАНОВКА

(рис. VII.30.)

Система управления включает два контура регулирования, в каждом из которых используются регуляторы Micronic100.

Первый контур регулирует температуру смеси приточного и рециркуляционного воздуха, измеряемого датчиком (8), причем температура смеси может меняться в зависимости от температуры наружного воздуха и его процентного содержания в смеси с рециркуляционным.

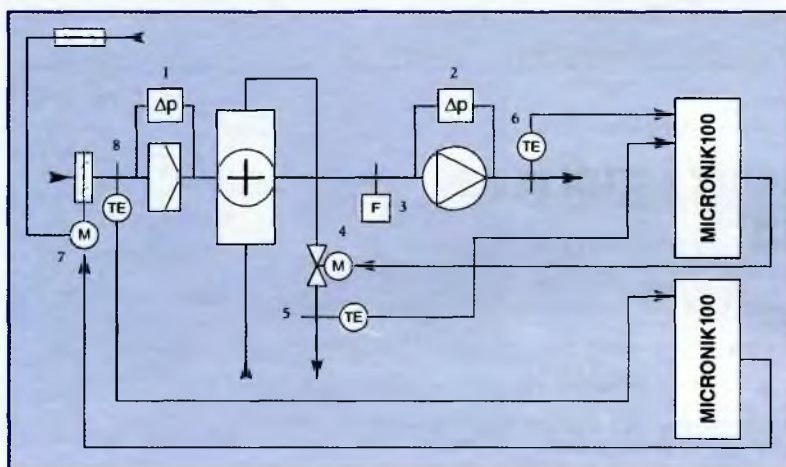


Рис. VII.30.

Таким образом, первый контур обеспечивает заданную температуру смеси (например, 12 °С).

Второй контур регулирования обеспечивает заданную температуру приточного воздуха (например, 18 °С). Регулирование осуществляется клапаном на теплоносителе (например, воде), а температура воздуха в канале измеряется датчиком (6).

Предусмотрена защита теплообменника от замораживания как по «обратной» воде, так и по воздуху за теплообменником, защи-

та отключает систему и перекрывает доступ холодного наружного воздуха. Аналогичные действия предусмотрены при срабатывании датчика (2) перепада давления на вентиляторе (если этот перепад ниже заданного). Значительный перепад давления на фильтре, контролируемый датчиком (1), означает его загрязненность. В этом случае система автоматически выводит аварийный информационный сигнал без отключения вентиляционной установки.

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ КОНДИЦИОНЕР

(рис. VII.31.)

Сконфигурированный под данную задачу контроллер RRK100 управляет тремя исполнительными механизмами: на первом подогреве, на охлаждении и на втором подогреве (управляющие выходы Y1, Y2, Y3 соответственно).

Зимой наружный воздух, пройдя входную заслонку, после очистки в секции фильтрации поступает на теплообменник первой ступени, где нагревается до заданной температуры (например, 13 °С). Она измеряется датчиком, подключенным к входу Xi1. Затем воздух увлажняется в камере орошения. Насос этой камеры получает команду на включение через релейный выход щита управления. Увлажненный и нагретый до заданной температуры воздух поступает на теплообменник второй ступени, где нагревается до величины, установленной регулятором температуры. Уставка этой температуры варьируется в зависимости от температуры наружного воздуха (датчик на входе Xi7). Реальная температура приточного воздуха измеряется датчиком, подключенным к входу Xi2 регулятора.

Летом первый подогрев не работает, а также — ввиду высокой влажности — не используется камера орошения. Поддержание требуемой влажности в режиме осушения обеспечивается последовательным охлаждением и нагревом (в теплообменнике второй ступени).

Требуемая температура после охладителя поддерживается по датчику температуры, подключенному к входу *Xi1* регулятора, а температура приточного воздуха — по датчику, подключенному к входу *Xi2*.

Помимо регулятора в щите установлена релейная автоматика, обеспечивающая: защиту от замораживания по термостату *B2* и согласованность в работе воздушной заслонки (*M1*) и вентилятора (*1st*).

Дифманометр на фильтре сигнализирует о его засорении; сигнализация предусмотрена также при срабатывании системы защиты от замораживания. Оба вида сигнализации — световые.

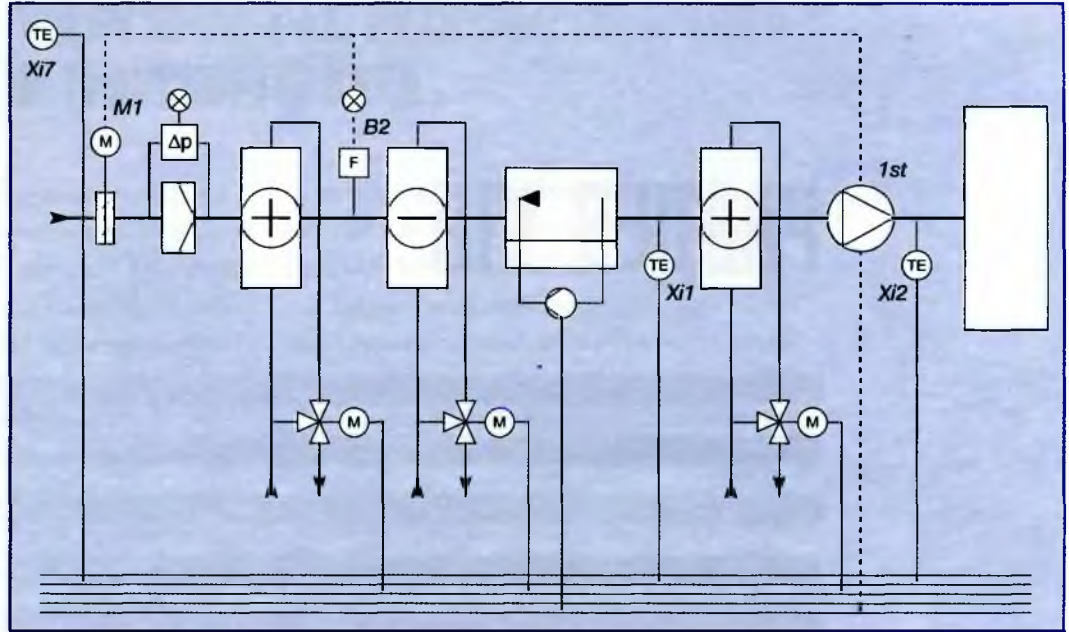
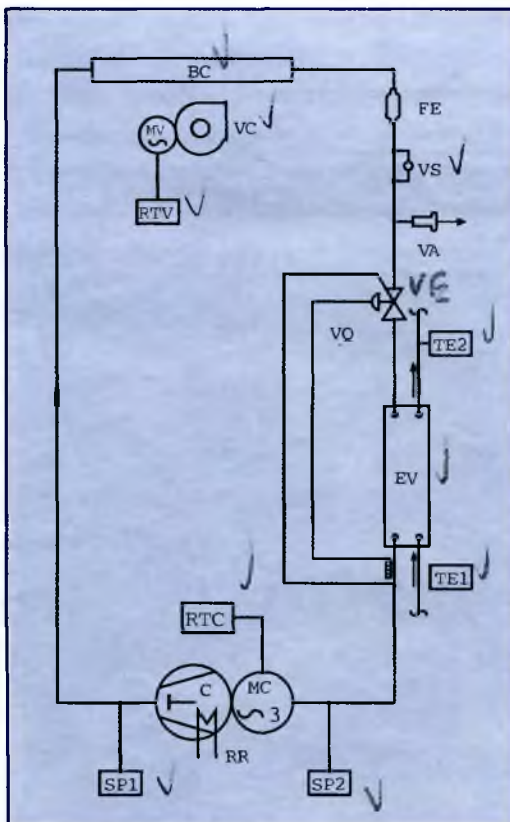


Рис. VII.31.

ЧИЛЛЕР (рис. VII.32.)



Микропроцессорный модуль типа CLIV-DIN в качестве основной функции обеспечивает поддержание заданной температуры теплоносителя (например, воды) на входе в чиллер (датчик *TE1*). Это достигается интенсивностью работы компрессора (т.е. частотой его включения и варьированием времени непрерывной работы).

Предусмотрена защита от замерзания теплоносителя по сигналу от датчика температуры на выходе из чиллера (*TE2*), а также тепловая защита вентилятора (реле *RTV*) и компрессора (реле *RTC*). Фреоновый контур защищен по низкому (реле *SP2*) и высокому (реле *SP1*) давлению. При срабатывании защиты чиллер автоматически отключается и может быть запущен вновь после устранения неполадок. Микропроцессорный модуль управления диагностирует чиллер с целью определения характера возникшей аварийной ситуации, что упрощает её устранение.

Рис. VII.32.

Обозначения:

- C** компрессор;
- BC** конденсатор;
- EV** испаритель;
- VC** вентилятор конденсатора

РАЗДЕЛ VIII



Основные принципы монтажа систем кондиционирования и вентиляции

8.1 Погрузочно-разгрузочные операции и транспортировка	341
8.2 Монтаж холодильных агрегатов	342
8.3 Монтаж элементов гидравлических систем	350
8.4 Монтаж трубопроводов	355
8.5 Монтаж воздухопроводов	366
8.6 Установка термостата в помещении	369

8.1

ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫЕ ОПЕРАЦИИ
И ТРАНСПОРТИРОВКА

Погрузочно-разгрузочные операции и транспортировка установок являются важным этапом, в ходе которого оборудование может получить повреждения, поэтому оборудование должно перегружаться и транспортироваться в точном соответствии с инструкциями производителя.

Погрузка оборудования массой до 800–1000 кг может выполняться с применением вилочного подъемника или с применением крана (рис. VIII.1.)

Погрузка оборудования массой более 1000 кг должна производиться только краном.

При выполнении этих операций необходимо помнить, что центр тяжести холодильных агрегатов обычно смещен в сторону компрессоров. Важно предохранять оборудование от опасности сжатия их крепежными тросами, используя при необходимости распорные балки.

При работе с установками, имеющими значительные габариты и вес, рекомендуется транспортировать их до места монтажа на специальных роликах. Установки, имеющие

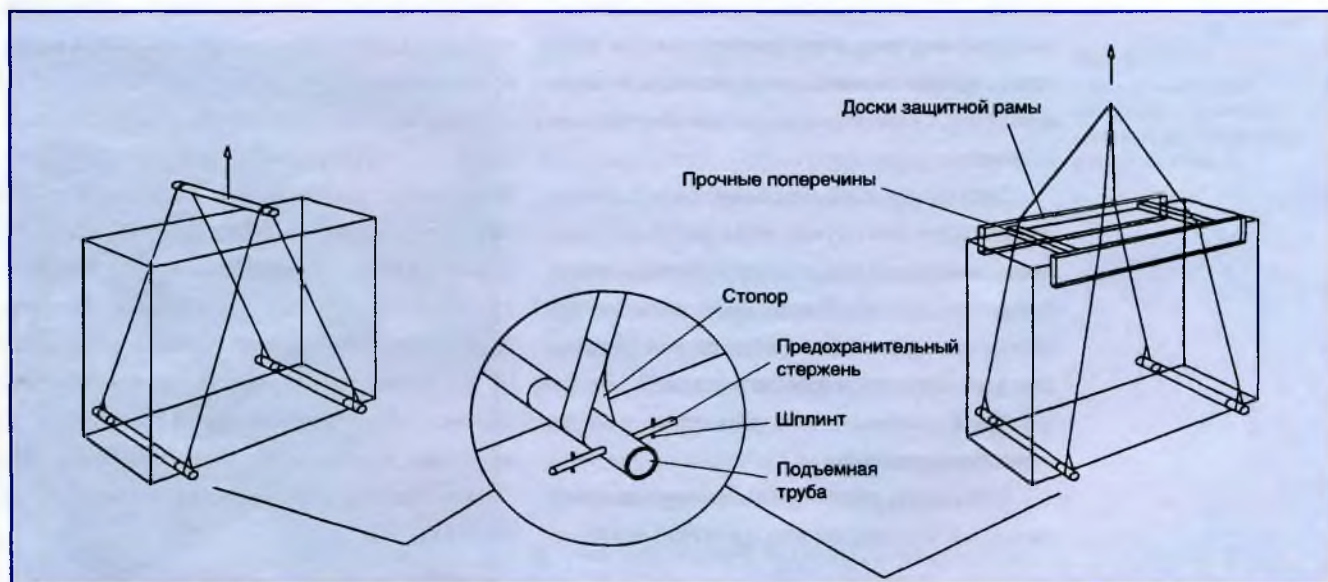
незначительный объем и вес, могут передвигаться волоком на картонных поддонах, если пол в помещении достаточно гладкий.

Подъем установок, монтируемых с внешней стороны здания, осуществляется подъемным краном.

Иногда оборудование перед монтажом длительное время может находиться на складе. В таком случае могут возникнуть различные ситуации, подвергающие риску его сохранность: падение посторонних предметов, удары, попадание сора, пыли, дождевой воды и т.д. Установка должна всегда находиться в заводской упаковке, а в отсутствии таковой ее необходимо обернуть целлофаном. Лучше, если оборудование будет храниться в крытом помещении.

Упаковку следует снимать лишь непосредственно перед монтажом. Но даже после завершения монтажных работ, в особенности для установок, монтируемых с внешней стороны здания, рекомендуется прикрывать их целлофаном, с тем чтобы защитить от возможного попадания посторонних предметов.

Рис. VIII.1.
Схема подъема
оборудования
с применением крана



МОНТАЖ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Общие принципы монтажа

При монтаже оборудования требуются соответствующие рабочие объемы внутри и с внешней стороны помещений.

Рабочий объем, требуемый для монтажа установки, не ограничивается габаритами самой установки и связанных с этим приспособлений. Он должен также включать:

- пространство для забора и выхода воздуха (для всех установок с воздушным охлаждением);
- пространство, требуемое для обеспечения доступа и технического обслуживания установок, с учетом норм техники безопасности;
- пространство, необходимое для замены элементов установки при ремонте (компрессоров, кожухотрубных теплообменников и других габаритных агрегатов).

Особые трудности в обеспечении соблюдения требуемых объемов возникают при реконструкции уже существующих сооружений. В этих случаях важно предусмотреть потребности в рабочих объемах, необходимых для монтажа определенного типа установок, чтобы оценить возможность их применения либо изучить альтернативные решения.

Знание реальных габаритов установок обязательно для определения рабочих объемов, необходимых для передвижения самой установки. Эта проблема чаще всего встречается при проведении работ по реконструкции уже существующих помещений, но, зачастую, она возникает и при строительстве новых сооружений.

Установки, располагаемые внутри помещений, в частности, холодильные установ-

ки, автономные кондиционеры моноблочного исполнения часто монтируются в подвальных помещениях, имеющих ограниченный доступ. Это необходимо учитывать, чтобы избежать возникновения непредвиденных ситуаций при монтаже, что может привести к затягиванию сроков и удорожанию монтажа.

Необходимо также предусмотреть возможность безопасного доступа к работающему оборудованию для проведения технического осмотра, ремонта и т.д.

Другая группа проблем связана с весом установок, монтируемых с внешней стороны здания или на крыше, — компрессорно-конденсаторных блоков и крышных кондиционеров. В случаях монтажа этих установок всегда необходимо оценить прочность опоры, на которую данные установки крепятся, и при необходимости принять меры к ее укреплению.

После определения места монтажа необходимо рассчитать уровень шума, производимый при работе установки в прилегающем рабочем пространстве. Расчет должен быть сделан заранее, одновременно с выбором типа установки и решением вопроса о месте ее монтажа.

За редким исключением установки должны монтироваться на фундаменте. Агрегаты с источниками вибраций (компрессоры, мощные вентиляторы) должны обязательно устанавливаться на специальных антивибрационных опорах. Опоры позволяют существенно снизить вибрацию (и, следовательно, уровень шума), передаваемую через фундамент или раму на строительные конструкции здания. Кроме того, увеличивается срок службы холодильного агрегата.

Установки, монтируемые с внешней стороны помещений, снабженные конденсаторами с воздушным охлаждением и осевыми вентиляторами, — компрессорно-конденсаторные блоки, чиллеры, крышные кондиционеры — имеют ряд особенностей, которые надо учитывать при их монтаже.

Как правило, в сопроводительной документации на оборудование всегда приводятся конкретные особенности монтажа для данного вида оборудования, которые могут несколько отличаться друг от друга. Однако основные принципы и подходы одинаковы.

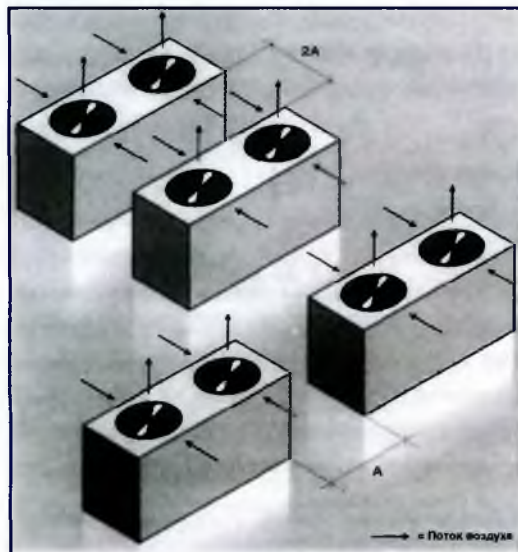
1а. Установки с осевыми вентиляторами и вертикальным выходом воздуха

В таких установках воздух из атмосферы проходит через теплообменники на боковых поверхностях блока и выбрасывается вентиляторами наверх (рис. VIII.2.).

В инструкции по техническому обслуживанию таких установок обычно указан минимальный размер A до ограждения.

В случаях, когда требуется монтаж двух или более установок, находящихся рядом, установки могут монтироваться в линию или параллельно одна к другой.

Когда установки смонтированы одна за другой, необходимо предусмотреть свободное пространство A между ними.



Когда же установки монтируются параллельно одна к другой, необходимо предусмотреть между ними пространство $2A$, то есть в два раза превышающее размеры, предусмотренные для одной установки.

Отсутствие или уменьшение зазоров, необходимых для забора воздуха, может привести к сбоям или даже к отключению агрегата из-за того, что горячий воздух с выхода агрегата может попасть на вход другого агрегата или этого же агрегата.

1б. Установки с осевыми вентиляторами с горизонтальным выходом воздуха

В таких установках воздух забирается из атмосферы с одной боковой поверхности блока, проходит через теплообменник, выбрасывается вентилятором на другой боковой стороне. Иногда теплообменники располагаются на обеих боковых поверхностях блока, а вентиляторы расположены внутри между теплообменниками.

В месте забора или выхода воздуха не должно быть препятствий; требуется соблюдение гарантированных зазоров, оговоренных инструкциями производителя.

Возможные преобладающие направления «розы ветров» при монтаже на открытых площадках не должны быть фронтально направлены на установку, поскольку в таком случае нарушается нормальная работа вентиляторов. Важно так смонтировать установку, чтобы преобладающее направление «розы ветров» было параллельно направлению выходящего из установки воздуха (рис. VIII.3.)

В случае монтажа двух или большего количества установок, расположенных рядом, нельзя допускать, чтобы воздух, выходящий из одной установки, попадал на вход в другую установку.

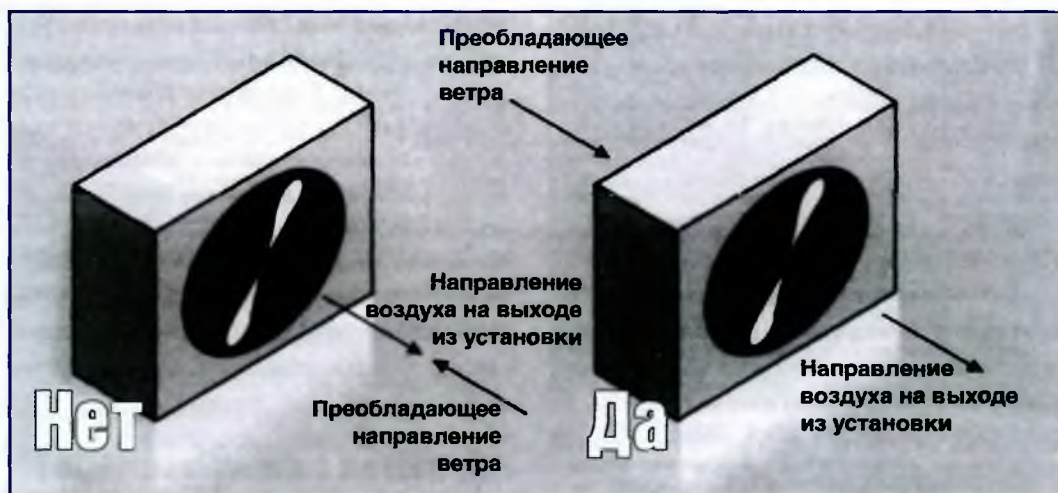
В этом случае возможно применение двух решений:

- ♦ монтаж «спина к спине», в таком случае воздух выходит в двух противополож-

§ 8.2.1 МОНТАЖ КОНДИЦИОНЕРОВ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ И ОСЕВЫМИ ВЕНТИЛЯТОРАМИ

Рис. VIII.2.
Схема установки
нескольких внешних
блоков с вертикальным
выходом воздуха

Рис. VIII.3.
Схема
установки
нескольких
внешних блоков
с горизонтальным
выходом воздуха



ных направлениях, не создавая каких бы то ни было помех. Естественно, между двумя установками необходимо предусмотреть наличие некоторого свободного пространства, с тем чтобы обеспечить нормальный забор воздуха.

- ◆ монтаж «в линию», при котором установки размещены боком одна за другой.

Меры предосторожности при наличии выброса горячего воздуха и направлении установок

Для охлаждения конденсаторов установок должен использоваться атмосферный воздух без присутствия в нем веществ, способных вызвать коррозию. Поэтому необходимо избегать размещения установок с наветренной стороны труб каминов, котельных и других источников горячего воздуха. В противном случае на теплообменники может попадать горячий воздух или вещества, способные вызывать коррозию. Тогда может происходить разрушение пластин теплообменника, в частности, мест соприкосновения трубок с пластинами, что снижает эффективность работы установок.

Меры предосторожности при наличии листвы и других внешних предметов

Наличие деревьев вблизи места монтажа установок может приводить к засорению теплообменников. Поэтому, по возможности

рекомендуется избегать подобных условий монтажа. Забивка теплообменников листвой может приводить к возникновению трудностей по забору и выходу воздуха и соответствующему снижению эффективности работы установок.

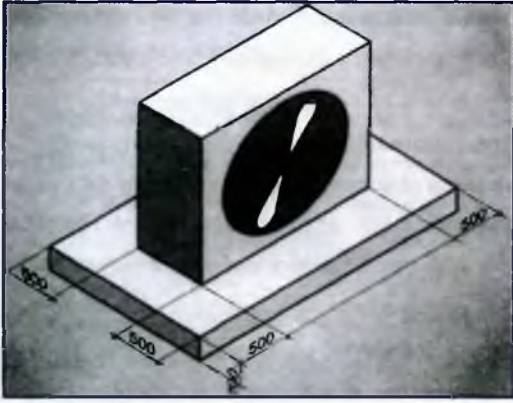
Меры предосторожности при наличии угрозы попадания солнечных лучей

Прямое попадание солнечных лучей на установку может приводить к такому ухудшению условий работы конденсатора, что может сработать датчик высокого давления и выдать команду на остановку или блокировку запуска установок.

Похожие условия возникают при монтаже установок на козырьке с покрытием из асфальта либо смолы: неподвижный воздух, находящийся вблизи козырька, может значительно нагреваться по сравнению с температурой в других зонах (превышение температуры может составлять до 10 °C и более).

Монтаж на фундаменте

Когда установки монтируются на открытых площадках, необходимо создать для них соответствующий фундамент высотой не менее 15–20 см (рис. VIII.4.), с тем чтобы предотвратить опасность затопления и попадания частичек земли либо других посторонних предметов.



Создание фундамента может понадобиться также при монтаже установок на террасах, когда нет полной ясности относительно направления потоков сточных вод.

Меры по отводу дождевой воды

Необходимо предусмотреть меры по отводу дождевой воды для установок кондиционирования, а для агрегатов, работающих в режиме теплового насоса, кроме того, — и для отвода конденсата, появляющегося в результате размораживания при обледенении наружных блоков.

С этой целью, в зависимости от конкретного случая, может быть рекомендовано использование фундамента. Для маленьких установок, смонтированных на балконах и террасах над зонами передвижения людей, рекомендуется предусмотреть установку водосборника и отводного канала к нему. Вода не должна задерживаться на фундаменте, с тем чтобы избежать коррозии установки.

Избегать монтажа на углах сооружений, подверженных попаданию дождевой воды и накоплению снега.

Надо всеми путями избегать расположения установок в местах сооружений с водосточными крышами, поскольку они чаще всего бывают подвержены попаданию дождевой воды и накоплению снега.

Для установок, работающих в режиме теплового насоса, если климатические условия места монтажа связаны с частыми

снегопадами, необходимо предусмотреть высокий фундамент, с тем чтобы теплообменники не заносились снегом.

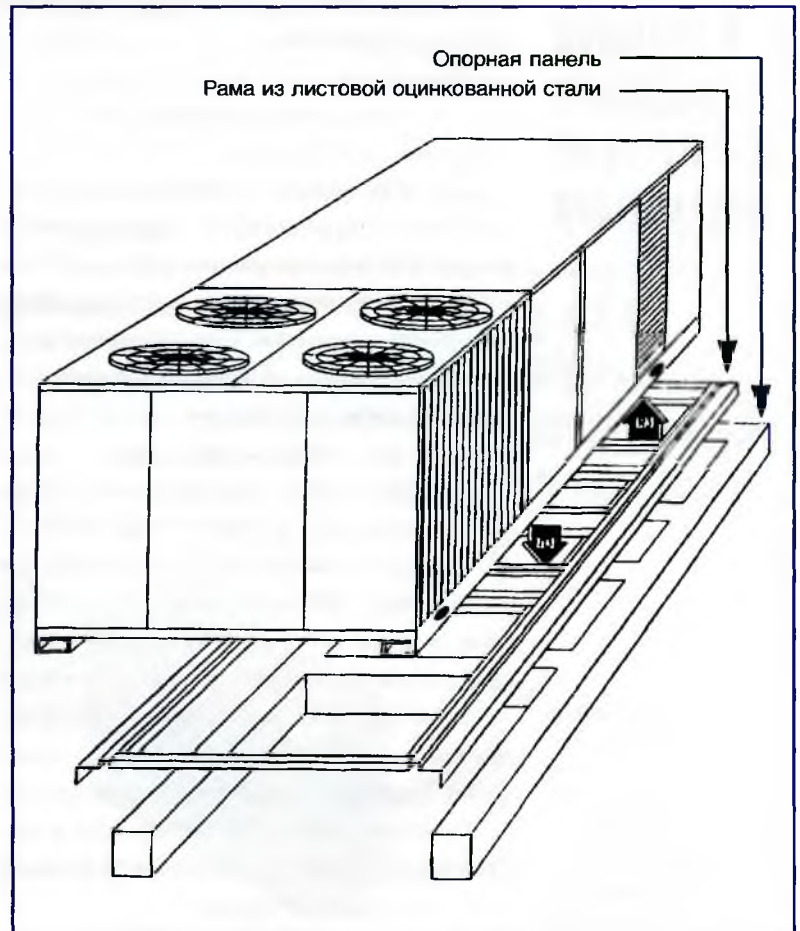
Меры предосторожности при монтаже крышных кондиционеров

При монтаже крышных кондиционеров, помимо всего вышеперечисленного, необходимо создание водонепроницаемой опорной панели. На ней крепится соответствующая рама (рис. VIII.5.), поставляемая заводом-изготовителем по отдельному заказу. На раме крепится сам кондиционер, снизу подводятся каналы забора в кондиционер рециркуляционного воздуха и выхода подготовленного воздуха.

При монтаже крышных кондиционеров требуется наличие канала отвода конденсата, имеющего уклон не менее 1 %.

Рис. VIII.4.
Монтаж установки с конденсатором воздушного охлаждения на фундаменте

Рис. VIII.5.
Пример установки крышного кондиционера на опорную раму



§ 8.2.2 МОНТАЖ КОНДИЦИОНЕРОВ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ И ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ ВЕНТИЛЯТОРАМИ

Установки с воздушным охлаждением и центробежными вентиляторами устанавливаются внутри здания — на чердаках, в подвалах, в подсобных помещениях.

Воздух для охлаждения конденсатора забирается, как правило, с улицы по системе воздухопроводов. Отвод теплого воздуха на улицу осуществляется по системе воздухопроводов.

Реже, воздух для охлаждения конденсатора забирается из помещения, в котором он

устанавливается. В этом случае необходимо предусмотреть беспрепятственный подвод воздуха с улицы в помещение для работы кондиционера. Температура воздуха в этом помещении, естественно, практически соответствует температуре наружного воздуха.

В местах забора и выброса воздуха должны устанавливаться соответственно заборные и выходные решетки.

§ 8.2.3 МОНТАЖ КОМПРЕССОРНО- КОНДЕНСАТОРНЫХ БЛОКОВ И ЧИЛЛЕРОВ С ВОДЯНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ КОНДЕНСАТОРА

Установки с водяным охлаждением конденсатора имеют меньшие габариты, чем установки с воздушным охлаждением. Для них гораздо проще найти место для монтажа, поскольку к ним не надо подавать охлаждающий воздух.

Для охлаждения конденсатора необходимо подключение установки к системе оборотного водоснабжения.

Вода может подаваться из скважины, от градирни или другого источника холодной воды.

Для сокращения потребления воды необходимо устанавливать специальный водорегулирующий клапан, изменяющий расход воды в зависимости от требуемой холодильной мощности. Естественно, что на установках с двумя холодильными контурами необходимо монтировать такой клапан отдельно для каждого конденсатора.

Расход воды через клапан зависит от давления конденсации в контуре (рис. VIII.6.).

Клапан устанавливается на выходе из конденсатора. При таком расположении клапана, в случае его закрытия при остановке агрегата, в конденсаторе всегда остается вода.

Если бы клапан монтировался перед входом в конденсатор, то при отключении установки конденсатор может остаться без воды. В этом случае при частом включении и выключении установки в конденсаторе возникнет значительная коррозия.

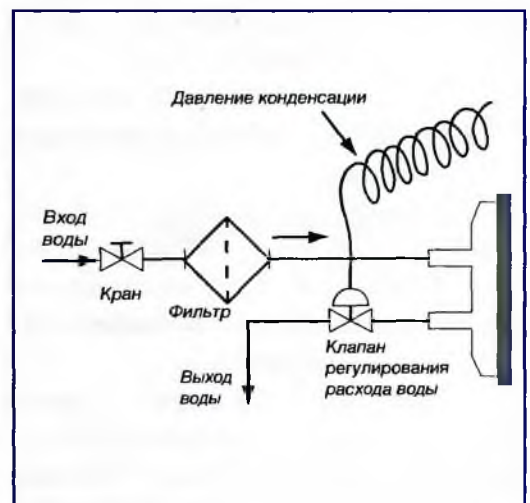
Наконец, для всех видов установок, ис-

пользующих для охлаждения конденсатора воду, необходимо предусмотреть слив воды с нижней части установки на случай ее отключения в зимнее время года либо необходимости проведения профилактических работ.

Требования к водоподготовке

Вода, используемая для охлаждения конденсатора, должна пройти предварительную очистку и не содержать возможных загрязняющих веществ. Показатель pH циркулирующей воды должен находиться в интервале от 7 до 9. Для контроля содержания биологических загрязняющих веществ необходимо предусматривать химическую обработку систем водоснабжения. Так как этот вид обработки воды достаточно дорогой и сложный, важно заручиться поддержкой

Рис. VIII.6.
Схема установки клапана регулирования давления конденсации (клапана регулирования расхода воды) чиллера с водяным охлаждением конденсатора



организации, занимающейся этим, уже на стадии проектирования.

Механическое фильтрование

В чиллерах с воздушным и водяным охлаждением конденсатора необходимо установить сетчатый фильтр как можно ближе к входу воды в испаритель и конденсатор. Фильтры необходимы для защиты циркуляционных насосов в системе, а также регулирующей и запорной арматуры (рис. VIII.7.).

Ниже представлены признаки, позволяющие судить о неполадках, возникающих при эксплуатации водяной системы.

- Различные отложения на поверхностях теплообменника сильно снижают холодо- или теплопроизводительность оборудования. Отложения могут быть следствием образования накипи или биологического характера.
- Уменьшение расхода воды из-за засоров в системе трубопроводов, конденсаторе, трубах испарителя или других узлах, возникающее вследствие образования накипи. Бактерии и водоросли, скапливающиеся в градирнях, могут существенно уменьшить по-

ток воды, а также вызвать коррозию. По мере испарения в градирне воды, растворенные в ней твердые примеси накапливаются на стенках, также как и частицы, вносимые воздушным потоком и смываемые при контакте с водой. Это тоже может быть причиной возникновения засоров и коррозии в системе трубопроводов и конденсаторных трубах.

- Коррозия материалов или досрочный износ насосов, валов, уплотнений и т.д. Биологические загрязняющие вещества могут попадать в циркулирующую в закрытом контуре воду и накапливаться там, если не проводить регулярную очистку и не предпринимать мер защиты градирни.



Рис. VIII.7.
Системы очистки воды

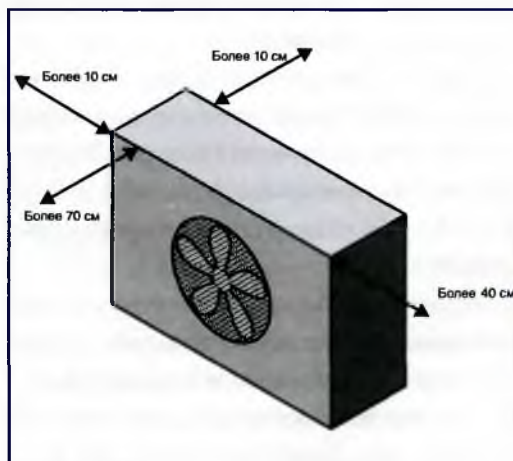
Внешние блоки кондиционеров сплит-систем имеют осевые вентиляторы, и к ним применимы все требования по монтажу, которые излагались для соответствующих компрессорно-конденсаторных блоков.

Монтаж внешнего блока должен осуществляться на достаточно прочной стене в месте, удобном для последующего сервисного обслуживания. Блоки рекомендуется устанавливать на готовом монтажном кронштейне, рассчитанном на установку блоков весом до 80 кг. В комплект кронштейна входят все элементы для его крепления к наружному блоку и к стене.

Для крепления кронштейна к стене рекомендуется использовать анкерные болты или другой крепеж, обеспечивающий надежное его крепление.

Размещение внешнего блока на стене показано на рис. VIII.8.

Расстояния от стен и потолка, отмеченные на рисунке стрелками, должны быть не менее указанных значений.



§ 8.2.4 МОНТАЖ КОНДИЦИОНЕРОВ СПЛИТ-СИСТЕМ

Рис. VIII.8.
Размещение внешнего блока на стене

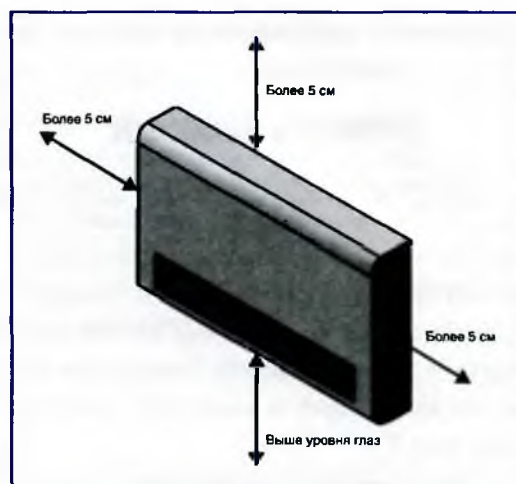
Рис. VIII.9.
Размещение
внутреннего блока

Внутренний блок сплит-системы должен устанавливаться в помещении с учетом функциональных требований и дизайна помещения.

При выборе места установки внутреннего блока необходимо учитывать следующие требования:

- нельзя размещать блок рядом с источниками тепла и влажности;
- нельзя устанавливать блок вблизи дверного проема;
- не должно быть никаких препятствий для воздуха, выдуваемого из внутреннего блока;
- в месте установки блока должен быть организован надежный слив конденсата (дренаж);
- место установки блока должно выбираться таким образом, чтобы не было непосредственной (прямой) подачи охлажденного воздуха на людей;
- расстояния от внутреннего блока до стен, потолка и пола должны быть не менее определенных значений (рис. VIII.9.).

Крепление внутреннего блока настенного или напольно-потолочного типа осуще-



ствляется с помощью монтажной пластины и кронштейнов, входящих в комплект поставки. Монтажная пластина крепится к стене с помощью винтов и закрепляется к стене строго по уровню. В этом случае обеспечивается нормальный отвод конденсата, образующегося при работе кондиционера.

При установке внутреннего блока под потолком необходимо обеспечить возможность съема фильтра для очистки.

Кондиционеры колонного типа устанавливаются на полу и при возможности крепятся к стене для жесткости конструкции.

§ 8.2.5 МОНТАЖ ФАНКОЙЛОВ

Как правило, фанкойлы устанавливаются группами, распределенными по этажам или помещениям. При настройке гидравлической системы необходимо обеспечить требуемое распределение жидкости по всем фанкойлам с помощью специальных балансировочных клапанов.

Если устанавливаются фанкойлы малой и средней мощности с соизмеримым гидравлическим сопротивлением, то рекомендуется подключать фанкойлы в соответствии со схемой, показанной на рис. VIII.10.

При такой схеме подключения каждый фанкойл имеет одинаковую суммарную длину подводящего и отводящего трубопровода. Наибольшим преимуществом такой схемы является то, что при ее ис-

пользовании не требуется осуществлять настройку гидравлических контуров.

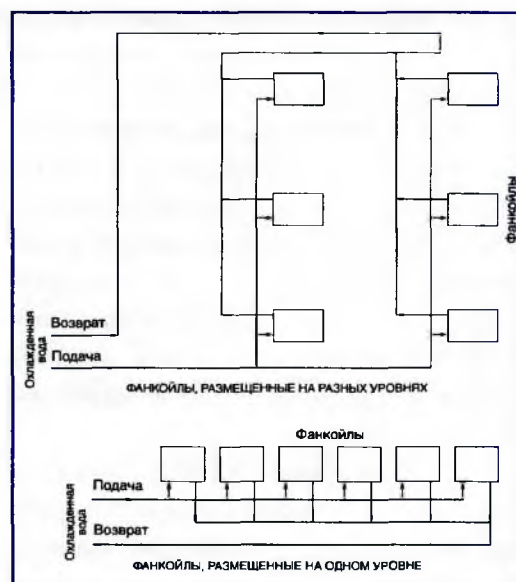
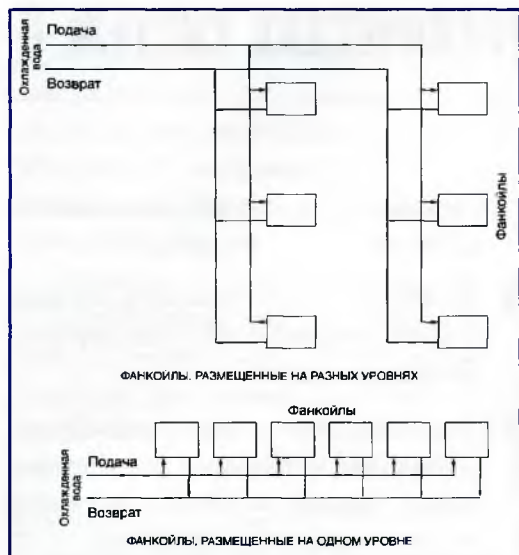


Рис. VIII.10.
Схема подключения
фанкойлов
одинаковой
мощности



Если фанкойлы имеют различное гидравлическое сопротивление, то они, как правило, подключаются параллельно в соответствии со схемой, показанной на *рис. VIII.11.*

В этом случае требуется меньшая длина труб, чем в первом случае, однако возникает необходимость более тщательно производить настройку системы, что может оказаться длительной и трудоемкой операцией. Для настройки требуется применение дополнительных клапанов для выравнивания гидравлического сопротивления.

Поскольку фанкойлы устанавливаются внутри помещений, при их монтаже необходимо учитывать некоторые особенности.

Фанкойлы в корпусе обычно устанавливаются по периметру помещения. Четырехтрубные фанкойлы желательно устанавливать под окнами. В этом случае поток теплого воздуха из фанкойла компенсирует потери тепла через остекление.

Для каждого агрегата необходимо предусмотреть соответствующее подключение к гидравлической системе, трубопроводы отвода конденсата и розетку для подключения к электросети.

Подсоединения к гидравлической системе каждого фанкойла или группы фанкойлов должны иметь запорную арматуру, позволяющую демонтировать агрегат либо производить его замену в случае поломки без

выключения всей гидравлической системы.

Фанкойлы бескорпусные (для скрытой установки) устанавливаются в фальш-потолке с учетом следующих факторов:

- выбор места монтажа должен сократить до минимума протяженность воздуховодов;
- должен быть обеспечен легкий доступ к агрегату через подвесной потолок, с тем чтобы производить операции по техническому обслуживанию.

В дополнение к требованиям по подсоединению к гидравлической системе следует отметить, что крепление агрегатов к потолку должно иметь виброизоляцию, позволяющую уменьшить передаваемую вибрацию, возникающую при работе двигателя вентилятора.

Необходимо также предусмотреть слив конденсата из фанкойла.

Если к фанкойлу подсоединяется жесткий стальной воздуховод, то в месте подсоединения рекомендуется установить антивибрационную проставку. Проставку можно не ставить, если для распределения воздуха используются гибкие воздуховоды круглой формы.

Для того чтобы избежать возникновения конденсата на холодных участках труб, необходимо использовать теплоизолированные трубопроводы, изоляционные прокладки или мастику в зависимости от типа соединения.

Забор воздуха в фанкойл производится обычно через съемную решетку, устанавливаемую в подвесном потолке непосредственно под агрегатом. Обычно используются решетки на раме с винтовым креплением. На них может устанавливаться также воздушный фильтр.

Если решетка устанавливается на некотором расстоянии от фанкойла, необходимо предусмотреть переходный воздуховод. Кроме того, обязательно наличие люка для доступа к агрегатам при проведении технического обслуживания.

Рис. VIII.11.
Схема подключения фанкойлов с различным гидравлическим сопротивлением и разной мощности

МОНТАЖ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В системах с применением водоохлаждающих машин (чиллеров) циркуляция охлажденной воды (или охлаждающей жидкости) от чиллера к потребителям и обратно производится по трубопроводам замкнутой гидравлической системы. Жидкость в системе находится под давлением, величина которого определяется расположением элементов системы и геометрией трубопроводов.

Для обеспечения циркуляции жидкости, заправки системы, компенсации объемного расширения жидкости и слива жидкости в системе обязательно должны устанавливаться следующие элементы:

- циркуляционные насосы, количество и характеристики которых определяются гидравлическим сопротивлением системы, потребным расходом жидкости и требованиями надежности;
- расширительные баки, компенсирующие объемное расширение жидкости в системе при изменении температуры в процессе работы;
- аккумулирующие баки, обеспечивающие работу системы при вынужденных остановках компрессора чиллера (см. раздел 3.4.);
- фильтр-очиститель;
- предохранительный клапан, защищающий трубопровод от превышения давления в системе, например, вследствие нерасчетного расширения жидкости;
- ручной или автоматический заправочный клапан, позволяющий подпитывать систему при утечках жидкости;
- клапан слива жидкости;
- запорные клапаны, позволяющие локализовать отдельные участки гидрав-

лической системы для обслуживания или ремонта;

- ручной или автоматический воздушный клапан, позволяющий ликвидировать воздушные пробки;
- манометры, реле давления, дифференциальное реле, термометры, позволяющие контролировать параметры системы и вносить коррективы в ее работу.

Монтаж рассмотренных элементов гидравлических систем может оказаться достаточно сложным.

Для упрощения монтажа выпускаются специальные насосные станции различной производительности и комплектации (см. раздел 3.4), включающие в себя все перечисленные выше элементы.

Монтаж насосных станций максимально упрощен и может быть выполнен в кратчайшее время, поскольку для его проведения требуется только подключение агрегата к сети водоснабжения и к электросети.

Некоторые модели чиллеров мощностью до 20 кВт имеют в своем составе гидравлическую группу и оснащены перечисленными элементами гидравлической системы (см. раздел 3.4). В этом случае задача монтажа системы еще более упрощается, поскольку циркуляция жидкости в системе обеспечивается самим чиллером, а монтаж гидравлической системы сводится к прокладке трубопроводов.

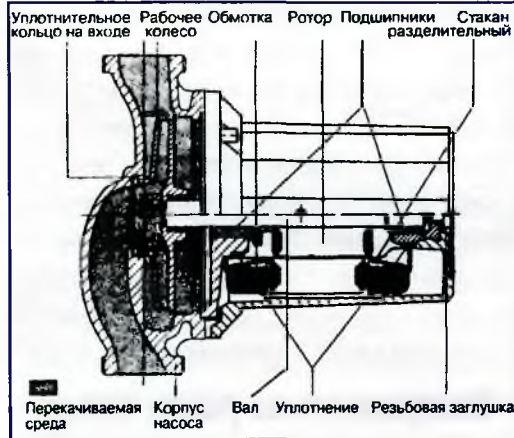
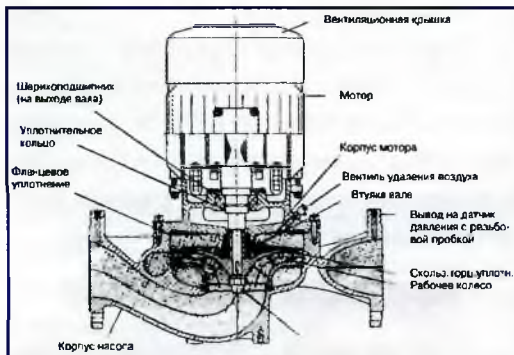
Помимо перечисленных выше элементов в гидравлической системе устанавливаются задвижки и шаровые клапаны, позволяющие отрегулировать распределение жидкости по потребителям.

Рассмотрим более подробно монтаж основных элементов гидравлической системы.

Циркуляционные насосы для малых и средних установок работают по принципу центрифуги. Они компенсируют потери давления внутри гидравлического контура и обеспечивают расчетный расход воды.

Применяются насосы двух типов: с сухим и мокрым роторами.

Для насоса с сухим ротором (рис. VIII.13.) характерно использование сальника, как традиционного уплотнения вала, что требует затрат на обслуживание и поэтому используется только в насосах, устанавливаемых на фундаменте.



В последнее время нашли применение скользящие торцевые уплотнения (например, насосы фирмы *WILO*) с большим сроком службы, что упрощает проблему техобслуживания насоса.

В насосах с мокрым ротором все части, вращающиеся внутри мотора с разделительным стаканом, работают в перекачиваемой среде (рис. VIII.14.).

В них отсутствует сальник и скользящее торцевое уплотнение, применяемые в обычных насосах для уплотнения вала. Смазка подшипников вала и охлаждение частей мотора осуществляются перекачиваемой средой. Часть мотора, находящаяся под напряжением (статор с обмоткой), размещена в моторном блоке с кожухом и отделена от так называемой мокрой полости разделительным стаканом с кольцевым уплотнением.

Среди широкого круга фирм-производителей следует выделить фирму *GRUNDFOS*, поставляющую безсальниковые насосы с мокрым ротором, не требующие технического обслуживания.

При использовании технической воды не рекомендуется эксплуатировать насосы при температурах выше 65° С.

Циркуляционные насосы поставляются в одинарном (рис. VIII.15, а.) или сдвоенном исполнении (рис. VIII.15, б.).

В сдвоенных насосах при пиковой нагрузке гидравлическая мощность распределяется на оба агрегата. При слабой нагрузке (работает только основной насос) второй насос остается в резерве.

Если от насоса требуется большая производительность, то подключается к работе второй насос для снятия пиковой нагрузки. С этого момента, в случае необходимости, оба насо-

§ 8.3.1 ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСЫ

Рис. VIII.13. Схема циркуляционного насоса с сухим ротором

Рис. VIII.14. Схема циркуляционного насоса с мокрым ротором

Рис. VIII.15. Циркуляционные насосы:

а — в одинарном исполнении;
б — в сдвоенном исполнении

Рис. VIII.16.
Выбор рабочей точки
циркуляционного
насоса

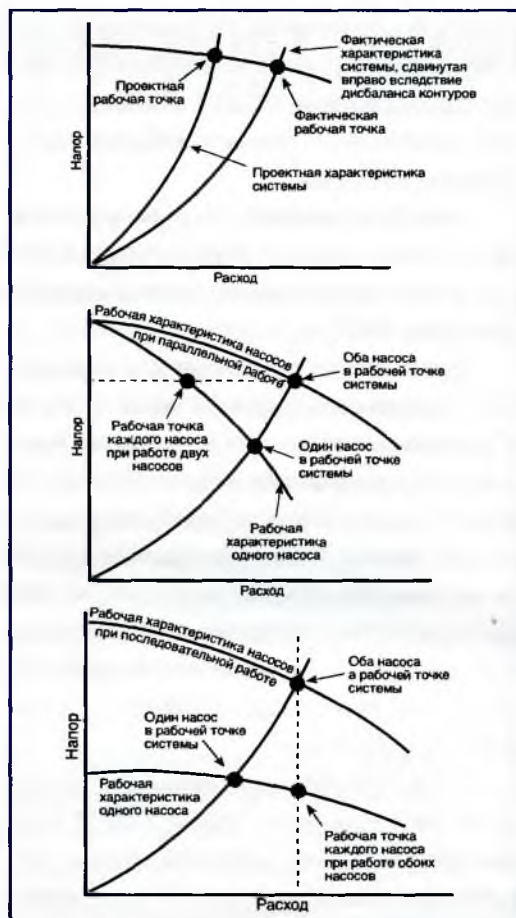


Рис. VIII.17.
Выбор рабочей точки
при параллельном
включении
циркуляционных
насосов

Рис. VIII.18.
Выбор рабочей точки
при последовательном
включении
циркуляционных
насосов

са синхронно увеличивают число оборотов до максимального значения.

Обычно функции основного и резервного насосов, особенно при круглосуточной эксплуатации, выполняются насосами попеременно. Так как насосы включаются и выключаются в зависимости от нагрузки, то достигается большая экономия электроэнергии по сравнению с обычной эксплуатацией.

При правильном расчете установки ни один насос не должен работать постоянно с нагрузкой менее 50% от номинальной.

Циркуляционные насосы предназначены для установки на трубах контура и крепятся непосредственно на самих трубах. Как правило, они обладают малой мощностью и имеют небольшой вес. При монтаже обычных насосов требуется создание установочной платформы. Они характеризуются большей мощностью и соответственно весом.

Подбор насоса осуществляется в зависи-

мости от мощности установки и потребного напора, определяемых на стадии проектирования гидравлической системы.

Для правильного выбора циркуляционного насоса требуется знать необходимый расход и напор при номинальной нагрузке. Для определения необходимого расхода воды необходимо знать холодопроизводительность и разность температур в подающей и отводящей магистралях. Методика определения расхода воды более подробно приведена в разделе 3.4.

Потребный напор определяется из расчета гидравлической сети (рис. VIII.16.). Напорная характеристика насосов должна быть пологой, а рабочая точка должна находиться слева от максимального значения КПД. Это позволит обеспечить нормальную работу насоса без превышения необходимого расхода воды или уменьшения существующего напора.

Параллельная работа насосов

Когда два насоса с одинаковой производительностью используются параллельно, они работают с одинаковым напором при суммарном расходе в системе. Когда работает только один из двух насосов, расход может составлять 80% от общей величины, что обеспечивает возможность нормальной работы резервного оборудования в случае отказа или поломки насоса. Напорная характеристика насосов при параллельном включении насосов показана на рис. VIII.17.

Последовательная работа насосов

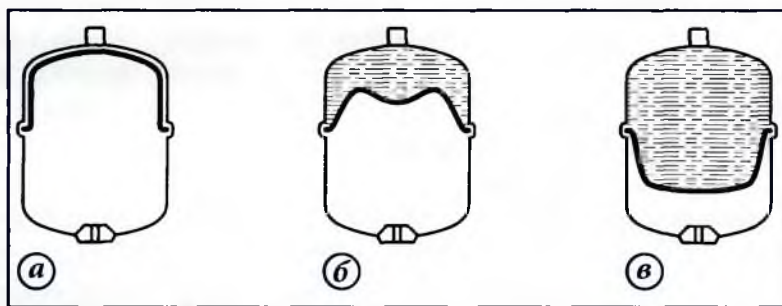
Когда два насоса с одинаковой производительностью включены последовательно, оба работают с одинаковым расходом при суммарном напоре в системе. Если работает только один насос, расход может составлять 80% от общей величины, что обеспечивает возможность нормальной работы резервного оборудования в случае отказа или поломки насоса. Напорная характеристика насосов при последовательном включении показана на рис. VIII.18.

В замкнутой гидравлической системе обязательно должен быть установлен расширительный бак, который компенсировал бы изменения объема воды при ее нагреве и охлаждении.

Обычно используется мембранный расширительный бак, схема которого показана на *рис. VIII.19*.

Бак предварительно наддувается азотом или воздухом (*рис. VIII.19, а*) до давления, величина которого примерно на $0,1-0,3 \text{ кг/см}^2$ меньше расчетного давления в системе. Поэтому после заполнения мембрана прогибается и находится в промежуточном состоянии (*рис. VIII.19, б*). При нагреве жидкости увеличивается ее объем и мембрана прогибается еще больше.

Объем азота или воздуха под мембраной уменьшается и, следовательно, увеличивается давление газа и соответствующее давление жидкости в системе. Расширительный бак имеет предохранительный клапан, настроенный обычно на избыточное давление $5-6 \text{ кг/см}^2$.



§ 8.3.2 РАСШИРИТЕЛЬНЫЕ БАКИ

Как и все сосуды, работающие под давлением, мембранные расширительные баки подлежат ежегодному освидетельствованию из-за возможности эксплуатационного старения мембраны.

Баки мембранного типа позволяют:

- ◆ исключить испарение теплоносителя;
- ◆ уменьшить коррозию и загрязнение системы;
- ◆ уменьшить стоимость монтажа, поскольку бак не требует установки в верхней точке системы.

Выбор размера расширительного бака и начального давления в системе рассмотрен в разделе 3.4.

Расширительный бак устанавливается со стороны всасывания насоса, чтобы обеспечить постоянное давление при его функционировании.

Рис. VIII.19.
Схема мембранного расширительного бака:

а – исходное состояние перед заправкой;
б – после заправки системы;
в – при максимальном расширении жидкости (под максимальным давлением)

Аккумулирующий бак позволяет сократить частоту включения компрессора холодильной установки и позволяет более точно регулировать температуру воздуха в помещении, особенно при изменении тепловой нагрузки.

Назначение и подбор аккумулирующего бака подробно рассматриваются в разделе 3.4. Бак может устанавливаться в гидравлической системе двумя способами.

Как правило, бак устанавливается на выходной трубе чиллера (на подающей ветви). В этом случае температура воды в баке близка к температуре воды на выходе чиллера. Из бака вода подается в гидравлическую систему, распределяясь по линиям и потребите-

лям. Обратная линия проходит мимо аккумулирующего бака на вход чиллера. При такой установке аккумулирующего бака обязательно должен поддерживаться постоянный расход воды при любых режимах работы конечных потребителей и нельзя отключать подачу воды к потребителю.

Иногда применяется схема, когда чиллер работает только на аккумулирующий бак. В этом случае в аккумулирующий бак вода поступает от чиллера, а затем снова забирается циркуляционным насосом на вход чиллера. Гидравлические линии (одна или несколько) подключаются к аккумулирующему баку.

Из аккумулирующего бака жидкость по отдельным коммуникациям подается в сис-

§ 8.3.3 АККУМУЛИРУЮЩИЕ БАКИ

тому и отдельными циркулирующими насосами возвращается в бак. Потребители могут произвольно отключаться и изменять свою производительность.

При такой схеме в аккумулярующем баке устанавливается температура жидкости, соответствующая настройке входной температуры чиллера.

§ 8.3.4 КЛАПАНЫ

В гидравлических контурах применяются различные типы клапанов. Наиболее часто используются трехходовые и регулирующие (балансирующие) клапаны.

При выборе клапанов следует отдавать

преимущество тем моделям, при использовании которых возникают меньшие потери давления, обеспечиваются безопасность функционирования и низкая себестоимость технического обслуживания.

8.4

МОНТАЖ ТРУБОПРОВОДОВ

Вопросы выбора размеров фреоновых трубопроводов, проблемы возврата масла и перетекания хладагента подробно рассмотрены в § 3.1.7.

Качество монтажа фреоновых трубопроводов очень сильно влияет на производительность и безотказность работы кондиционера.

Фреоновые магистрали изготавливаются из медных трубопроводов двух типов:

- трубопроводы из отожженной меди, поставляемые в бухтах. Диаметр таких трубопроводов обычно не превышает $7/8"$. Трубопроводы можно легко изгибать, развальцовывать, их легче устанавливать. Как правило, для монтажа используются специальные комплекты, состоящие из сдвоенных медных труб (для газовой и жидкостной магистралей) в теплоизоляции.
- трубопроводы из обычной меди, поставляемые отрезками длиной до 4 метров. Диаметр таких трубопроводов превышает $7/8"$. Их использование связано с некоторыми трудностями в монтаже. Трубы практически очень трудно гнуть и развальцовывать. Поэтому стыковка элементов труб между собой, изгибы трубопроводов должны выполняться специальными муфтами и уголками (фитингами).

Для надежной эксплуатации кондиционера очень важен правильный выбор диаметра труб для хладагента. С одной стороны, диаметр должен быть достаточно большим, чтобы уменьшить потери давления, а с другой — максимальный диаметр ограничивается необходимой скоростью хладагента для обеспечения возврата масла. Обычно в документации на оборудование приводятся рекомендуемые диаметры трубопроводов для конкретных моделей кондиционеров.

На вертикальных участках газовых трубопроводов должны предусматриваться сифоны и маслоподъемные петли (методика подбора диаметров фреоновых трубопроводов и требования по установке маслоподъемных петель рассмотрены в разделе 3.1.7).

Общим правилом является сокращение до минимума длины и количества изгибов трубопроводов между внешним и внутренним блоками.

Все операции по монтажу труб должны производиться с использованием специальных приспособлений, предназначенных для работы с холодильными установками. В настоящее время имеется широкий выбор комплектов (чемоданов) монтажных инструментов и оснастки.

Перед началом монтажа необходимо проверить размер труб и тщательно измерить длину трассы, затем отрезать трубы с учетом необходимого запаса.

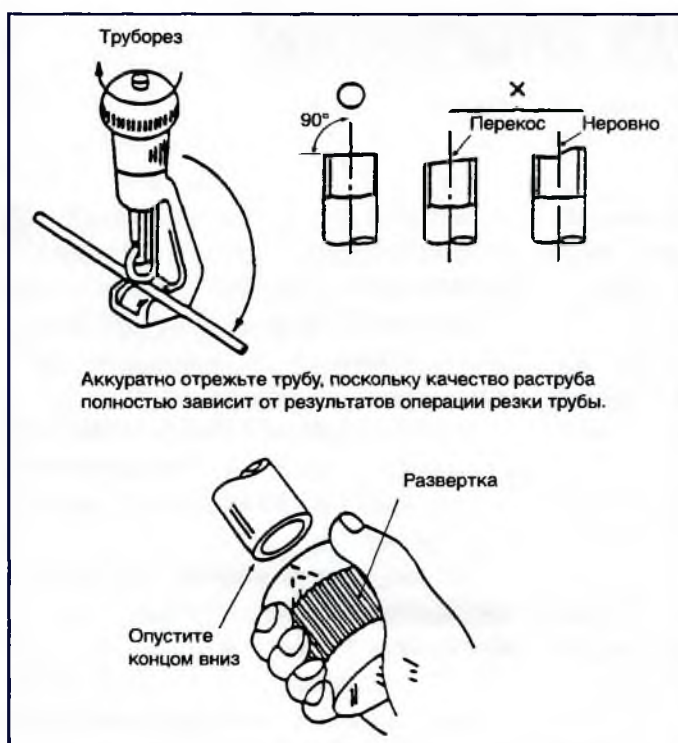
Для резки труб необходимо использовать специальный труборез (входит в специальный комплект инструмента). Трубы нельзя отпиливать, поскольку остаются неровности и шероховатости на трубе, а также потому, что невозможно добиться гладкого и перпендикулярного распила трубы.

Перед резкой трубу необходимо выпрямить. Установить медную трубу в ролики резака так, чтобы нож был перпендикулярно трубе. Аккуратно отрезать трубу, поскольку качество раструба полностью зависит от результатов операции резки труб (рис. VIII.20.).

Удаление заусенцев на кромке медной трубы осуществляется с помощью развертки (риммера). Во избежание попадания в трубу мелкого металлического порошка трубка должна быть направлена концом вниз. Неправильное или неполное удаление заусенцев может вызвать утечку газа и привести к неисправности кондиционера.

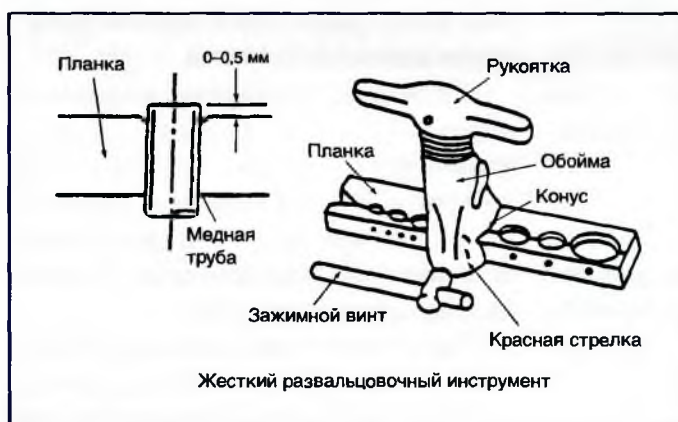
§ 8.4.1 МОНТАЖ ФРЕОНОВЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Рис. VIII.20.
Резка медного
трубопровода



Для развальцовки труб используется специальный развальцовочный инструмент (рис. VIII.21.)

Рис. VIII.21.
Развальцовка медного
трубопровода



При правильной развальцовке трубы внутренняя поверхность раструба имеет однородный блеск, а сам раструб имеет равномерную толщину.

Трубы сгибают с помощью спирально-го или механического трубогиба. Радиус сгиба труб должен быть не менее двух диаметров. Если сгибать или разгибать трубы несколько раз, при очередном изгибе на трубе образуется микротрещина, что в последующем приведет к утечке фреона. Не рекомен-

дуется сгибать и разгибать трубы более 3 раз. При трассировке трубопроводов важно избегать слишком резких поворотов, чтобы не допустить деформации трубы, уменьшающей ее «живое сечение».

Элементы трубопровода обычно соединяются между собой пайкой. Некоторые агрегаты, монтируемые на трубопроводах (терморегулирующие клапаны, фильтры осушителя и др.), рекомендуется устанавливать с помощью ниппельного соединения на резьбе. В этом случае проще будет проводить замену агрегата (демонтаж).

Основным припоем для пайки медных трубопроводов является серебряный и медно-фосфорный припой. Они наиболее часто применяются при обслуживании и ремонте современного холодильного оборудования и кондиционеров.

Припой выпускают в виде стержней размером $3,2 \times 3,2 \times 508$ мм и прутков диаметром 1,6 мм. Припой выпускается с содержанием серебра 40, 45 и 56%. Эти припои характеризуются высокой прочностью на растяжение и

стойкостью к вибрации. Некоторые припои содержат флюс, что исключает необходимость в дополнительном флюсе при пайке соединения.

Флюс используют для образования оплавленных герметичных соединений. Его выпускают в виде пасты и жидкости. Флюс содержит кислоту, поэтому требуется осторожность, чтобы он не попал на одежду, в глаза и т.п. Существуют флюсы, разработанные специально для каждого типа

припоя, и их нельзя применять для других типов припоя.

Подсоединение трубопроводов к сервисным кранам внешнего блока осуществляется с помощью переходников или с помощью сварки (в зависимости от модели установки). Аналогичным образом происходит подключение к внутреннему блоку.

Крепление трубопроводов должно обеспечиваться соответствующей системой подвесок.

После подсоединения линии охлаждения к соответствующим патрубкам внутреннего и внешнего блоков необходимо определить герметичность системы с использованием азота, электронного течеискателя или других специальных средств.

Затем в системе создают вакуум, и постепенно закачивают в нее необходимое количество хладагента.

Обычно во внешние блоки заправляется объем хладагента, достаточный для работы с трубопроводами максимальной длиной до 5–7 м. При увеличении длины трубопроводов необходима дозаправка хладагента и масла. Нормы дозаправки, в зависимости от дополнительной длины трубопроводов, приводятся в инструкциях по монтажу и эксплуатации оборудования.

Заправка производится при работающем кондиционере через газовую линию газообразным хладагентом. Окончание заправки может определяться по давлению всасывания и нагнетания, по перегреву в испарителе или по смотровому стеклу.

Рекомендуется укладывать открытые участки трубопроводов и соединительных кабелей в декоративные монтажные короба, придающие законченный и эстетичный вид коммуникациям.

При работе внутреннего блока кондиционера или фанкойла в режиме охлаждения, как правило, происходит конденсация влаги из проходящего воздуха на холодном испарителе.

Конденсирующаяся влага стекает вниз по ребрам теплообменника и скапливается в специальном дренажном поддоне, откуда она должна обязательно сливаться. Если слив конденсата нарушается, то в помещении может появиться неприятный запах застоявшейся воды и появляется опасность переполнения поддона и попадания дренажной воды внутрь помещения.

Для слива конденсата устанавливается специальный дренажный трубопровод, выполняемый обычно из мягкой гофрированной трубки. Иногда применяется жесткая гладкая трубка, например, при прокладке дренажного трубопровода в подвесных потолках при небольших уклонах.

Слив производится в канализацию, на улицу, а иногда в специальную емкость, как правило, самотеком. Если по каким-либо причинам невозможно организовать слив

конденсата самотеком, то необходимо использовать дренажные насосы.

При отводе дренажа через стену на улицу необходимо сверлить отверстие с наклоном (наружный край ниже внутреннего).

Протягивая медные трубки, кабель управления и дренажную трубку через отверстие, необходимо следить за тем, чтобы на дренажной трубке не было изломов, порывов, замятий. Недопустимо касание дренажной трубки оголенной, т.е. незащищенной теплоизоляцией, газовой магистральной, особенно для моделей с тепловым насосом. При работе кондиционера в режиме обогрева температура газовой магистральной может достигать величины, достаточной для плавления материала, из которого изготовлена дренажная трубка, что может привести к закупорке дренажной системы.

Дренажная трубка должна иметь необходимую пропускную способность и прокладываться с уклоном не менее 1% таким образом, чтобы на протяжении трубы не было подъемов и провисаний.

§ 8.4.2 МОНТАЖ ДРЕНАЖНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

§ 8.4.3
МОНТАЖ
ТРУБОПРОВОДОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
СИСТЕМ

Рекомендуется отводить конденсат в канализацию внутри помещения. Перед местом сброса конденсата в канализацию на линии должен устанавливаться сифон (водяной затвор), предотвращающий проникновение в помещение неприятных запахов.

При работе кондиционера зимой в режиме охлаждения (например, для охлаждения серверной) возникает опасность замерзания влаги на выходе дренажного трубопровода.

Для предохранения от замерзания выходного участка дренажного трубопровода могут использоваться специальные электрические обогреватели или обогревательные кабели соответствующей мощности.

Их электропитание должно производиться независимо от остальной электрической цепи и подаваться постоянно, за исключением случаев проведения технического обслуживания кондиционеров.

Скорость движения воды в трубах является очень важным фактором, влияющим на потери давления, уровень шума при работе, ресурс трубопроводов и т.п. Обычно в расчеты закладывается средняя скорость воды, составляющая примерно 2,5 м/с. Допустимый диапазон скоростей воды на различных участках системы приведен в *табл. VIII.22*.

Потери давления внутри гидравлических контуров зависят, главным образом, от скорости движения воды, диаметра и длины труб, неровности внутренних поверхностей труб и перепада уровней отдельных участков (по высоте). К этому надо добавить потери давления на дополнительных элементах: клапанах, соединениях, отводах, изменениях сечения труб, подключении дополнительных теплообменников и проч. Потери давления приводят к повышению потребления электроэнергии насосами, и поэтому они должны быть сведены к минимуму.

Потери давления на трение из расчета на

погонный метр трубы показаны на *рис. VIII.23* для стальных труб и на *рис. VIII.24*. — для медных труб.

По приведенным диаграммам можно определить необходимый внутренний диаметр трубопровода и потери давления на погонный метр.

Общие потери давления воды в гидравлических контурах вычисляются путем добавления к реальной длине труб так называемый эквивалентной длины других компонентов — изгибов, клапанов и проч. Полученную эквивалентную длину прямой трубы надо умножить на потери давления на погонный метр, указанные на *рис. VIII.23*, *VIII.24*, *VIII.25*.

Потери давления в связи с разницей уровней (гидростатический водяной столб) равняются 9,8 кПа (1 метр водяного столба) на каждый метр перепада уровней, что также следует прибавить к показателям трения внутри трубы.

Для замкнутой системы, в которой жид-

кость находится под давлением, потери давления в связи с разницей уровней не учитываются, так как по закону сообщающихся сосудов потери на восходящем участке компенсируются нисходящим участком трубопровода.

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОДЫ НА
РАЗЛИЧНЫХ УЧАСТКАХ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Участок системы	Скорость (м/с)
Вертикальная колонка	1,0–3,0
Коллектор или основная труба	1,2–4,5
Труба всасывания насоса	1,2–2,0
Труба выхода из насоса	2,5–3,5
Общий контур	1,5–3,0

Таблица VIII.22

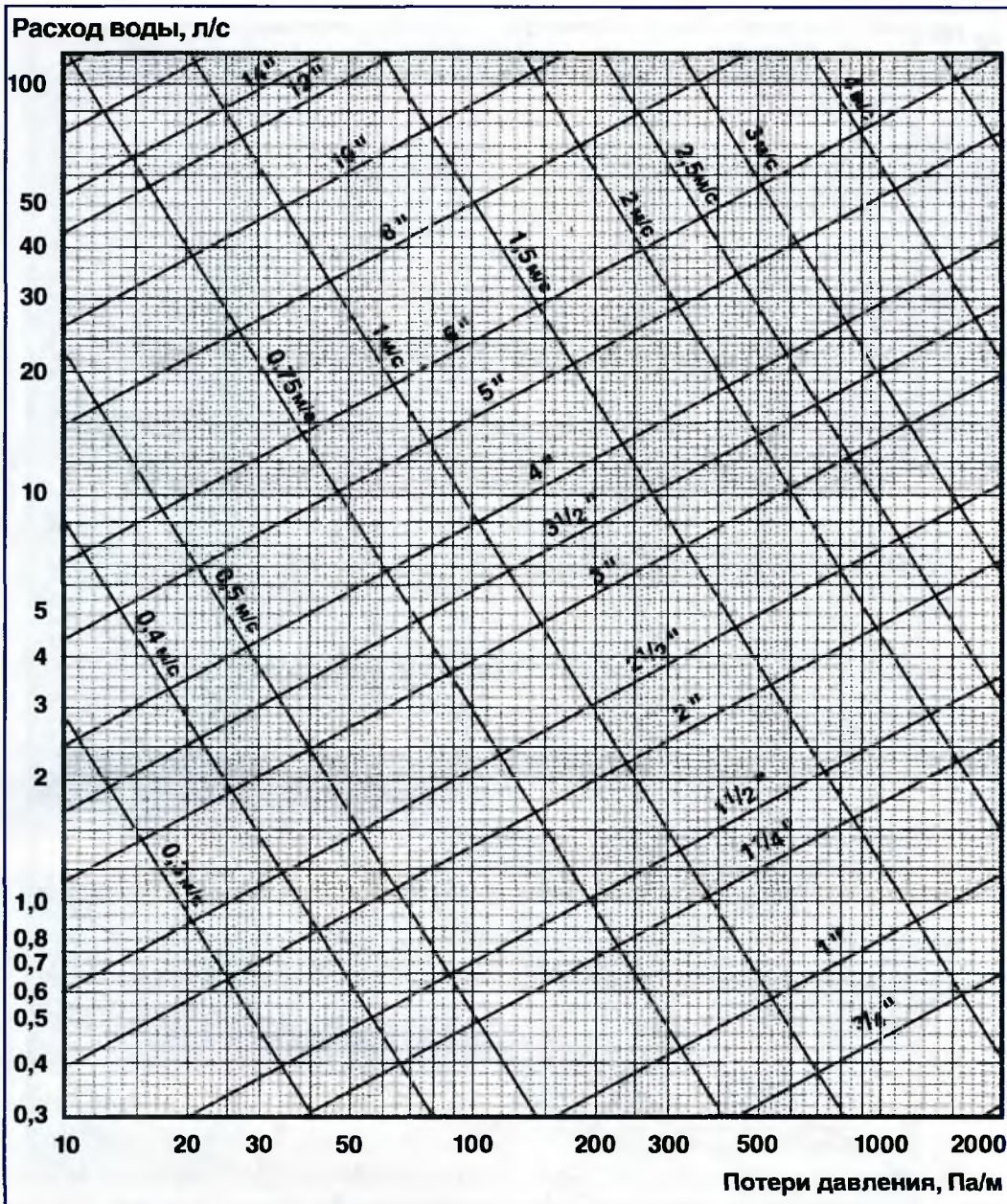


Рис. VIII.23.
Диаграмма
определения потерь
на трение для
стальных
трубопроводов

Снижение уровня вибрации

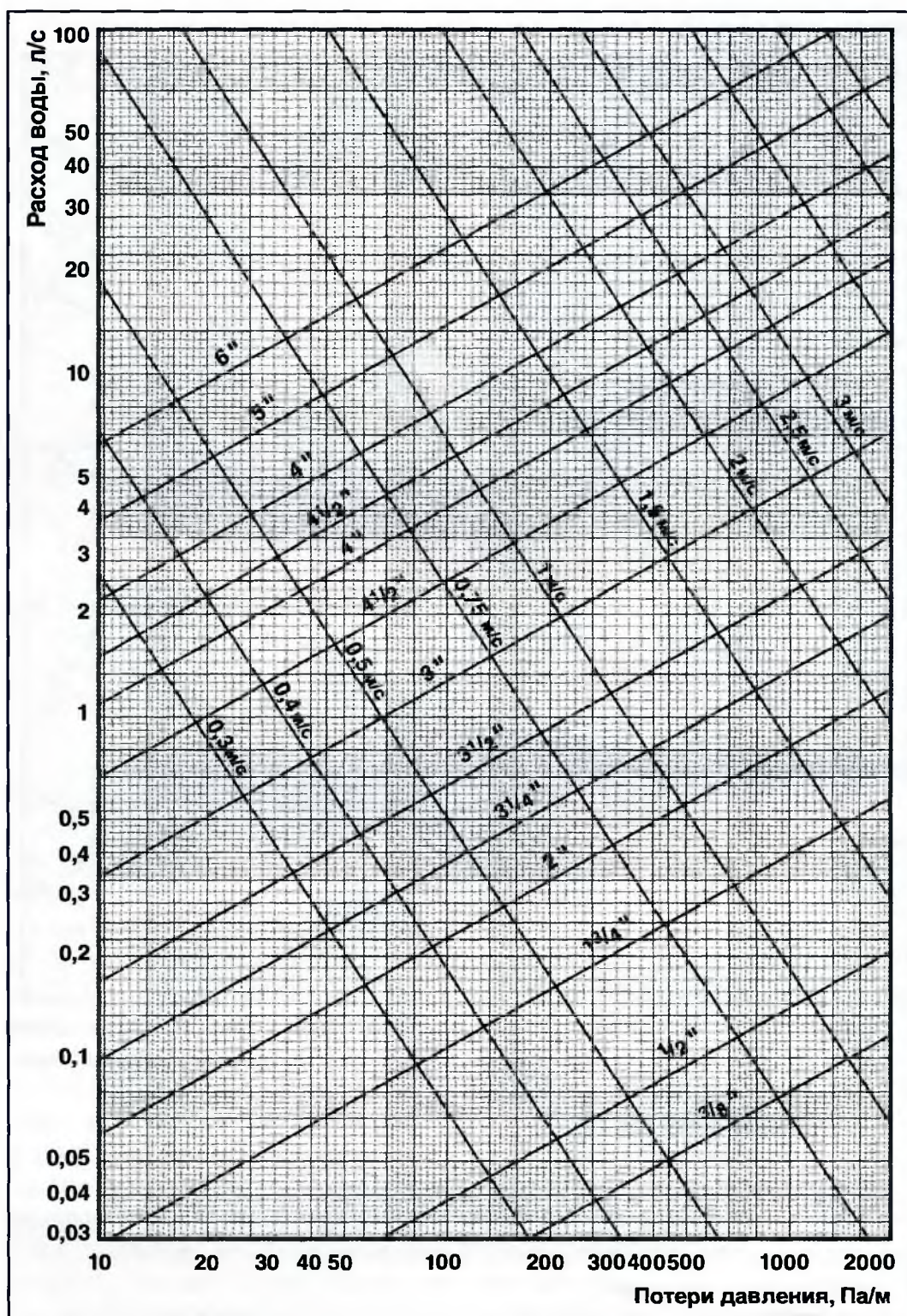
Важной проблемой, требующей своего решения, является передача вибрации, создаваемой движущимися частями гидравлической системы: насосами, компрессорами и т.д. Шум от вибрации может распространяться от источника на большие расстояния, проходить через конструкции и стены здания. Кроме того, шум приводит к повышению нагрузок на материалы, что приводит к опасности разрывов на изгибах и подсоединениях.

Для устранения вибрации могут предприниматься разнообразные меры. При использовании установок малой мощности достаточно установить antivибрационные прокладки или использовать эластичные трубы на входе и выходе из насоса.

Трубы никогда не должны прикасаться к стенам, полу, потолку. При их пересечении необходимо использовать изоляционный материал.

Более подробная информация о мерах по снижению шума представлена в разделе 5.

Рис. VIII.24.
 Диаграмма
 определения потерь
 на трение для медных
 трубопроводов



Материалы для изготовления труб

В настоящее время преобладающим материалом трубопроводов для строительства

инженерных коммуникаций по-прежнему остается сталь. Однако время ржавых стальных труб в системах отопления и водоснабжения подходит к концу.

Изменения № 2 к СНиП 2.04.01-85 «Внут-

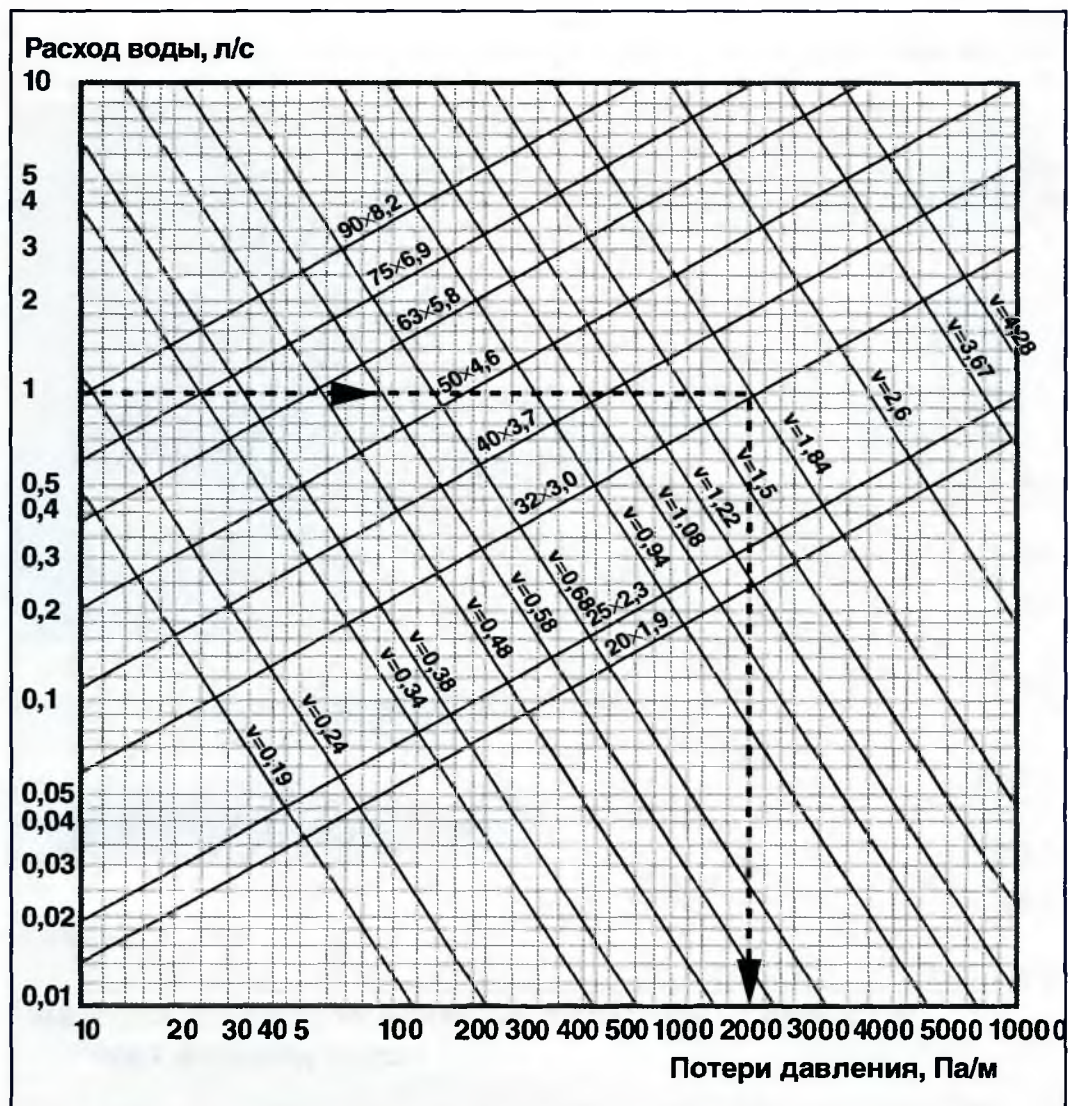


Рис. VIII.25, б.
Диаграмма
определения потерь
на трение для труб
из PPRC (PN20)

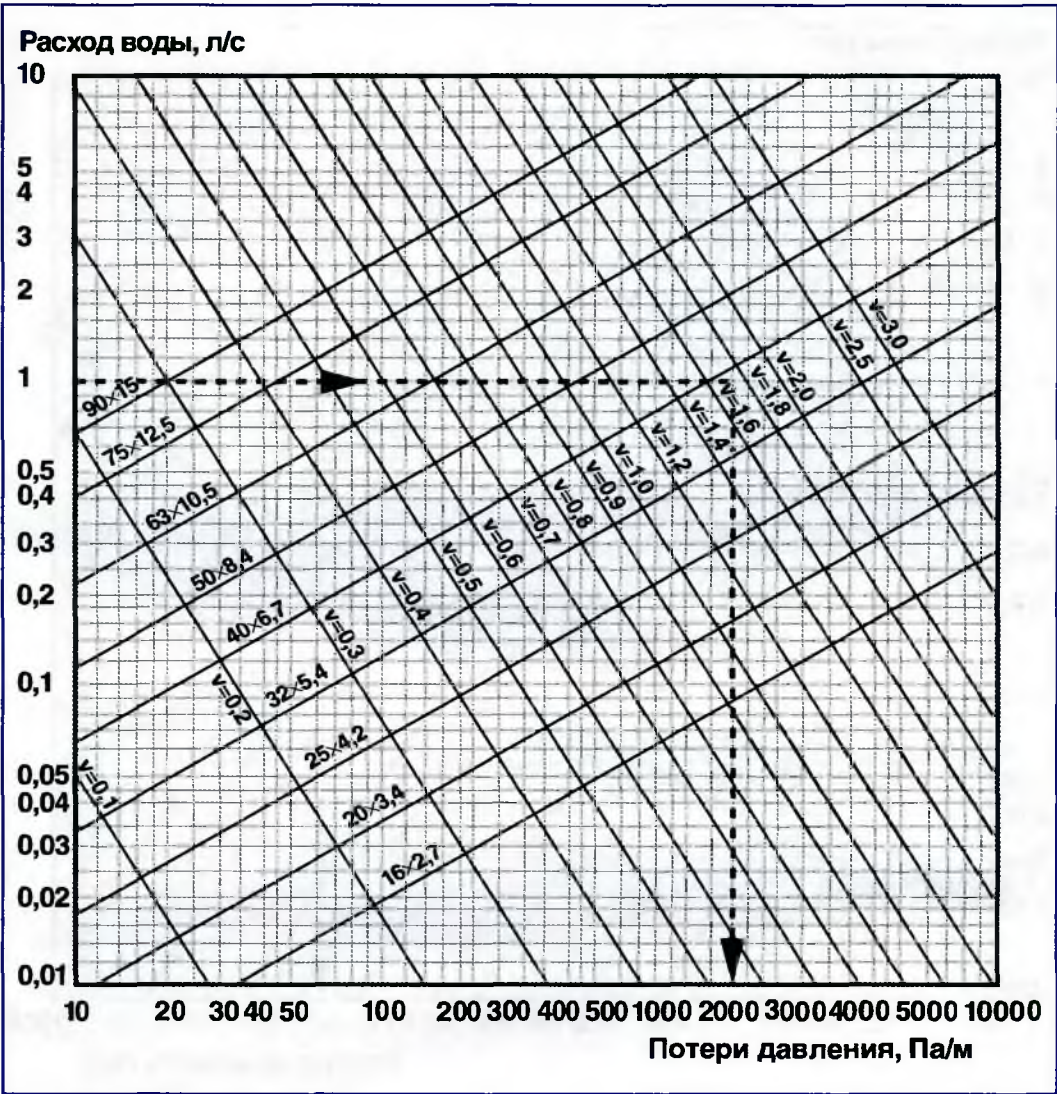


Таблица VIII.26
ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
СТАЛЬНЫХ ТРУБ

Номинальный диаметр (дюймы)	Толщина (мм)	Вес трубы (кг/м)
1/4	2-3	0,56-0,71
1/2	2,65-3,70	1,21-2,05
3/4	2,65-3,70	1,57-2,19
1	3,20-4,50	2,4-3,2
1 1/2	3,6-5,0	3,9-5,3
2	4,0-5,6	5,1-7,5
2 1/2	5,0-7,1	8,3-11,4
3	5,6-8,0	11,4-15,8

Таблица VIII.27
ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
МЕДНЫХ ТРУБ

Номинальный диаметр (дюймы)	Толщина (мм)	Вес трубы (кг/м)
1/2	1,0	0,42
3/4	1,15	0,68
1	1,25	0,97
1 1/2	1,5	1,7
2	1,75	2,6
2 1/2	2,0	3,7
3	2,25	5,0

Таблица VIII.28

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОЛИПРОПИЛЕНОВЫХ ТРУБ
«РАНДОМ СОПОЛИМЕР»

Наружный диаметр (мм)	Диаметр условного прохода (дюймы)	Труба PN10		Труба PN20	
		Толщина стенки (мм)	Вес трубы (кг/м)	Толщина стенки (мм)	Вес трубы (кг/м)
16	$\frac{3}{8}$	1,8	0,08	2,7	0,110
20	$\frac{1}{2}$	1,9	0,107	3,4	0,172
25	$\frac{3}{4}$	2,3	0,164	4,2	0,226
32	1	3,0	0,267	5,4	0,434
40	$1\frac{1}{4}$	3,7	0,412	6,7	0,672
50	$1\frac{1}{2}$	4,6	0,638	8,4	1,050
63	2	5,8	1,010	10,5	1,650
75	$2\frac{1}{2}$	6,9	1,420	12,5	2,340
90	3	8,2	2,030	15	3,360

Для существенного снижения скорости коррозии необходимо предусмотреть отделение меди от этих металлов изолирующими прокладками, бронзовыми или латунными переходниками.

Распространение систем с принудительной циркуляцией, позволивших существенно снизить диаметры трубопроводов, и применение скоростных методов монтажа (капиллярная пайка, зажимные соединения и т.д.) дает существенные преимущества медным трубопроводам перед традиционными стальными трубопроводами.

Некоторые параметры стальных и медных трубопроводов основных диаметров, поступающих на российский рынок, приведены в *табл. VIII.26* и *VIII.27*.

Перспективным в наше время можно считать применение труб и соединительных деталей из пластмассы (полипропилена), которые с успехом заменяют металлические, для систем холодного и горячего водоснабжения и технологических трубопроводов. Пластмассовые трубы и соединительные детали имеют сертификат соответствия № ГОСТ Р.RU.9001.1.1.3.0010-16, выданный Минстроем России, и Гигиенический сертификат № 11-9660 от 28.12.94 г., выданный Московским центром Государст-

венного санитарно-эпидемиологического надзора Госкомитета санэпидемнадзора Российской Федерации.

Срок службы таких трубопроводов водоснабжения не менее 30 лет. При замерзании жидкости в полипропиленовых трубах типа «Рандом сополимер» (товарное название PPRC) они не разрушаются, а увеличиваются в диаметре, при оттаивании вновь приобретают прежний размер.

Параметры полипропиленовых труб PN10 (максимальное давление 1,0 МПа) и PN20 (максимальное давление 2,0 МПа) приведены в *табл. VIII.28*.

При нормальном функционировании установок трубы подвержены расширению в зависимости от температуры рабочей среды, которое надо учитывать в проектировании и монтаже систем.

Особенности монтажа медных трубопроводов

Монтаж медных трубопроводов осуществляется с помощью медных или бронзовых фитингов, капиллярной пайки с использованием припоев, флюсов, а также с помощью системы зажимных латунных фитингов. С медными трубопроводами могут применяться бронзовые резьбовые фитинги.

В остальном методы монтажа медных трубопроводов для гидравлических систем аналогичны методам монтажа медных фреоновых трубопроводов (см. раздел 8.4.1).

Особенности монтажа пластмассовых трубопроводов

Монтаж пластмассовых трубопроводов ведется с применением труб, соединительных, крепежных деталей и арматуры, показанной на рис. VIII.29.

Основными способами соединений труб из пластмассы при монтаже являются:

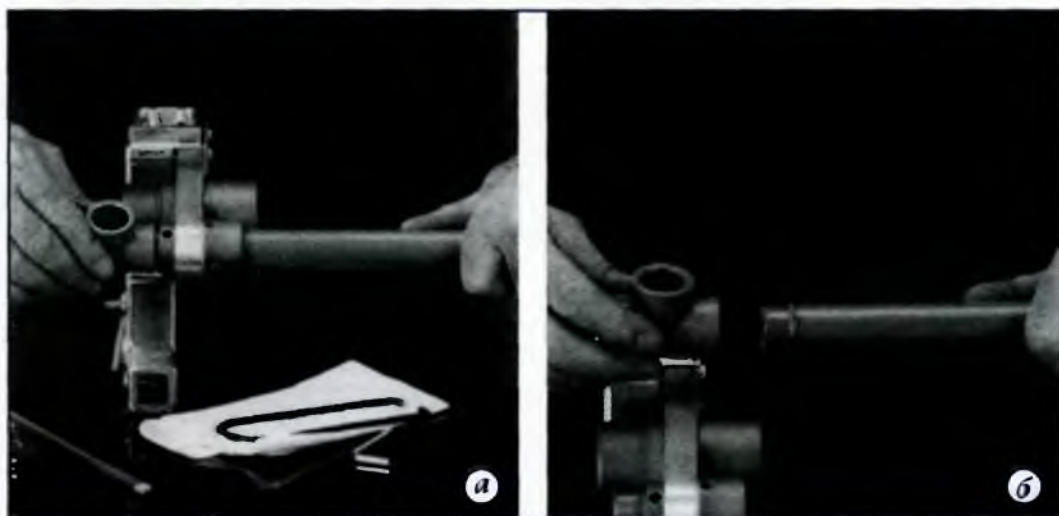
- ◆ контактная сварка в раструб;
- ◆ резьбовое соединение с металлическими трубопроводами;
- ◆ соединение с накидной гайкой;
- ◆ соединение на свободных фланцах.

Контактная сварка осуществляется с помощью нагревательного устройства (сварочного аппарата), состоящего из гильзы для оплавления наружной поверхности конца

Рис. VIII.29.
Соединительная
арматура
для пластмассовых
труб



Рис. VIII.30.
Технология сварки
пластмассовых труб:
а – нагрев трубы
и фитинга;
б – соединение
элементов друг
с другом



трубы и втулки для оплавления внутренней поверхности раструба соединительной детали или корпуса арматуры. Технология сварки показана на *рис. VIII.30*.

Трубопровод вставляется в гильзу, а соединительная деталь надевается на дорн. Время нагрева, в зависимости от размеров трубопроводов, колеблется от 8 до 75 с. После разогрева элементы вставляются один в другой и могут уже через 2-8 мин, в зависимости от размеров, подвергаться нагрузке давлением до 25 бар.

Компенсация теплового расширения труб

Проблема компенсации температурного расширения может решаться одним из трех способов:

- ◆ с использованием эластичных труб из резины или металла, рассчитанных на небольшие диаметры и расположенных перпендикулярно направлению нагрузки;
- ◆ с использованием расширительных соединений с просветом;
- ◆ с использованием расширительных емкостей или изгибов.

При использовании эластичных труб из резины или металла, как уже было сказано, поглощается вибрация, производимая насосами.

Крепление трубопроводов выполняется с помощью кронштейнов. Необходимо учитывать расширение труб, иначе на изгибах труб и в местах соединений могут создаваться нагрузки, способные разрушить места крепления или сами трубопроводы.

Кронштейны должны обеспечивать надежную поддержку веса трубы, перемещающейся в ней жидкости, а также других навесных агрегатов, которые могут на ней крепиться. Они должны предусматривать возможность температурного расширения труб. Кронштейны должны отстоять друг от друга таким образом, чтобы не допускать изгиба труб. Максимальное расстояние между кронштейнами при использовании труб диаметром от $\frac{3}{4}$ до 3" должно составлять 2,5-3,5 м.

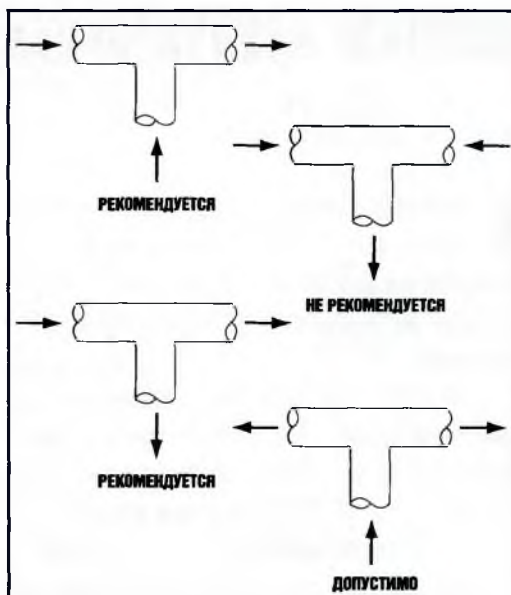


Рис. VIII.31.
Примеры
Т-образных
соединений
трубопроводов

Изгибы труб приводят к значительным потерям давления в системе. Гидравлические потери возрастают с уменьшением радиуса изгиба. Поэтому рекомендуется использовать изгибы с большими радиусами.

Т-образные соединения должны закладываться так, чтобы потоки воды не были направлены друг к другу. Встречные потоки воды могут создать сильную турбулентность, что приводит к существенным потерям давления, появлению шума и гидравлическим ударам.

На *рис. VIII.31* показаны некоторые примеры Т-образных подключений с указанием допустимых и недопустимых вариантов соединения. Если на одной трубе должны быть смонтированы два или более Т-образных соединения, необходимо наличие за ними участка прямой трубы, равного, по крайней мере, 10-ти диаметрам трубопровода.

Изменение сечения труб представляют собой сужение или расширение труб, что приводит к потерям давления. С другой стороны, изменение сечения на отдельных участках трубопровода позволяет уменьшить его стоимость. Необходимость изменения сечения должна определяться при проектировании гидравлического контура.

МОНТАЖ ВОЗДУХОВОДОВ

В установках кондиционирования малой и средней мощности воздуховоды чаще всего крепятся на потолке и прикрываются подвесным потолком или другими видами перекрытий.

Жесткие воздуховоды изготавливаются из оцинкованного стального листа, стекловолокна или слоеного материала, состоящего из двух слоев алюминия, между которыми находится слой изоляционного материала.

Среди жестких типов материала наибольшее распространение получили воздуховоды из оцинкованного листа, которые, несмотря на больший вес, занимают меньшее подпотолочное пространство. Кроме того, воздуховоды из оцинкованной стали имеют небольшие потери напора на трение.

Таблица VIII.32

ТОЛЩИНА ВОЗДУХОВОДОВ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ФОРМЫ
В УСТАНОВКАХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Размеры (максимальные параметры), мм	Толщина оцинкованного листа, мм	Толщина алюминиевого листа, мм	Расстояние между секциями
До 600	0,7	0,6	Не более 2,5 м
600–750	0,7	0,6	Не более 1,2 м
750–1500	0,8	0,8	Не более 1,2 м
Все воздуховоды с одной или с нескольких сторон, имеющие размер, превышающий 450 мм, должны иметь крестообразные ребра жесткости (при отсутствии боковых подводов)			

Таблица VIII.33

ТОЛЩИНА ВОЗДУХОВОДОВ КРУГЛОЙ ФОРМЫ
В УСТАНОВКАХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Размеры (максимальные параметры), мм	Толщина оцинкованного листа, мм	Толщина алюминиевого листа, мм	Расстояние между секциями
До 200	0,7	0,6	Не более 2,0 м
200–600	0,9	0,8	Не более 2,0 м
600–900	1,0	1,0	Не более 1,5 м

Круглые гибкие воздуховоды часто используются для подсоединения фанкойлов к вентиляционной сети с помощью соответствующих переходников круглой формы. Они часто используются также для соединения элементов воздуховодов или воздухораспределителей, расположенных на потолке.

Для правильной установки воздуховодов необходимо осуществить несколько важных этапов работ:

- определить толщину листа (эта операция входит в компетенцию специалиста по монтажу);
- определить длины и веса различных участков воздуховодов. Это необходимо знать для правильного размещения элементов крепления к потолку;
- выбрать систему подсоединения различных участков воздуховодов;
- осуществить монтаж воздуховодов с полным соблюдением условий проекта;
- подсоединить основной воздуховод к вентилятору (предусмотреть способ подсоединения уже на стадии проектирования схемы воздуховода, с тем чтобы избежать повышенного уровня шума и неравномерного распределения воздушных потоков);
- закрепить воздуховоды к подвесному потолку;
- подсоединить элементы распределения воздуха в помещении.

Необходимая толщина листа, используемого для производства воздуховодов, приведена в *табл. VIII.32* для воздуховодов прямоугольной формы и в *табл. VIII.33* — для воздуховодов круглой формы. В этих таблицах указываются также максимальные длины секций воздуховодов в зависимости от размеров.

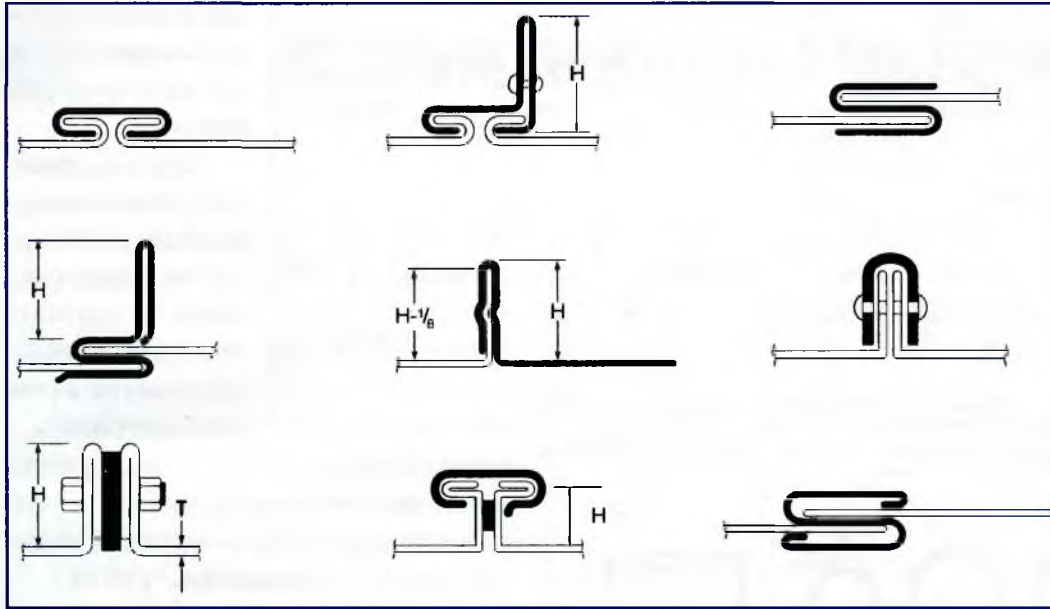


Рис. VIII.34.
Типовые соединения
секций металлических
воздуховодов

Наиболее часто применяющиеся типы соединений металлических воздуховодов показаны на рис. VIII.34.

Плоские соединения позволяют снизить до минимума высоту выступов и, следовательно, им следует отдать предпочтение во всех случаях, когда имеющиеся габариты (и в особенности по высоте) ограничены.

Весовые характеристики оцинкованных и алюминиевых листов приведены в табл. VIII.35.

При подсоединении вентилятора к воздуховоду необходимо избегать неплотностей примыкания, что может приводить к возникновению шума и неравномерному распределению потоков воздуха. Некоторые примеры правильного и неправильного подсоединения вентилятора показаны на рис. VIII.36.

Между вентилятором и воздуховодом необходимо устанавливать антивибрационную проставку из специального материала.

Закрепление воздуховодов на потолке производится соответствующими крепежными элементами в зависимости от размеров и массы воздуховодов. На рис. VIII.37 показаны некоторые наиболее применимые решения.

Подсоединение воздуховодов к распределительным решеткам обычно выполняется одним из трех следующих способов:

- прямой установкой отводов на корпусе воздуховода;
- отводом от главного воздуховода с дальнейшим распределением потока на несколько жестких или гибких воздуховодов;
- с помощью гибких воздуховодов круглой формы.

В первом случае потребуется отверстие в стенке воздуховода.

Во втором случае необходимо отверстие квадратной или круглой формы на стенке воздуховода с наложением переходника. Переходник соединяется с помощью фланца, за-

Таблица VIII.35

ВЕСОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОЦИНКОВАННЫХ И АЛЮМИНИЕВЫХ ЛИСТОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВОЗДУХОВОДОВ

Толщина (мм)	Оцинкованный лист (кг/м ²)	Алюминиевый лист (кг/м ²)
0,5	4,0	1,4
0,6	4,8	1,7
0,7	5,6	1,9
0,8	6,4	2,2
0,9	7,2	2,5
1,0	8,0	2,8
1,2	9,6	3,4

Рис. VIII.36.
Схемы соединения
вентилятора
к воздуховодам

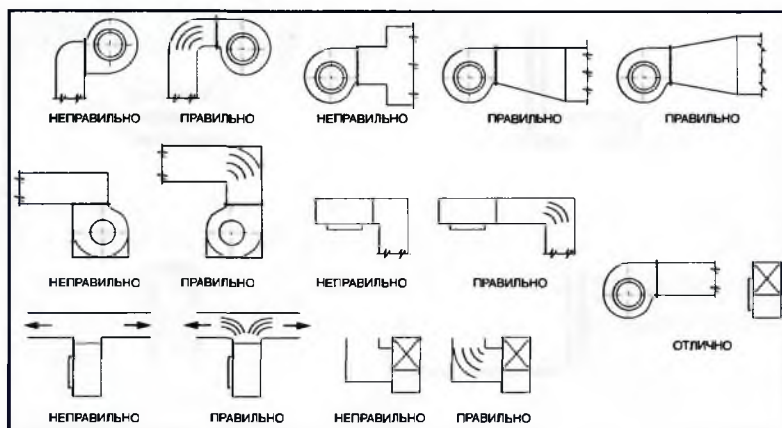
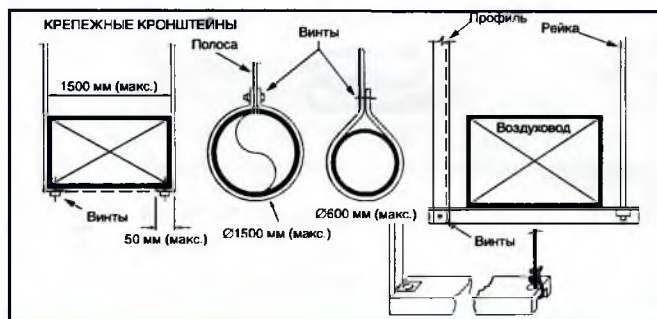


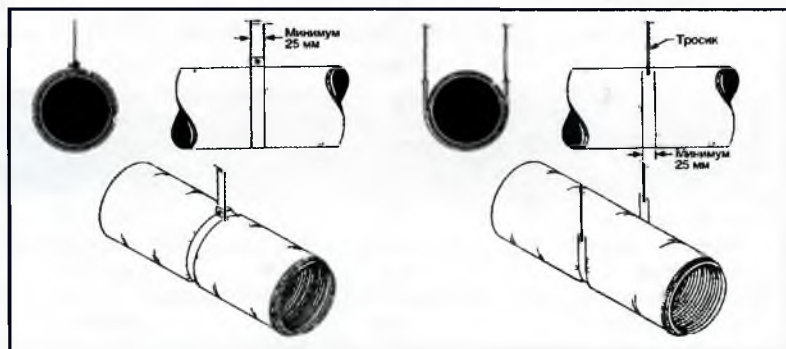
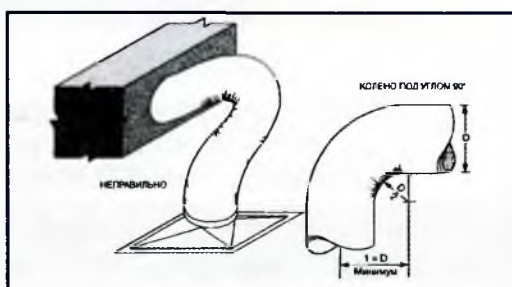
Рис. VIII.37.
Типовое крепление
воздуховодов



Расстояние между крепежными кронштейнами должно составлять (за исключением отдельных конкретных случаев):

- для каналов сечением до $0,5 \text{ м}^2$ — не более 2,5 м;
 - для каналов сечением от $0,5$ до 1 м^2 — не более 1,2 м;
 - для каналов из стекловолокна сечением по длине и высоте до $1200 \times 600 \text{ мм}$ — не более 1,2 м.
- Кронштейны должны быть выполнены из профилей U-образной формы шириной 50 мм

Рис. VIII.38.
Соединение
распределительной
решетки
с воздухопроводом
соединительным
рукавом



канчивающегося подсоединением к распределительной решетке.

Для подсоединения гибких воздухопроводов круглого сечения необходимо наличие круглого отверстия требуемого диаметра на самом воздуховоде и

фланца, к которому крепится рукав с помощью гибкого хомута. Другой конец рукава соединяется с распределительной решеткой таким же хомутиком (рис. VIII.38.).

Гибкий рукав не должен перегибаться на угол более 90° , чтобы не возникало турбулентности воздуха и, как следствие, повышенного уровня шума.

Когда используются гибкие круглые воздухопроводы большой длины, расположенные горизонтально, необходимо предусмотреть меры по их правильному размещению. На рис. VIII.39. показаны типовые способы их крепления к потолку, а на рис. VIII.40. даны рекомендации по предотвращению провисания гибких воздухопроводов.

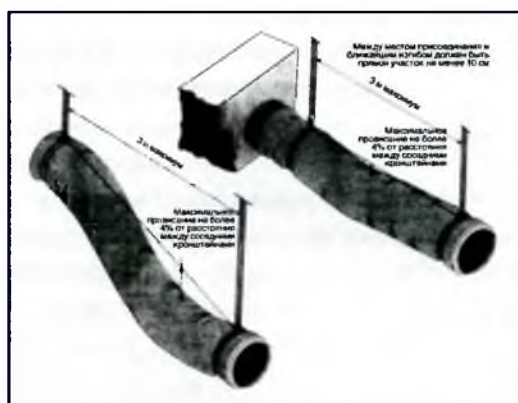


Рис. VIII.40.
Рекомендации
по уменьшению
провисания гибких
воздуховодов

Рис. VIII.39.
Типовые схемы
крепления гибких
воздуховодов
большого диаметра

8.6

УСТАНОВКА ТЕРМОСТАТА В ПОМЕЩЕНИИ

Выбор места установки термостата в помещении очень важен для поддержания в помещении комфортных условий, создаваемых установкой кондиционирования воздуха, а также для экономии электроэнергии.

Термостат должен располагаться в помещении, которое выбрано в качестве эталонного с точки зрения создаваемых средних термовлажностных условий. Обычно термостат не должен располагаться:

- вблизи источников тепла любого типа: ламп, компьютеров, электронных аппаратов;
- в месте, подверженном прямому попаданию солнечных лучей;
- в месте попадания потоков холодного воздуха от распределительных решеток;
- за занавесками либо другими предметами обстановки, которые не

позволяют правильно определить температуру помещения;

- вблизи дверей и окон, выходящих наружу;
- на стене, имеющей камин или трубы отопления;
- на внешней стороне стены.

Термостат должен быть установлен на стене на высоте примерно 1,5 м над уровнем пола, с тем чтобы можно было бы определить среднюю температуру в помещении. Желательно, чтобы он был укреплен на внутренней стороне стены на определенном расстоянии от дверей, ведущих в другие помещения.

Выбор эталонного помещения для размещения термостата должен учитывать и подверженность его попаданию прямых солнечных лучей.

РАЗДЕЛ IX



Примеры

- 9.1 Примеры использования различных типов оборудования 371
- 9.2 Примеры проектирования систем кондиционирования воздуха 384

9.1

ПРИМЕРЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ОБОРУДОВАНИЯ

СКВ на базе кондиционеров сплит-систем и система естественной вытяжной вентиляции жилых помещений (рис. IX.1.)

На рис. IX.1. рассмотрен вариант автономного обеспечения внутренних температурных условий в жилых помещениях с использованием кондиционеров сплит-систем настенного типа.

Достоинством автономных кондиционеров такого типа является простота установки и монтажа.

Внутренний блок установлен на стене на высоте $h \approx 2,5$ м.

Наружный блок — на балконе. Фреоновая трасса между внутренним и наружным блоками прокладывается вдоль стены в декоративных коробах.

Конденсат, образующийся во внутреннем блоке, при работе кондиционера в режиме охлаждения с помощью дренажного трубопровода выведен на улицу.

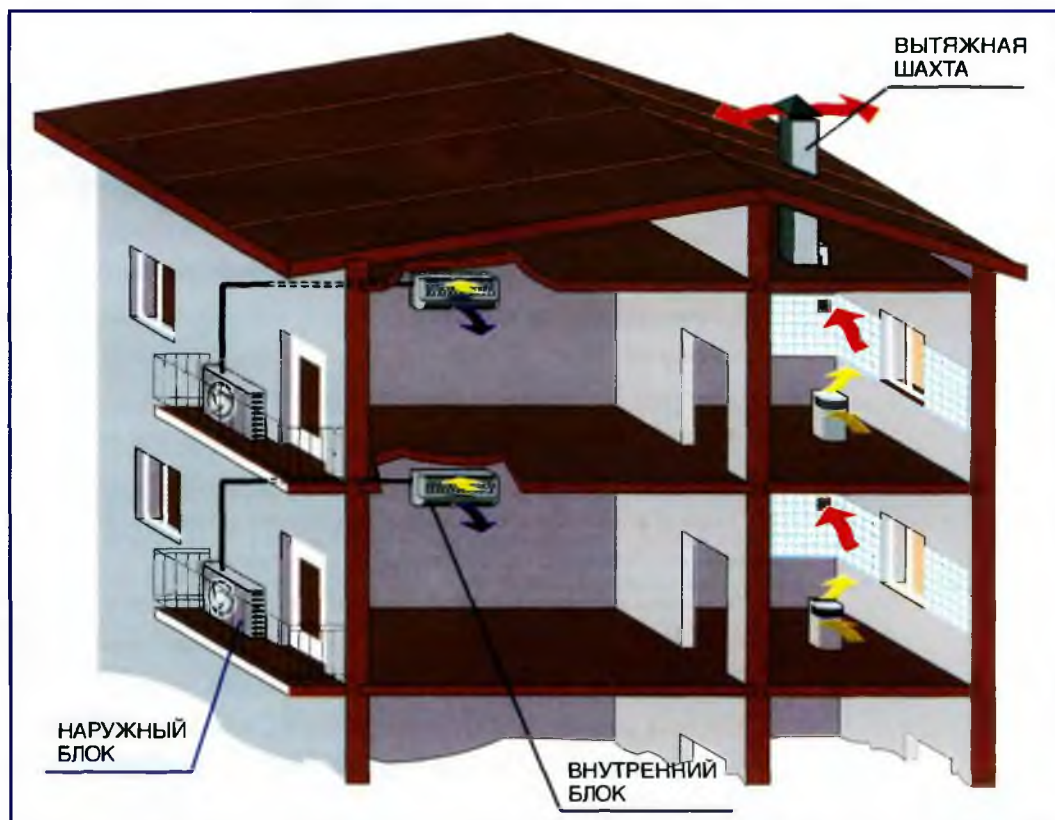
Вентиляция жилых помещений осуществляется естественным путем.

Приток свежего воздуха — через открытые окна. Вытяжка на улицу — через решетки, установленные на кухне и в санузле, далее — через вытяжные шахты. Для очистки воздуха на кухне используется воздухоочиститель.

СКВ на базе кондиционеров сплит-систем может применяться в большом ряде случаев:

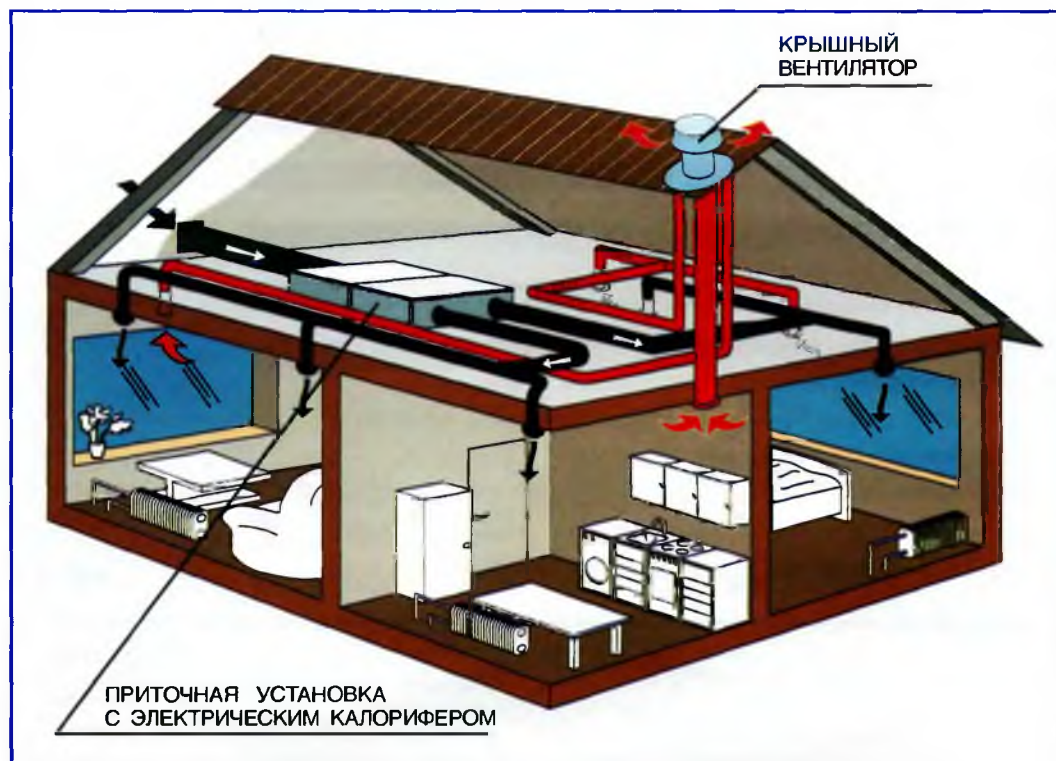
- ♦ в существующих зданиях для поддержания микроклимата в отдельных офисных помещениях или в жилых комнатах;
- ♦ во вновь строящихся зданиях, если поддержание оптимальных тепловых условий требуется в небольшом числе помещений, например, в ограниченном числе люксов небольшой гостиницы;
- ♦ во вновь строящихся зданиях для отдельных комнат, тепловой режим в которых отличается от других помещений, например, в серверных, насыщенных тепловыделяющим оборудованием. Поскольку такие конди-

Рис. IX.1.



ционеры работают, как правило, на рециркуляцию, при необходимости подача в помещения свежего воздуха и удаление вытяжного воздуха выполняется отдельной системой приточно-вытяжной вентиляции.

Система технической вентиляции на базе приточной установки с вытяжного крышного вентилятора (рис. IX.2.)



На рис. IX.2. показан пример механической вентиляции жилых помещений коттеджа. Приточная вентиляционная установка обеспечивает допустимые метеорологические условия и санитарные нормы воздуха в помещениях согласно СНиП. В своем составе приточная установка имеет:

Рис. IX.2.

- клапан с электрическим приводом на воздухозаборе;
- фильтр для очистки воздуха от пыли;
- электрический (или водяной) калорифер для нагрева воздуха в зимний период времени;
- вентилятор;
- систему автоматики с пунктом управления.

Все перечисленные элементы смонтированы в едином металлическом звукоизолированном корпусе.

Такая компактная конструкция приточной установки позволяет монтировать ее в зоне подвесного потолка в обслуживаемом помещении.

В данном примере рассмотрен вариант монтажа приточной установки на техническом этаже. Обработанный воздух по сети воздуховодов поступает в обслуживаемое помещение через потолочные плафоны с регулятором расхода воздуха.

Система вытяжной вентиляции решена с использованием крышного вентилятора.

Аналогичные системы вентиляции смогут использоваться и в офисных помещениях при наличии подвесных потолков.

СКВ на базе сплит-системы с приточной вентиляцией (Рис. IX.3).

На рис. IX.3. показан пример кондиционирования магазина с использованием сплит-системы с приточной вентиляцией. Наружный (компрессорно-конденсаторный) блок устанавливается на улице на стене здания (или в техническом помещении в случае комплектации наружного блока центробежным вентилятором). Внутренний блок (включающий в свой состав: фильтр, вентилятор, фреоновый охладитель, электронную панель управления, воздухонагреватель) монтируется в помещении за подвесным потолком.



Рис. IX.3.

Свежий воздух забирается с улицы и через термоизолированный воздуховод подается в смесительную камеру, где он смешивается с воздухом, забираемым из помещения. Затем воздушная смесь фильтруется и обрабатывается во внутреннем блоке в зависимости от заданного режима (охлаждение или нагрев). Далее обработанный воздух поступает в обслуживаемые помещения по системе воздуховодов через воздухораспределительные решетки. При этом никак не нарушается дизайн интерьера, т.к. все оборудование монтируется за подвесным потолком. В интерьере остаются лишь изящные декоративные решетки для подачи воздуха. Между собой внутренний и наружный блоки соединяются фреоновым трубопроводом в изоляции.

Сплит-система с приточной вентиляцией, оснащенная электронной системой управления поддерживает нужные параметры микроклимата в любое время года. Летом воздуховод охлаждается, и в помещении поддерживается заданная температура. Осенью и весной кондиционер переключается в режим “теплового насоса” и эффективно подогревает воздуховод без включения колорифера. Если температура наружного воздуха опускается ниже 0°C, включается дополнительный колорифер. Электронный модуль управления колорифера позволяет плавно регулировать его мощность в зависимости от температуры наружного воздуха, что обеспечивает минимальное потребление электроэнергии.

Для создания воздушного баланса в помещениях магазина предусмотрена вытяжная вентиляция с применением канального вентилятора.

**СКВ на базе «чиллера-фанкойлов», совмещенная с центральным отоплением,
и система естественной вентиляции административного здания (рис. IX.4.)**

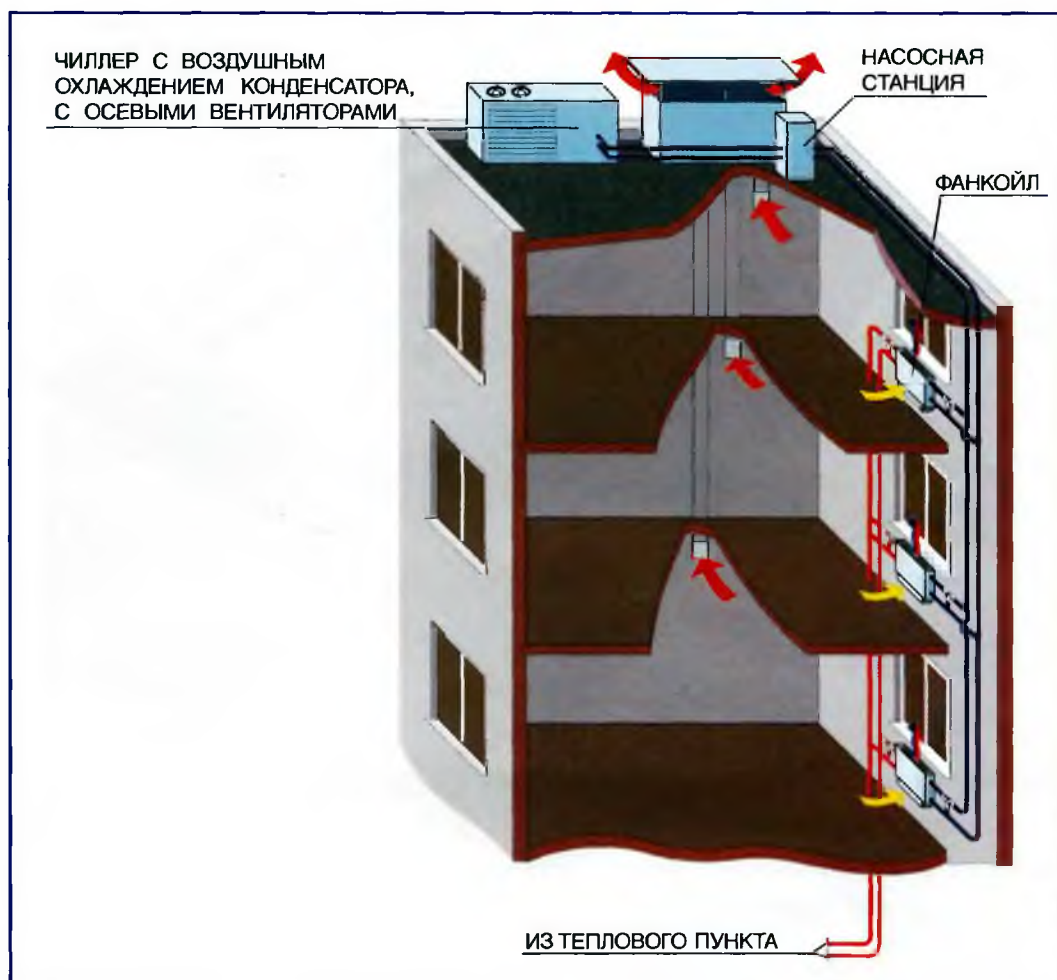


Рис. IX.4.

установка предполагает круглогодичное использование фанкойла. В период охлаждения в основной теплообменник поступает холодная вода от чиллера, в межсезонье теплая вода также поступает от чиллера, работающего в режиме теплового насоса; в отопительный (зимний) сезон через дополнительный теплообменник циркулирует горячая вода (с температурой теплоносителя 70–95 °С) от системы центрального отопления.

Воздухообмен осуществляется за счет естественной вытяжной вентиляции. Чиллер снабжает хладоносителем фанкойлы многоэтажного здания. Горячая вода поступает в систему из городской теплосети через индивидуальный тепловой пункт в подвале.

Воздухоохлаждаемый чиллер с осевыми вентиляторами установлен на крыше. Такой вариант установки является наиболее дешевым, поскольку не требуется места в здании или во дворе. При этом выбрана установка с малошумными осевыми вентиляторами, чтобы их шум не проникал в обслуживаемое и рядом стоящие здания. Насосная станция, обеспечивающая циркуляцию хладоносителя в системе «чиллер-фанкойлы», также установлена на крыше.

Представленная система кондиционирования широко применяется, как правило, при строительстве или реконструкции здания целиком или хотя бы отдельного этажа в гостиницах, офисах, медицинских учреждениях и школах.

В данной системе кондиционирования источником холодо-снабжения является чиллер, установленный на крыше.

Местные неавтономные кондиционеры-фанкойлы напольной установки обеспечивают оптимальные температурные условия в помещениях административного здания.

Фанкойлы включают в себя 2 теплообменника и подключены по четырехтрубной схеме, что позволяет использовать их в зимнее время как приборы центрального отопления.

Четырехтрубная

СКВ на базе «чиллера-фанкойлов» и система приточно-вытяжной принудительной вентиляции офисных помещений (рис. IX.5.)

На рис. IX.5. показан пример комплексной системы кондиционирования для достаточно распространенного — офисного типа общественных зданий.

Основное оборудование расположено на техническом этаже.

Для приготовления холодной воды, поступающей в воздухоохладители центрального кондиционера и фанкойлы, используется чиллер. Воздушное охлаждение конденсатора этой моноблочной холодильной машины осуществляется радиальным вентилятором.

Воздух для охлаждения конденсатора подается и отводится по воздуховодам,

проходящим через кровлю здания. В чиллере встроена гидравлическая группа, перекачивающая хладоноситель, в качестве которого используется вода. В чиллере предусмотрено переключение на режим теплового насоса, и поэтому в холодные дни, когда система отопления еще не работает, в воздухоохладитель центрального кондиционера и теплообменники фанкойлов подается вода с температурой около 50 °С для обогрева приточного воздуха, поступающего в дальнейшем в помещения.

Фанкойлы, аналогичные внутреннему блоку сплит-системы, работают на рециркуляции воздуха в помещении и осуществляют индивидуальное регулирование теплового режима в каждом помещении.

Центральный кондиционер забирает воздух с улицы через жалюзийную решетку, установленную на фасаде технического этажа.

В состав центрального кондиционера, кроме двух ступеней воздушного фильтра (ячеякового EU 3 и карманного EU 6), входят воздухонагреватель, воздухоохладитель и вентиляторная секция, после которой установлены шумоглушители. Для холодного периода года в конди-

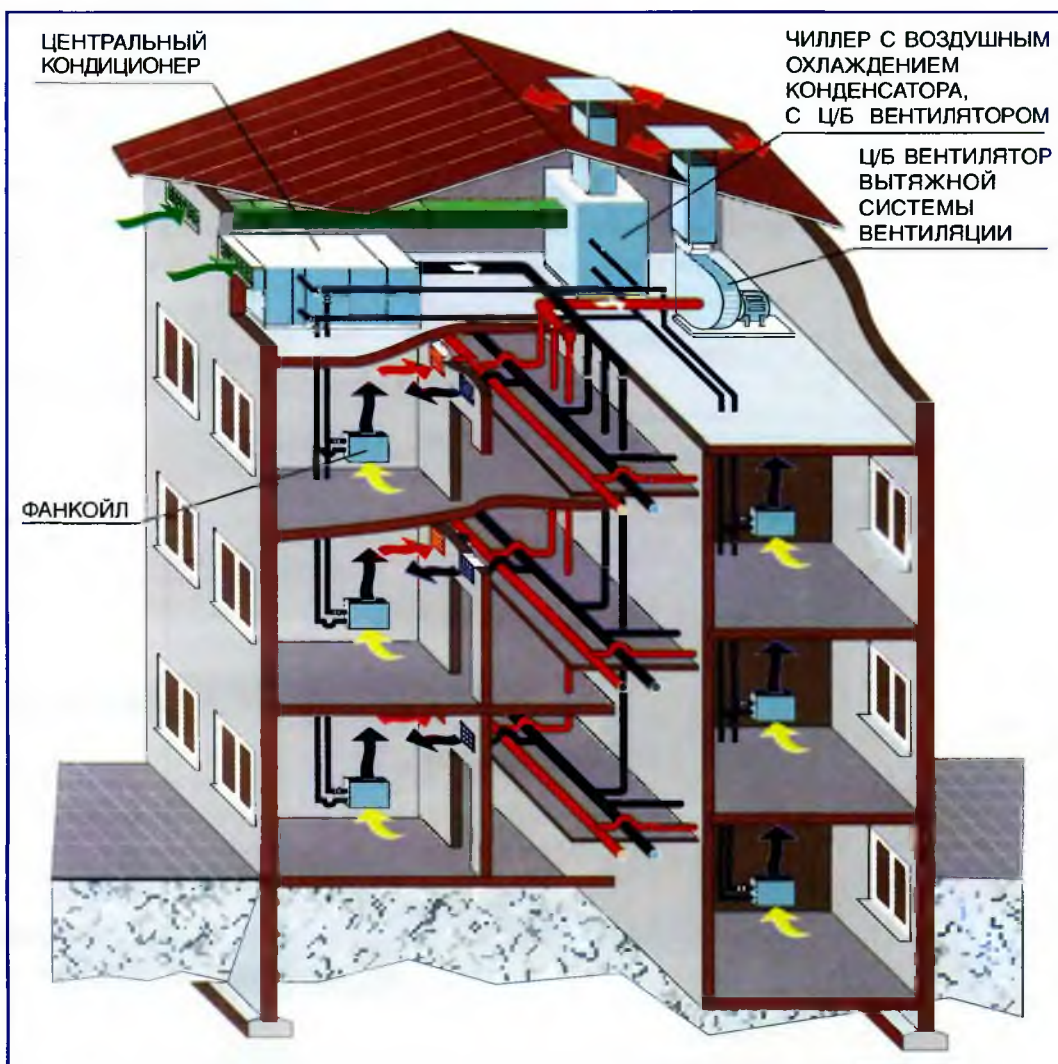


Рис. IX.5.

кондиционере предусмотрен поверхностный увлажнитель воздуха. Такой воздухоувлажнитель способен обеспечить требуемую влажность в помещениях в широком диапазоне. Кроме того, в сравнении с оросительной камерой, он компактнее и разбрызгиватели не требуют поддержания избыточного давления, как форсунки в оросительной камере. В теплый период года влажность подаваемого воздуха снижается за счет выпадения конденсата на теплообменной поверхности фанкойлов.

Приточный воздух от центрального кондиционера по сети воздуховодов самостоятельными каналами подается в помещения на каждый этаж через приточные решетки. Вытяжной воздух удаляется с каждого этажа по сети воздуховодов через решетки в стенах и затем вытяжным радиальным вентилятором выбрасывается в атмосферу.

На рисунке не показаны перегородки между приточной и вытяжной вентиляционными камерами и чиллером.

СКВ на базе «чиллера-фанкойлов» и система приточно-вытяжной принудительной вентиляции здания гостиницы (рис. IX.6.)

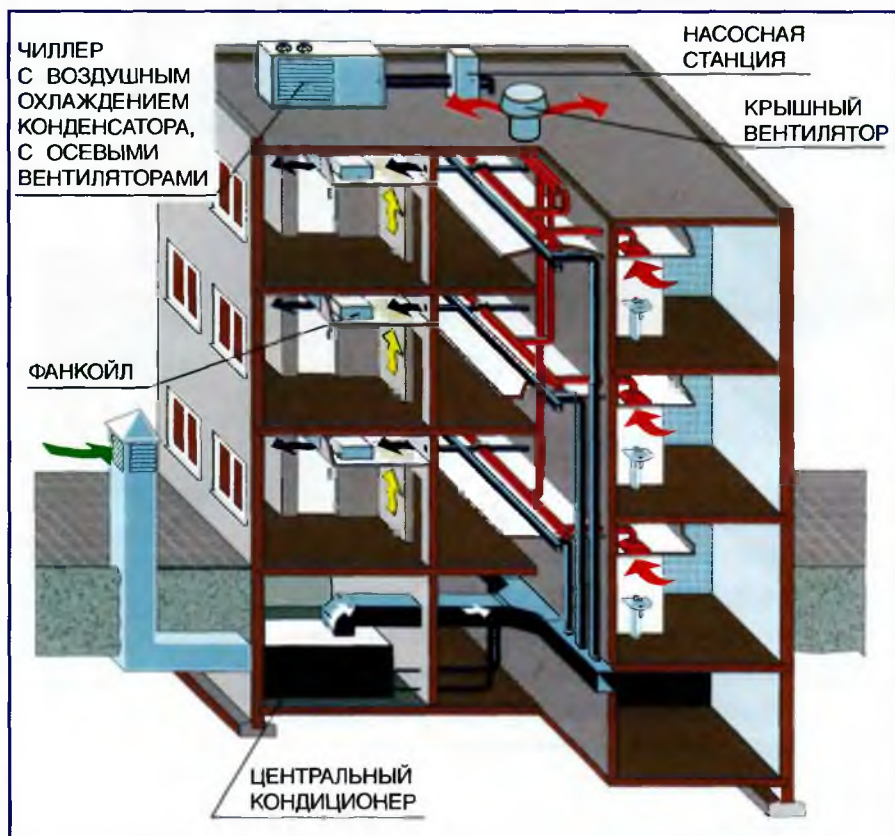


Рис. IX.6.

На рис. IX.6. рассмотрен вариант установки центрального кондиционера в подвале, а чиллера и насосной станции — на кровле здания. В данной системе используются фанкойлы скрытой установки в фальш-потолке.

Наружный воздух поступает в кондиционер через воздухозаборную шахту на высоте 2-х метров от уровня земли.

Охлажденный (летом) или нагретый (зимой) в кондиционере воздух по системе воздуховодов подается к каждому фанкойлу. С помощью фанкойлов обеспечивается индивидуальное поддержание заданной температуры в каждом помещении. В свою очередь теплообменник центрального кондиционера снабжается охлажденной водой (или этиленгликолем) от чиллера.

Циркуляцию воды в системе «чиллер-фанкойлы — теплообменник центрального кондиционера» обеспечивает насосная станция, также, как и чиллер, установленная на кровле здания, и регулирует индивидуальный тепловой режим в каждом помещении.

Фанкойлы в данном случае работают на смеси наружного и рециркуляционного воздуха.

Удаление воздуха из санузлов и умывальных комнат осуществляется по сети воздуховодов централизованно крышным вентилятором, установленным на кровле здания.

СКВ зала кинотеатра на базе центрального приточно-рециркуляционного кондиционера (рис. IX.7.)

Общественное здание «зального типа» оборудовано центральной системой кондиционирования воздуха на базе центрального кондиционера и чиллера. Соотношение расходов рециркуляционного и приточного воздуха — переменное и зависит от периода года (зима–лето).

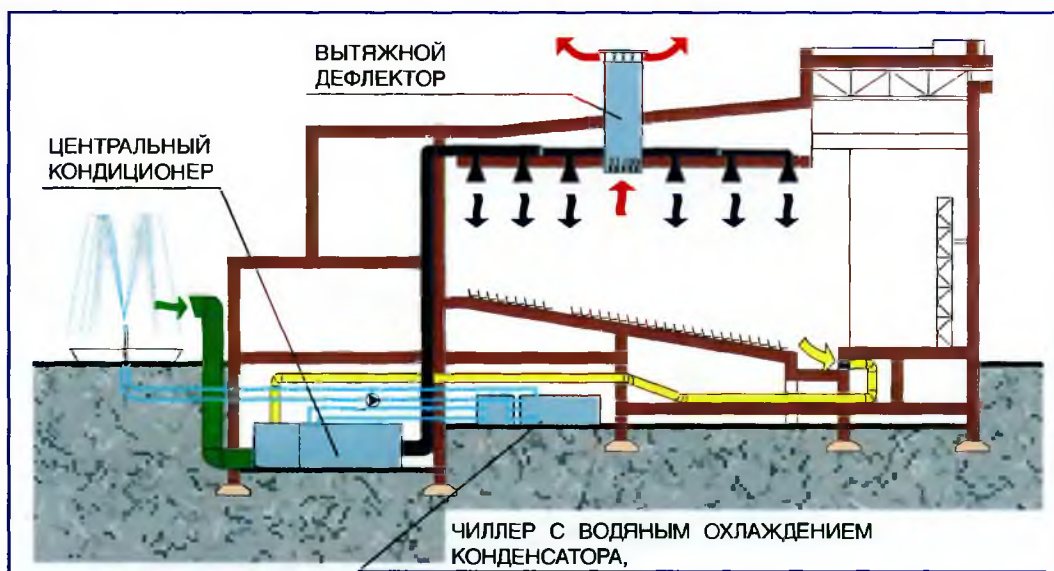


Рис. IX.7.

Приточно-рециркуляционный кондиционер, вентиляционное оборудование и чиллер для подготовки хладоносителя установлены в подвале и отделены от зала строительными конструкциями. С помощью насосной группы, встроенной в чиллер, хладоноситель подается к воздухоохладителям.

В качестве открытой градирни в системе обратного водоснабжения для охлаждения конденсаторов чиллера используется фонтан.

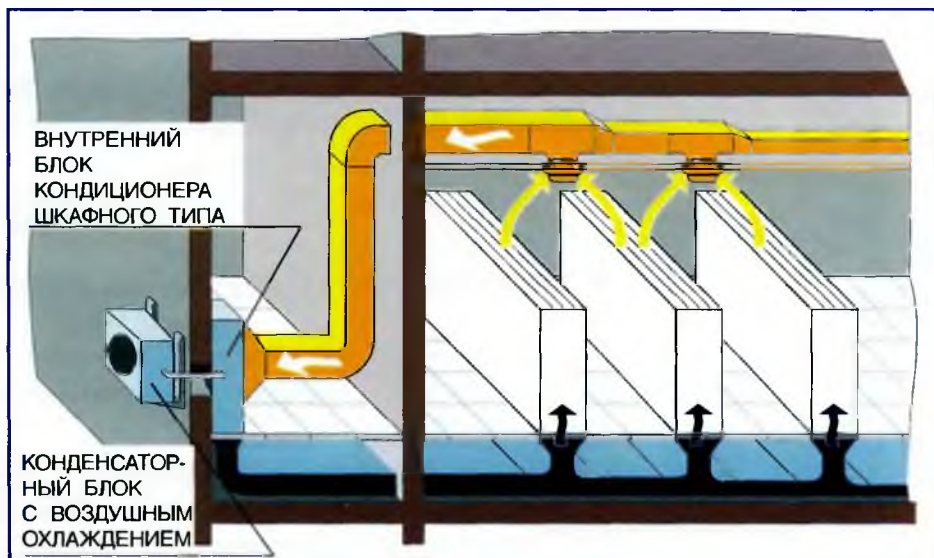
Приток воздуха в зал осуществляется центральным кондиционером через потолочные воздухораспределители. Вытяжка из зала естественная, через шахту, установленную на крыше.

СКВ технологического помещения на базе прецизионного шкафового кондиционера (рис. IX.8.)

Рис. IX.8.

В обслуживаемом помещении установлено технологическое оборудование со значительными выделениями тепла. Для точного поддержания заданной температуры и влажности внутреннего воздуха используется шкафной автономный кондиционер.

Применена система естественной вентиляции. При необходимости может обеспечиваться подмес свежего воздуха в кондиционере (в незначительных объемах).



Внутренний блок кондиционера установлен в соседнем техническом помещении (может быть установлен непосредственно в обслуживаемом помещении).

Конструкция фальш-пола в помещении позволила проложить сеть воздуховодов в полу и осуществить раздачу обработанного в кондиционере воздуха непосредственно под стойки технологического оборудования. Рециркуляционный воздух забирается из верхней зоны помещения и так же по сети воздуховодов поступает на обработку во внутренний блок кондиционера.

Конденсаторный блок воздушного охлаждения расположен на стене с наружной стороны здания.

СКВ выставочного зала на базе центрального кондиционера с утилизацией тепла вытяжного воздуха в перекрестноточном теплообменнике (рис. IX.9.)

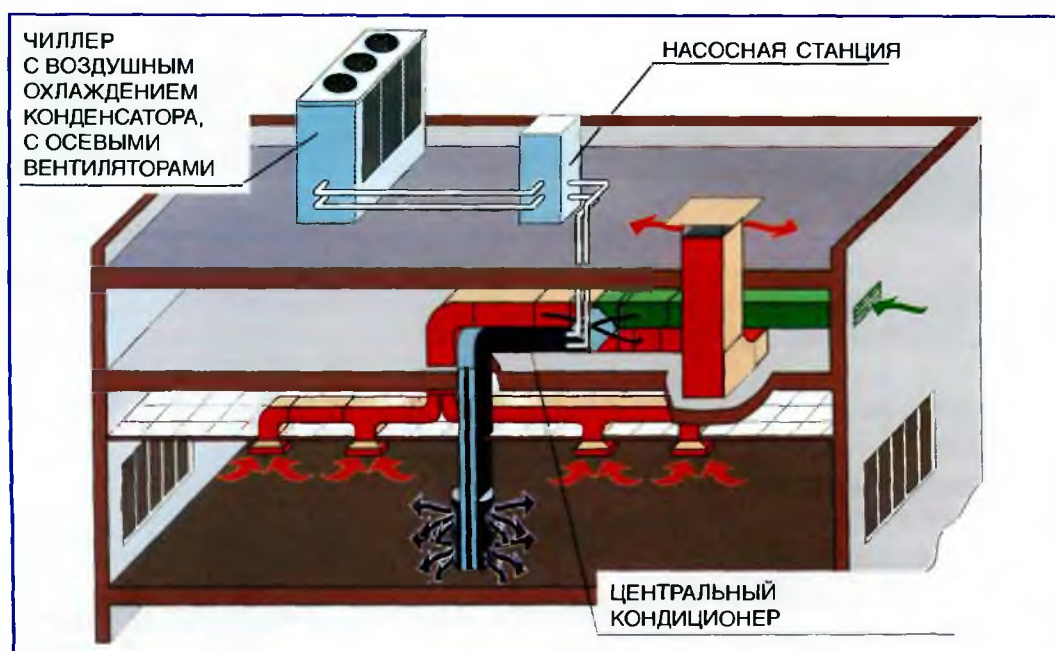


Рис. IX.9.

Оптимальные параметры в выставочном зале поддерживаются с помощью центрального кондиционера.

Центральный кондиционер включает в свой состав дополнительную секцию вытяжного вентилятора, а также систему утилизации тепла вытяжного воздуха в перекрестноточном теплообменнике. При этом

секции самого кондиционера и вытяжной вентиляции размещаются в два яруса. Источником холодоснабжения центрального кондиционера служит чиллер, установленный на кровле.

Насосная станция, также установленная на кровле здания, перекачивает хладагент по системе чиллер-теплообменник кондиционера. Воздух поступает в выставочный зал через напольные воздухораспределители и удаляется через потолочные плафоны по системе воздуховодов с помощью вытяжной вентиляционной установки. Удаляемый из помещения воздух отдает свое тепло приточному воздуху в перекрестноточном теплообменнике.

СКВ операционной на базе приточно-вытяжного автономного кондиционера (рис. IX.10.)

Для кондиционирования операционной использован моноблочный приточно-вытяжной автономный кондиционер. В конструкции кондиционера использована двухъярусная компоновка.

Кондиционер с фреоновым воздухоохладителем расположен в нижнем ярусе. Наружный воздух поступает в кондиционер, охлаждается или нагревается в нем, в зависимости от температуры наружного воздуха, проходит две ступени очистки и по системе воздуховодов

поступает в помещение операционной. Раздача воздуха осуществляется в верхнюю зону через специальные решетки, оснащенные специальными фильтрами тонкой очистки. Вытяжные решетки в помещениях установлены в верхней и нижней зонах операционной для удаления из нее легких и тяжелых наркотических газов. По сети воздуховодов вытяжной воздух поступает в секции кондиционера, расположенные во втором ярусе. Холодильная машина кондиционера имеет воздухоохлаждаемый конденсатор. Для охлаждения конденсатора используется воздух вытяжной системы с дополнительным подмесом наружного воздуха. Удаление вытяжного воздуха осуществляется в атмосферу через специальную шахту на кровле здания.

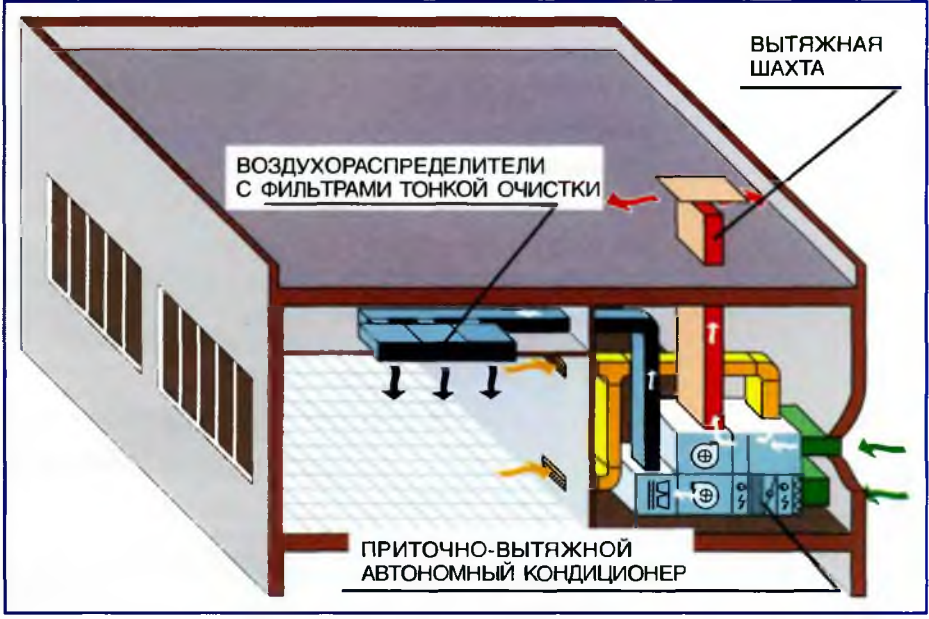


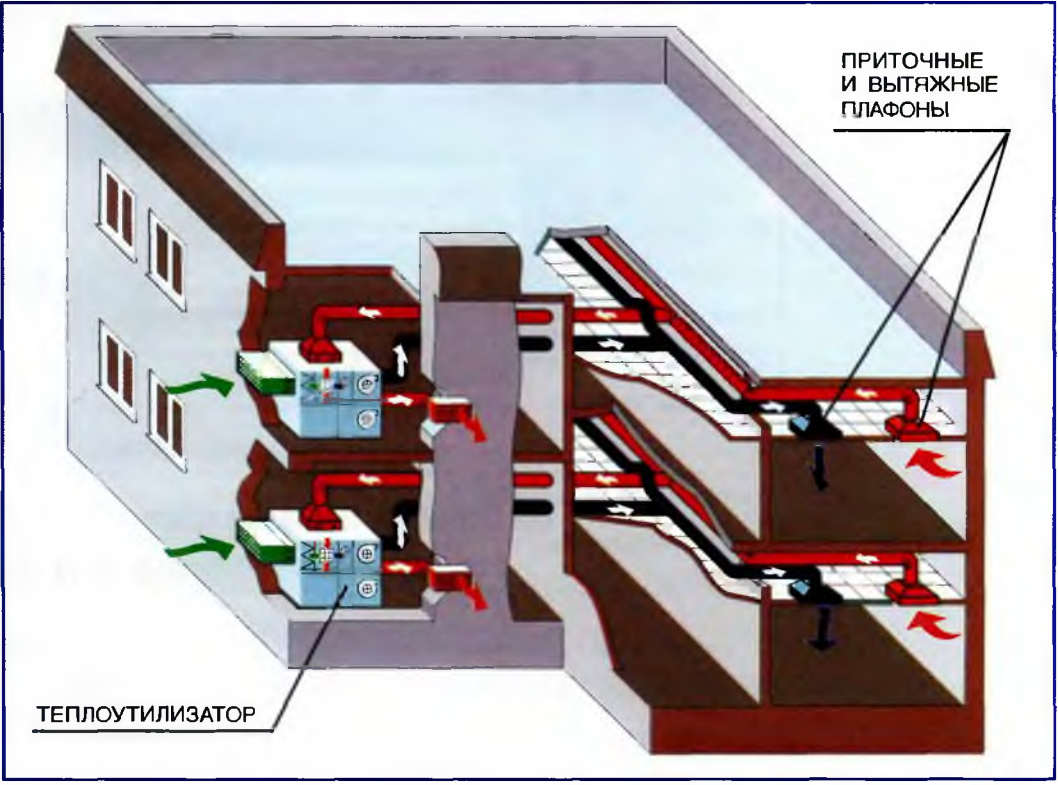
Рис. IX.10.

Система вентиляции административного здания на базе поэтажных приточно-вытяжных вентиляционных установок с утилизацией тепла вытяжного воздуха (рис. IX.11.)

Рис. IX.11.

Система приточно-вытяжной вентиляции двухэтажного административного здания включает приточно-вытяжные агрегаты, установленные на каждом этаже.

В своем составе вентиляционные агрегаты (установки) содержат воздухо-воздушный теплообменник (теплоутилизатор), в котором в холодный период года тепло от вытяжного воздуха передается приточному воздуху. Кроме теплоути-



затра, приточного и вытяжного вентиляторов, в вентиляционных агрегатах установлены воздушные фильтры для очистки от пыли обоих потоков воздуха на входе в установку и водяной воздухонагреватель для дополнительного подогрева приточного воздуха. В агрегатах есть также приемный и рециркуляционный воздушные клапаны для регулирования расходов воздуха в каждом потоке.

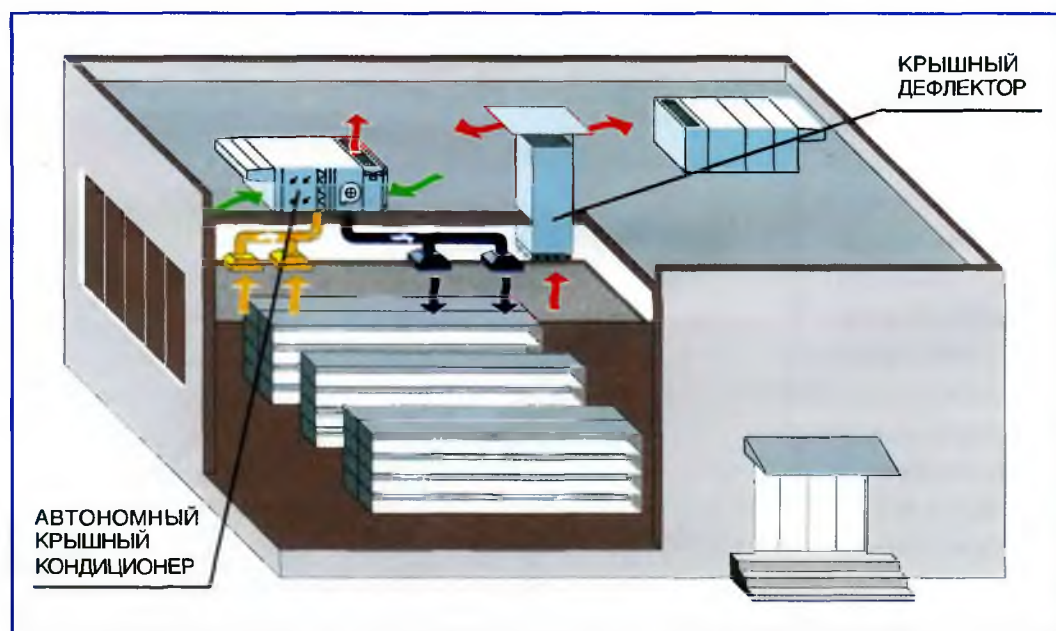
Воздухозабор осуществляется с фасада здания, обращенного в сторону зеленой зоны, вытяжной воздух выбрасывается на другой, глухой (не имеющий окон) фасад.

Для раздачи приточного воздуха в помещении и удаления вытяжного воздуха используются приточные и вытяжные плафоны.

СКВ на базе крышных кондиционеров и система естественной вытяжной вентиляции торгового зала (рис. IX.12.)

Автономный крышный кондиционер установлен на кровле одноэтажного здания магазина. Кондиционер работает на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Необходимое количество наружного воздуха поступает в смесительную камеру, где перемешивается с воздухом, забираемым из помещения. Общее количество воздуха проходит через фреоновый воздухоохладитель и поступает в помещение через систему воздуховодов и воздухораспределителей. Удаление вытяжного воздуха осуществляется системой естественной вытяжной вентиляции через крышный дефлектор.

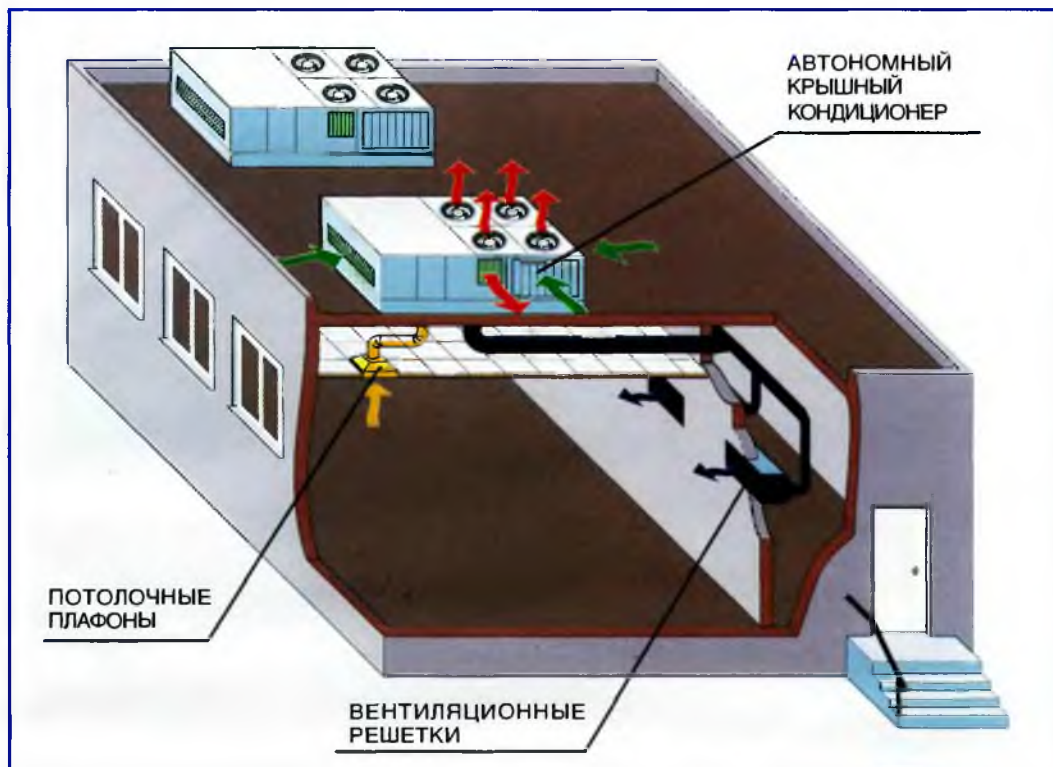
Рис. IX.12.



СКВ спортивного зала на базе крышных кондиционеров с секцией вытяжного вентилятора (рис. IX.13.)

Автономные крышные кондиционеры установлены на кровле одноэтажного здания и работают на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Кондиционеры укомплектованы дополнительным центробежным вентилятором для подключения вытяжной вентиляции.

Рис. IX.13.

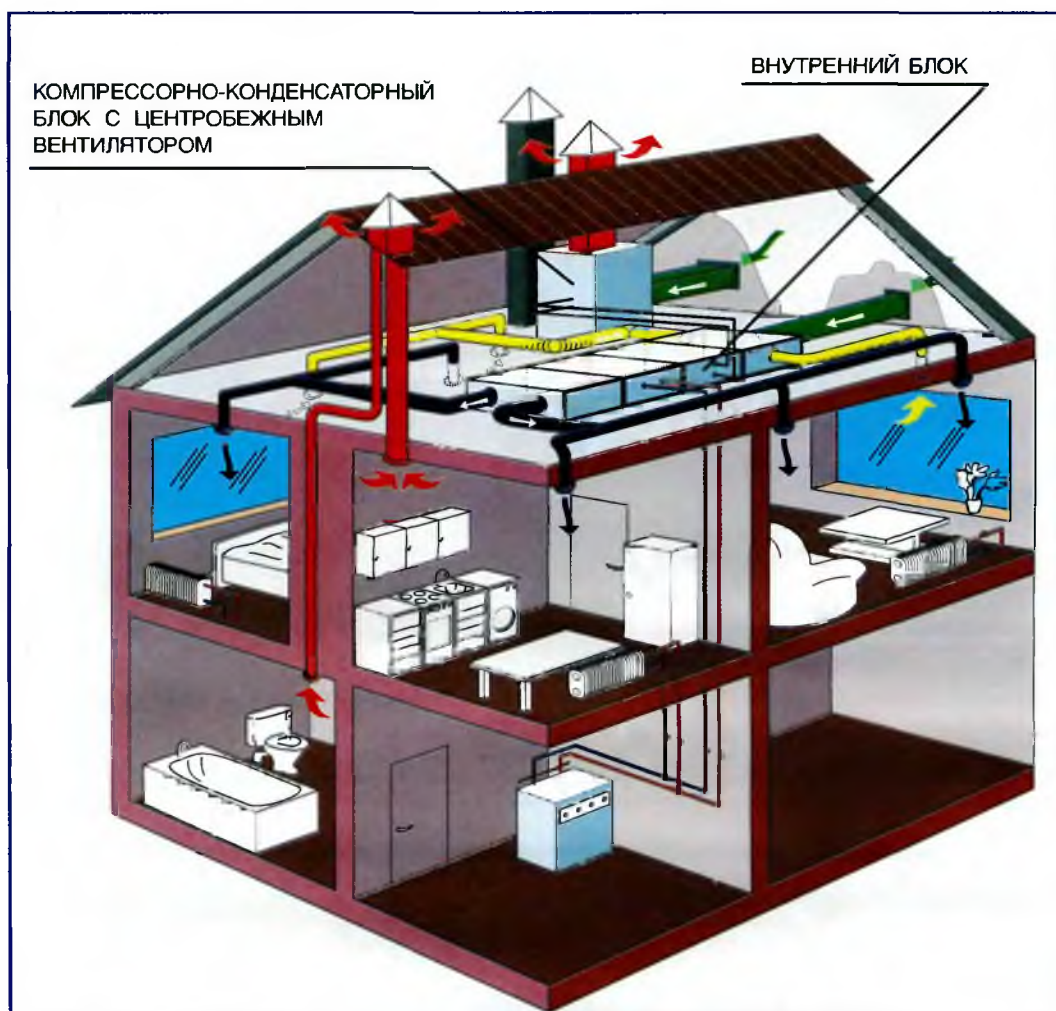


Такая конструкция кондиционеров позволяет одновременно решить задачу вентиляции и кондиционирования воздуха спортивного зала. Подача кондиционированного воздуха осуществляется через настенные вентиляционные решетки; удаление вытяжного воздуха — через потолочные плафоны.

СКВ на базе кондиционера «сплит-системы с приточной вентиляцией» и система естественной вытяжной вентиляции коттеджа (рис. IX.14.)

Кондиционер сплит-системы с приточной вентиляцией состоит из внутреннего (испарительного) и наружного (компрессорно-конденсаторного) блоков. В данном примере использован компрессорно-конденсаторный блок с центробежным вентилятором. Он размещен на техническом этаже. Для его охлаждения воздух забирается с улицы. Внутренний блок установлен на техническом этаже и работает на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Охлаждение воздуха летом осуществляется с помощью фреонового воздухоохладителя, а подогрев воздуха зимой — с помощью водяного (или электрического) калорифера. В данном случае используется водяной калорифер, работающий в период отопления от газового котла. Забор наружного воздуха в кондиционер и раздача его по помещениям осуществляются по сети воздуховодов. Воздух для охлаждения конденсатора подается центробежным вентилятором по системе воздуховодов. Для компенсации приточного воздуха из помещений санузлов и кухни предусмотрена вытяжная вентиляция.

Рис. IX.14.



СКВ на базе «чиллера-фанкойлов» и приточно-вытяжная установка с утилизацией тепла вытяжного воздуха коттеджа (рис. IX.15.)

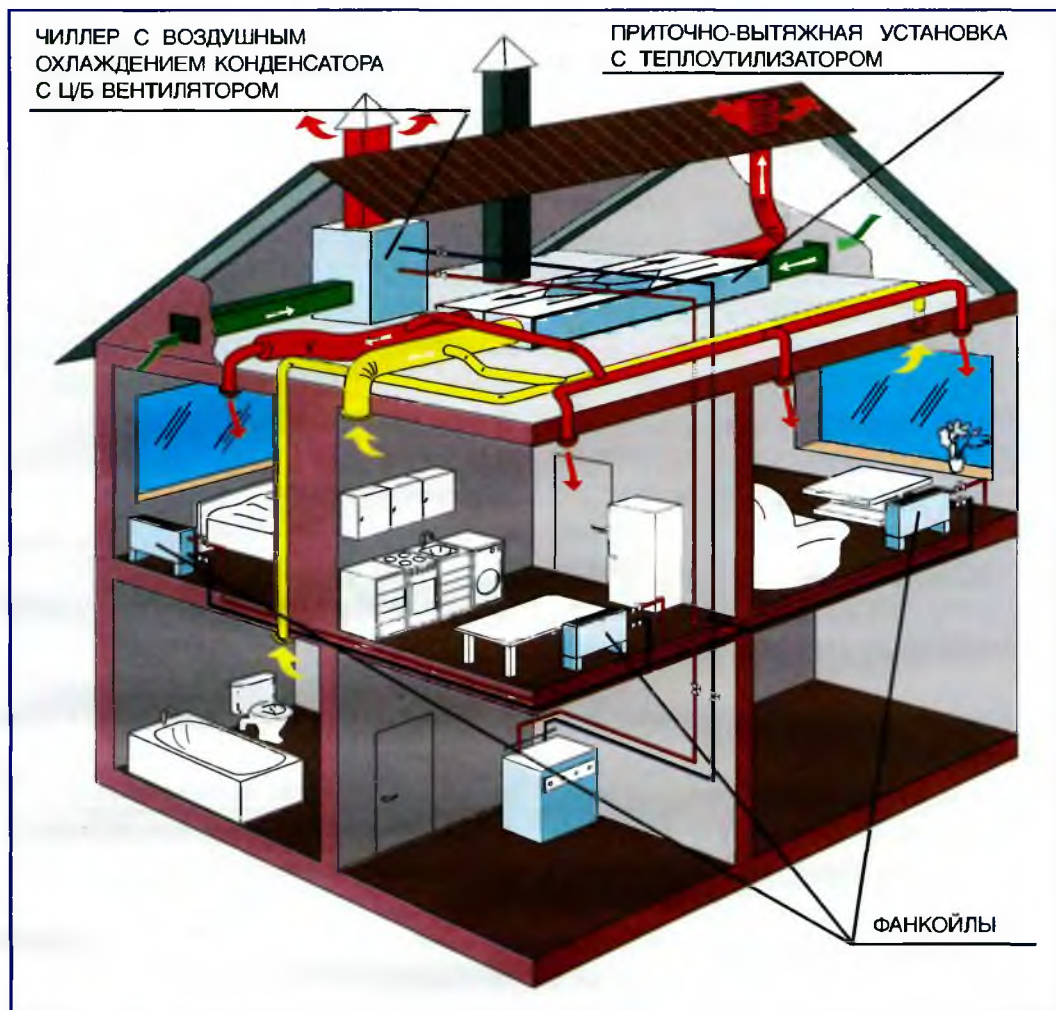
Оборудование систем кондиционирования и вентиляции расположено на техническом этаже.

В системе кондиционирования используется чиллер с воздушным охлаждением конденсатора. Охлаждающий воздух подается в конденсатор центробежным вентилятором по системе воздуховодов.

В жилых помещениях расположены вентиляторные доводчики (фанкойлы) напольного типа вертикального исполнения. Они осуществляют индивидуальную регулировку температуры в каждом помещении. Система обвязки фанкойлов двухтрубная, но в зимний (отопительный) период времени предусмотрено их переключение от чиллера на индивидуальный газовый котел, установленный в отдельном помещении. Зимой фанкойлы работают как радиаторы отопления.

Приточная и вытяжная вентиляция коттеджа обеспечивается приточно-вытяжной установкой.

Рис. IX.15.



Для теплоутилизации вытяжного воздуха в установке используется воздухо-воздушный рекуператор. Установка также расположена на техническом этаже, а обработанный воздух поступает и забирается из помещения по системе воздуховодов.

9.2

ПРИМЕРЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 9.2.1 Разработка системы кондиционирования офисного помещения на базе кондиционеров сплит-систем

Исходные данные:

Подбор кондиционеров сплит-систем рассмотрим на примере офисного помещения площадью $S = 20 \text{ м}^2$, высотой $h = 3 \text{ м}$, в котором находятся 2 компьютера и постоянно работают 3 человека.

В помещении есть возможность естественного проветривания, поэтому нет необходимости проектировать приточно-вытяжную вентиляцию, а целесообразно установить кондиционер сплит-системы, работающий на рециркуляционном воздухе.

Компрессорно-конденсаторный блок такого кондиционера устанавливается за пределами помещения на улице, а в помещении устанавливается внутренний блок сплит-системы. Между собой внутренний и наружный блоки связаны фреоновыми трубопроводами в изоляции (подробное описание кондиционеров сплит-системы см. в разделе 3.2).

Для выбора кондиционера по холодопроизводительности необходимо рассчитать теплоизбытки в помещении, в которые входит тепло от людей, оргтехники, освещения и т.д.

Теплопоступления для рассматриваемого помещения рассчитываем по экспресс-методике, приведенной в разделе 6.3.1:

$$Q_1 = S \cdot h \cdot q = 20 \cdot 3 \cdot 35 = 2100 \text{ Вт}$$

$$Q_2 = 300 \cdot 2 = 600 \text{ Вт}$$

$$Q_3 = 100 \cdot 3 = 300 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{общ}} = 2100 + 600 + 300 = 3000 \text{ Вт}$$

Модель кондиционера сплит-системы выбираем из типового ряда по ближайшему (с учетом запаса) значению холодопроизводительности.

Для обеспечения круглогодичной работы кондиционера остановим свой выбор на оборудовании фирмы *DELONGHI*, т.к. кон-

диционеры этой фирмы эффективно работают в режиме «теплового насоса» в холодное время года. Ряд технических решений, реализованных в конструкции кондиционеров *DELONGHI*, обеспечивает работу при низких температурах наружного воздуха (до $t_n = -20 \text{ °C}$).

Технические решения, реализованные в данных моделях, включают:

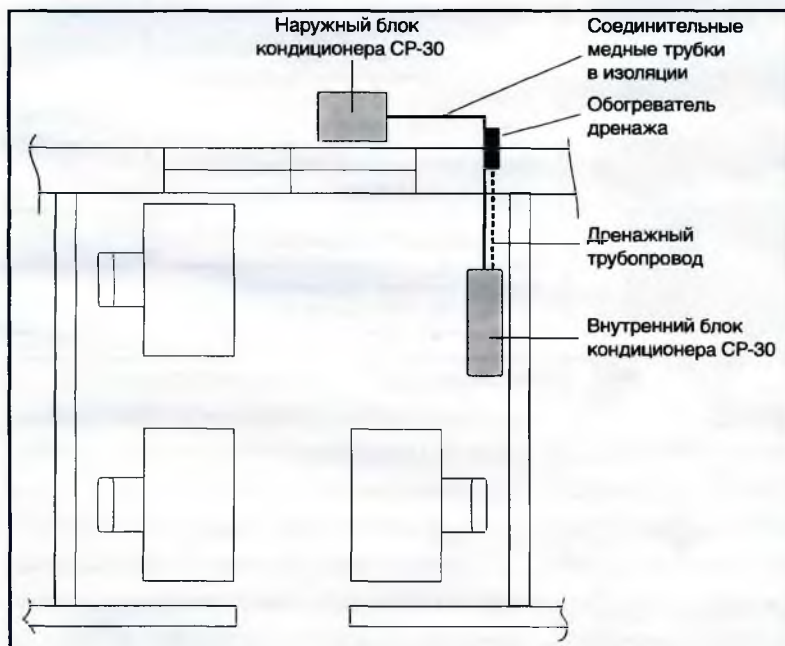
- 1) Микропроцессор и все системы контроля и управления расположены во внутреннем блоке. За счет этого существенно повышается надежность работы автоматики, т.к. все элементы находятся в зоне положительных температур.
- 2) Автоматическое снижение скорости вращения вентилятора внешнего блока позволяет сохранить характеристики работы конденсатора при низких температурах.
- 3) Система управления не допускает образования льда на внешнем блоке. Микропроцессор включает режим разморозки в момент возможного образования инея (у других кондиционеров режим разморозки включается после появления ледяного налота, и большая часть электроэнергии тратится на растопку льда).
- 4) Подогрев картера компрессора во внешнем блоке обеспечивает пуск и безопасную работу зимой.
- 5) Внешний блок кондиционера изготовлен из морозостойчивых материалов.

В рассматриваемом нами офисном помещении нет фальш-потолка, поэтому нет возможности установить сплит-систему скрытой установки. Мы остановимся на модели CP-30 настенного типа, т.к. по холодопроизводительности $N_x = 3,5 \text{ кВт}$ — это ближайшее (с учетом запаса) значение к рассчитанным теплоизбыткам помещения.

Модели «СР» отличаются изящным дизайном и идеально подходят к интерьеру современного офиса.

Комфортные условия в помещении в большой степени зависят от правильного распределения воздушного потока. Если выходящий из кондиционера поток холодного воздуха направлен вниз и попадает на человека, это неблагоприятно сказывается на его здоровье. Кондиционер СР-30 имеет специальную конструкцию воздухоподающего устройства. На выходе воздуха из внутреннего блока кондиционера установлены подающие шторки, конструкция которых позволяет направить поток воздуха горизонтально, что способствует равномерному распространению охлажденного воздуха по всему помещению.

Внутренний блок кондиционера устанавливаем на стене на высоте $h = 2,5$ м, т.е. выше рабочей зоны помещения.



Наружный блок устанавливается на улице, на стене здания под окном (для удобства монтажа и обслуживания кондиционера).

Между внутренним и наружным блоками прокладываются фреоновые трубопроводы и электрический соединительный кабель. От внутреннего блока трубки вместе с кабе-

лем опускаются вниз по стене до отметки установки наружного блока. Для прохождения трассы через наружную стену в ней сверлится отверстие $\varnothing 60$ мм, и через него трубопровод выводится на улицу для подключения к наружному блоку. Затем отверстие герметизируется. Если монтаж кондиционера ведется в уже отремонтированном помещении, то трубопроводы и кабель закрываются декоративными коробами. Если же монтаж кондиционера ведется до ремонта помещения, то есть возможность все коммуникации спрятать в стене. Для этого делается штроба 100×60 мм, в которой прокладываются все трубки и кабель, и после окончания монтажа кондиционера штроба заштукатуривается.

При работе кондиционера в режиме охлаждения во внутреннем блоке образуется конденсат, поэтому необходимо предусмотреть отвод конденсата (дренажа) от внутреннего блока. Дренаж можно подключить к си-

стеме существующей канализации, если она находится где-нибудь поблизости. При этом дренажную трассу необходимо проложить с постоянным уклоном (10 мм на 1 м длины), а если это выполнить невозможно, необходимо установить на дренажной линии специальный дренажный насос, который обеспечит необходимый напор в системе

Рис. IX.14.

отвода конденсата.

В нашем примере (Рис. IX.14) рассматриваемое помещение находится слишком далеко от системы канализации, и нет возможности проложить дренажную трассу с постоянным уклоном, поэтому дренажная трубка выводится на улицу. Дренаж прокла-

дывается вместе с фреоновым трубопроводом и закрывается одним декоративным ко-робом. Через отверстие в стене вместе с фре-оновым трубопроводом дренажная трубка выводится на улицу. Мы остановили свой выбор на модели CP-30, которая может ра-ботать при отрицательных температурах, поэтому не исключена возможность вклю-чения его в режим охлаждения, когда на ули-це температура воздуха будет ниже 0 °С. Для предотвращения замерзания конденсата и образования ледяной пробки на выходе дре-нажной трубки из стены устанавливает-ся специальный обо-греватель дренажа. Конструкция этого устройства основана на работе саморегу-лирующегося нагре-вательного кабеля.

Для подключе-ния кондиционера сплит-системы к од-нофазной электросе-ти (220 В, 50 Гц) не-о б х о д и м о установить для него в распределительном щите персональный

автоматический выключатель и проложить трехжильный кабель до места установки кондиционера.

Для модели CP-30, потребляемая мощ-ность которой 1,2 кВт, устанавливается однофазный автоматический выключатель на 10 А. Величина тока отсечки выключателя должна составлять не менее 7-ми значений номинальных токов.

Перечень используемого в данном проек-те оборудования представлен в *табл. IX.15*.

Таблица IX.15
ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗУЕМОГО ОБОРУДОВАНИЯ

№ п п	Модель	Наименование оборудования	Количество
1	CP-30	Кондиционеры сплит-системы, N _{холод} = 3,5 кВт, N _{тепл} = 3,5 кВт (DELONGHI)	1
2	AP-24	Соединительные медные трубки в изоляции (1/4"-1/2")	6 м
3	D-1	Дренажный трубопровод (гофрированный)	6 м
4	ACF-023	Монтажное устройство для наружного блока	1
5	K-4	Межблочный эл. кабель 5 x 1,5 мм ²	7 м
6	K-3	Кабель электроподключения 3 x 1,5 мм ²	10 м
7		Обогреватель дренажа	1
8		Автоматический выключатель однофазный на 10 А	1

§ 9.2.2
Разработка
системы конди-
онирования офис-
ного помещения на
базе кондиционера
сплит-системы
с притоком
свежего воздуха

Исходные данные:

Банковские помещения общей площадью S = 62 м², высота помещений h=3,2 м, во всех помещениях имеется разборный подшивной потолок типа «Armstrong», зазор в подшив-ном потолке составляет 450 мм, помещение состоит из рабочего помещения S = 50 м² и коридора S = 12 м², количество сотрудников — 10 человек, количество орг-техники — 5 компьютеров и 1 ксерокс.

Руководствуясь требованиями СНиП 2.04.05-91* (Отопление, вентиляция и кондиционирование), в рабочее помещение необходимо подать санитарную норму свеже-

го воздуха: 60 м³/ч на человека. Исходя из ко-личества сотрудников (10 человек), определя-ем количество приточного воздуха:

$L_n = 60 \cdot 10 = 600 \text{ м}^3/\text{ч}.$

Расчет теплоизбытков в помещении ве-дем согласно методике, приведенной в раз-деле 6.3.1.

Рабочее помещение:

$Q_1 = 50 \cdot 3,2 \cdot 35 = 5600 \text{ Вт}$
 $Q_2 = 5 \cdot 300 + 300 = 1800 \text{ Вт}$
 $Q_3 = 10 \cdot 100 = 1000 \text{ Вт}.$

Коридор:

$Q_1 = 12 \cdot 3,2 \cdot 35 = 1344 \text{ Вт}$
 $Q_{\text{общ}} = 9744 \text{ Вт}.$

Для кондиционирования данного помещения выбираем сплит-систему с приточной вентиляцией фирмы CLIVET.

Этот тип кондиционера, аналогично обычной сплит-системе, состоит из двух блоков. Наружный (компрессорно-конденсаторный) блок с тепловым насосом типа MCAN (см. раздел 3.3) устанавливается на улице, вне пределов помещения. Внутренний блок типа CN предназначен для скрытой установки внутри помещения (в зоне подшивного потолка) и поэтому не требует отдельной площади пола или стен. Этот тип кондиционера отличается очень низким уровнем шума, что особенно важно при установке в офисах, банках и жилых помещениях. Конструкция внутреннего блока позволяет обеспечить частичный забор наружного воздуха, и кондиционер будет работать на смеси наружного и рециркуляционного воздуха.

Использование центробежных вентиляторов во внутренних блоках, создающих значительное статическое давление, позволяет использовать развитую сеть воздуховодов для подачи обработанного воздуха. Такая система обладает разнообразными возможностями: она может подавать воздух в различные зоны помещения; равномерно регулировать условия микроклимата, не создавая сквозняков или застойных зон, обеспечить низкий уровень шума и пр.

Пульт дистанционного управления со встроенным термостатом устанавливается в рабочем помещении, которое принимается в качестве «эталонного», и температура всей системы регулируется по температуре этого помещения.

Основная особенность этого типа оборудования в том, что его можно использовать круглогодично, так как внутренний блок комплектуется дополнительной секцией электроподогрева со встроенным блоком автоматики, работа которой согласуется с работой автоматики самого кондиционера, что обеспечивает круглогодичную работу всей системы на режимах охлаждения и обогрева в зависимости от температуры воздуха в

помещении и на улице.

По суммарной холодопроизводительности подбираем модель кондиционера (с учетом запаса):

модель MCAN + CN 31 с характеристиками:

Холодопроизводительность — 10,4 кВт

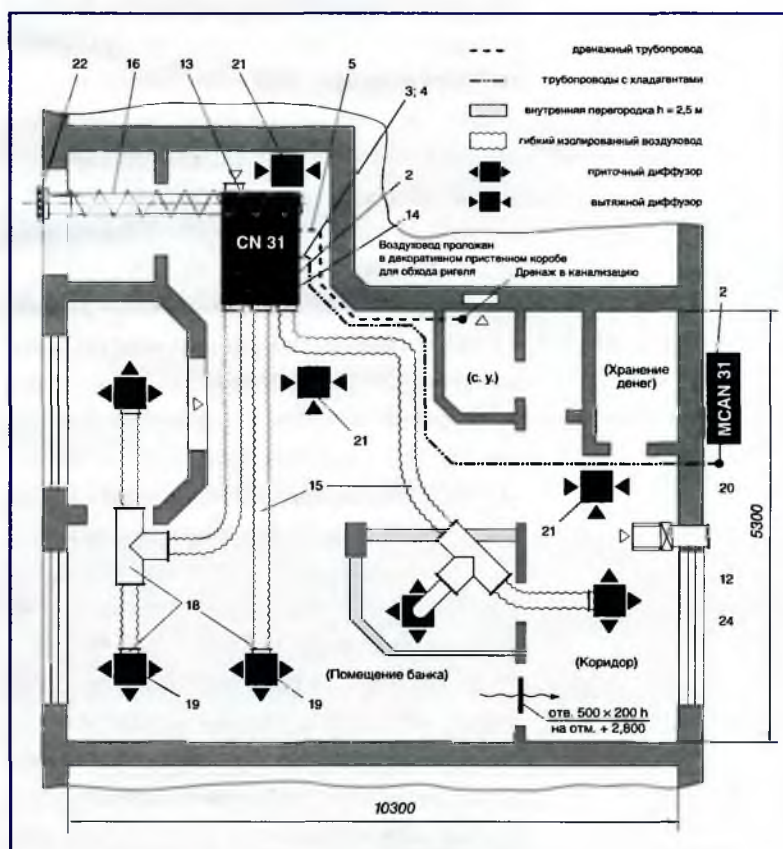
Теплопроизводительность — 9,7 кВт

Общее количество обрабатываемого воздуха $L = 1800 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Общее количество воздуха ($1800 \text{ м}^3/\text{ч}$) складывается из количества воздуха, забираемого с улицы, $L_{\text{н}} = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ (что соответствует необходимым санитарным нормам) и количества рециркуляционного воздуха, забираемого из помещения, $L_{\text{в}} = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Размещаем кондиционер в зоне подшивного потолка (поз.1, *рис. IX.16.*).

Рис. IX.16.
План помещения
на отметке 0.000



Раздача обработанного воздуха в помещении осуществляется по воздуховодам (поз. 15, *рис IX.16.*) через потолочные диффузоры (поз. 19, *рис IX.16.*). Количество воздуха распределяем по помещениям пропорционально выделяемому теплу.

Если общее количество холода, вырабатываемое кондиционером и составляющее 10,4 кВт, переносится воздухом в количестве 1800 м³/ч, соответственно в рабочую комнату мы подаем 1450 м³/ч, в коридор 350 м³/ч. Заносим эти данные в *табл. IX.18*.

Вытяжка осуществляется из коридора и рабочего помещения с помощью вытяжного вентилятора, размещенного в подшивном потолке (поз. 12, *рис. IX.16*). Выброс отработанного воздуха осуществляется на улицу через инерционную решетку (поз. 20, *рис. IX.16*), играющую роль обратного клапана. При работе вентилятора она открыта, при остановке — закрыта. Для уменьшения шума от вентилятора устанавливается трубчатый глушитель типа LDC (поз. 24, *рис. IX.16*). Количество вытяжного воздуха принимаем равным количеству приточного (наружного) — 600 м³/ч. Вентилятор забирает этот воздух из коридора через вытяжной потолочный диффузор (поз. 21, *рис. IX.16*) и частично из помещения банка через проем размером 500 мм · 200 мм в подшивном потолке (см. *рис. IX.16*).

Из рабочего помещения осуществляется забор рециркуляционного воздуха в количестве 1200 м³/ч (см. *табл. IX.18*) через два потолочных вытяжных диффузора (поз. 21, *рис. IX.16*). Далее этот воздух из подшивного потолка засасывается в смесительный короб (поз. 13, *рис. IX.16*) кондиционера.

В холодный период года для подогрева наружного воздуха с отрицательной температурой используется секция электроподогрева. Причем для экономии электроэнергии процесс подогрева воздуха осуществляется после смешения его с рециркуляционным воздухом, имеющим положительную температуру. Для определения температуры смеси используют формулу

$$t_{см} = \frac{t_n \cdot L_n + t_{вн} \cdot L_{вн}}{L_n + L_{вн}},$$

где t_n — расчетная температура наружного воздуха в холодный период для данной местности (см. СНиП 2.04.05-91);

$t_{вн}$ — внутренняя температура забираемого из помещения воздуха 22°C при высоте расположения воздухозаборной решетки до 3 м и 24°C при высоте свыше 3 м;

$L_{вн}$ — количество воздуха, забираемого из помещения на рециркуляцию, м³/ч;

L_n — количество наружного воздуха, смешиваемого с рециркуляционным, м³/ч.

Для нашего примера исходные данные следующие:

Для Москвы: t_n = минус 26 °C;

$t_{вн}$ = 24 °C;

$L_{вн}$ = 1200 м³/ч;

L_n = 600 м³/ч.

Далее определяется температура смеси $t_{см}$:

$$t_{см} = \frac{t_n \cdot L_n + t_{вн} \cdot L_{вн}}{L_n + L_{вн}} = \frac{24 \cdot 1200 + (-26) \cdot 600}{1200 + 600} = \frac{28800 - 15600}{1800} = 7,3^\circ\text{C}.$$

Секция электроподогрева с блоком автоматики выбирается на основании теплотехнического расчета. Для модели CN 31 поставляются калориферы 4,5 и 9 кВт.

В сочетании с теплонасосным блоком секция электроподогрева обеспечивает требуемый температурный режим при низких температурах в зимнее время.

Такие секции поставляются в комплекте с автоматическим выключателем, электронной панелью управления и устройством защиты термостата от перегрева.

Управление работой секции осуществляется с помощью специальной панели, смонтированной на нагревателе.

Тепловая нагрузка на электронагреватель определяется по формуле

$$Q = C_p \cdot L_{см} \cdot P \cdot (t_{нр} - t_{см}) = 0,28 \cdot 1800 \cdot 1,2 \cdot (22 - 7,3) = 8890 \text{ Вт},$$

где: P — плотность воздуха, равная 1,2 кг/м³;

$t_{нр}$ — температура подаваемого кондиционером воздуха, равная 22°C;

$L_{см}$ — количество смешанного воздуха, равное 1800 м³/ч;

C_p — теплоемкость воздуха, равная 0,28 ккал/кг·°C.

Выбираем секцию электроподогрева мощностью 9 кВт.

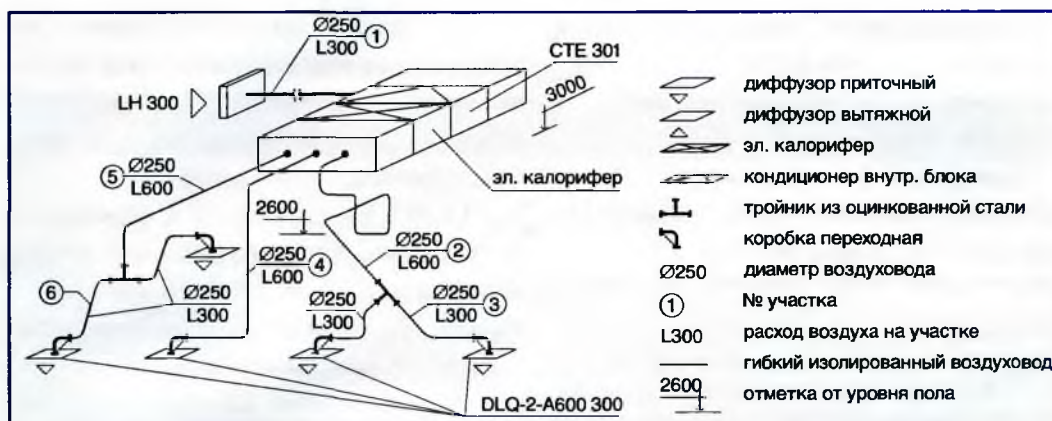


Рис. IX.17.
Аксометрическая
схема
кондиционирования
системы

Для раздачи воздуха выбираем потолочные диффузоры типа DLQ, ADLQ.

Конструктивно подшивной потолок состоит из плиток размером 600×600 мм, поэтому выбираем диффузор DLQ-2-а. Расход воздуха через диффузор 300 м³/ч.

Уровень звукового давления и скорость

истечения воздуха определяется по номограммам, приведенным в каталогах.

Аналогично выбираем потолочный вытяжной диффузор (поз.21, рис. IX.16.).

На основании принятой схемы вентиляции выполняем аксонометрическую схему системы кондиционирования (рис. IX.17.).

Таблица IX.18

ВОЗДУШНЫЕ БАЛАНСЫ ПОМЕЩЕНИЙ

Наименование помещения	Объем помеще- ния, м³	Избытки тепла, Вт	Вытяжная вентиляция				Всего, м³/ч	Крат- ность	Приточная вентиляция				Всего, м³/ч	Крат- ность
			местная		общеобмен- ная				рециркуля- ция		наружный приток			
			расход, м³/ч	обознач. системы	расход, м³/ч	обознач. системы			расход, м³/ч	обознач. системы	расход, м³/ч	обознач. системы		
Помещение банка	170	8400							1200	П1	600	П1	1800	8,6
Коридор	38	1344	—	—	600	31	600	2,9						

Таблица IX.19

РАСЧЕТ СЕТИ ВОЗДУХОВОДОВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

№№ уч-ов	Кол-во воздуха L, м³/ч	Длина участка l, м	Скорость воздуха V, м/с	Размер воздуховода, мм	Потери давления на трение		Динамическое давление, Па	Сумма коэфф. местных сопротивлений	Потери давления на местные сопротивления Z, Па	Общие потери давления на участке Rl, Па
					на 1 м R, Па	на всем участке Rl, Па				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	300	2,5	1,7	250	0,18	0,45	1,5	7,25	10,9	0,45 + 10,9 = 11,35
2	600	8,5	3,3	250	3,3	5,1	2,7	7,29	19,7	5,1 + 19,7 = 24,78
3	300	2	2,5	200	0,5	1,0	3,2	3,32	10,6	1,0 + 10,6 = 11,6
Итого по ветви 1-3:										47,73
4	600	2,5	5,3	200	1,7	4,25	14,3	2,74	39,2	4,25 + 39,2 = 43,45
Итого по ветви 4:										43,45
5	600	2,5	5,3	200	1,7	4,25	14,3	0,94	13,44	4,25 + 13,44 = 17,69
6	300	1	2,5	200	0,5	0,5	3,2	2,3	7,36	0,5 + 7,36 = 7,86
Итого по ветви 5-6:										25,55

Результаты расчета воздушного баланса представлены в *табл. IX.18*.

Аэродинамический расчет системы сведен в *табл. IX.19*.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений на отдельных участках (см. *рис. IX.17*) определяем следующим образом:

Участок 1

- а) Решетка (отверстия с параллельными направляющими лопатками) 7
 б) Внезапное расширение потока 0,25
 Итого на участке 1 7,25
 Этот результат 7,25 вносим в графу 9 *табл. IX.19* данного примера.

Участок 2

- а) Внезапное сужение потока 0,25
 б) Отвод 90°
 в количестве 5 шт. $5 \times 1,2 = 6,0$
 в) Отвод 45°
 в количестве 2 шт. $2 \times 0,32 = 0,64$
 г) Тройник на проход 0,4
 Итого на участке 2 7,29

Участок 3

- а) Отвод 45° 1 шт. 0,32
 б) Отвод 90° 1 шт. 1,2
 в) Решетка (отверстия с параллельно направляющими лопатками) 1,8
 Итого на участке 3 3,32

Участок 4

- а) Внезапное сужение потока
 $F_0/F_1 = 0,031/0,38 = 0,12$ 0,44
 б) Внезапное расширение потока
 $F_0/F_1 = 0,031/0,18 = 0,27$ 0,5
 в) Решетка (отверстия с параллельно направляющими лопатками) 1,8
 Итого на участке 4 2,74

Участок 5

- а) Внезапное сужение потока
 $F_0/F_1 = 0,031/0,38 = 0,12$ 0,44
 б) Тройник на проход 0,5
 Итого на участке 5 0,94

Участок 6

- а) Внезапное расширение потока
 $F_0/F_1 = 0,031/0,18 = 0,27$ 0,5
 б) Решетка (отверстия с параллельно направляющими лопатками) 1,8
 Итого на участке 6 2,3

Определив общие потери давления на всех участках рассчитываемой сети воздухопроводов, необходимо гидравлически увязать три ветви воздухопроводов, выходящих из воздухораспределительного короба (поз.14, *рис. IX.16.*), т.е. приравнять к общему сопротивлению. Для этого выбирают ветвь с большим сопротивлением, и к ней приравнивают другие, менее нагруженные ветви с помощью диафрагм, которые устанавливают в воздухопроводах. Подбор диафрагмы ведем по известным методикам, изложенным в специальной литературе. Для нашего примера самая нагруженная ветвь — это участок 1–3 с потерей давления $P_v = 47,73$ Па (см. *табл. IX.19*). Ветвь 4 имеет потерю давления $P_4 = 43,45$ Па. Для компенсации избыточного давления в воздухопроводе диаметром 200 мм при скорости воздуха в нем 5,3 м/с находим $P_{изб} = 47,73 - 43,45 = 4,28$ Па. Определяем скоростное давление в воздухопроводе $P_c = 14,3$ Па при скорости $V = 5,3$ м/с. Вычисляем коэффициент местного сопротивления диафрагмы, необходимый для компенсации давления 4,28 Па.

$$\xi = \frac{P_{изб}}{P_c} = \frac{4,28}{14,3} = 0,3$$

Необходимый размер отверстия диафрагмы составляет 183 мм.

Аналогично определяем диафрагму для ветви с участками 5 и 6.

При диаметре воздухопровода 200 мм, скорости в нем $V = 5,3$ м/с и скоростном давлении 14,3 Па $P_{изб} = 47,73 - 25,06 = 22,67$ Па.

Вычисляем коэффициент местного сопротивления, необходимый для компенсации давления 22,67 Па.

$$\xi = \frac{P_{изб}}{P_c} = \frac{22,67}{14,3} = 1,58$$

Необходимый размер отверстия диафрагмы составляет 158 мм.

Перечень используемого в данном проекте оборудования представлен в *табл. IX.20*.

Таблица IX.20

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗУЕМОГО ОБОРУДОВАНИЯ

№ п/п	Модель	Наименование оборудования	Кол-во
1	31 CN	Кондиционер Внутренний блок: холод — 10,4 кВт, тепло — 9,7 кВт	1 шт.
1/2	MCAN	Наружный блок	
2		Электрокалорифер 9 кВт	1 шт.
3	Нестандартн.	Соединительные трубы	11 м
4	D-1	Дренажные трубы	6 м
5	ACF 023	Монтажное устройство	1 шт.
6		Декоративные короба (дренажные)	6 м
7	ND-75	Декоративные короба	10 м
8	NS-75	Стыковой элемент	3 шт.
9	NE-75	Поворотный элемент в горизонтальной плоскости	3 шт.
10	NC-75	Поворотный элемент в вертикальной плоскости	5 шт.
11	KV-160	Канальный вентилятор	1 шт.
12		Короб смесительный	1 шт.
13	ASF 060	Короб воздухораспределительный	1 шт.
14	ALUDEC 254	Воздуховод изолированный Ø 254	2,5 м
15	QUE 254	Воздуховод гибкий шумопоглощающий	36 м
16	ARMAFLEX	Теплоизоляция	18 м ²
17		Фасонные детали из оцинкованной стали D=0,6 мм	20 м ²
18	DLQ - 2 Трох	Диффузор воздухораспределительный приточный 600 × 600	5 шт.
19	VK 20	Инерционная решетка 240 × 240	1 шт.
20	DLQ-2-A600	Диффузор воздухораспределительный вытяжной	3 шт.
21	IJS	Воздухозаборная решетка	1 шт.
22		Электропривод для воздухозаборной решетки	1 шт.
23	LDC 200	Трубчатый шумоглушитель L = 600 мм	1 шт.
24	QIP CLAMP	Зажимы для хомутов	60 шт.
25	QIPBEND	Лента для хомутов	35 м

Исходные данные:

Офисные помещения (7 комнат) общей площадью 150 м², высота помещения $h = 3$ м, подшивной потолок типа «Armstrong» — только в коридоре. В помещениях есть возможность естественного проветривания (путем открывания-закрывания окон (см. планировку помещений на *рис. IX.21.*).

Фасад здания выходит на центральную улицу, и установка на фасаде наружных блоков сплит-систем не разрешается.

Для создания комфортных условий в офисах в данном случае самым оптимальным решением кондиционирования возду-

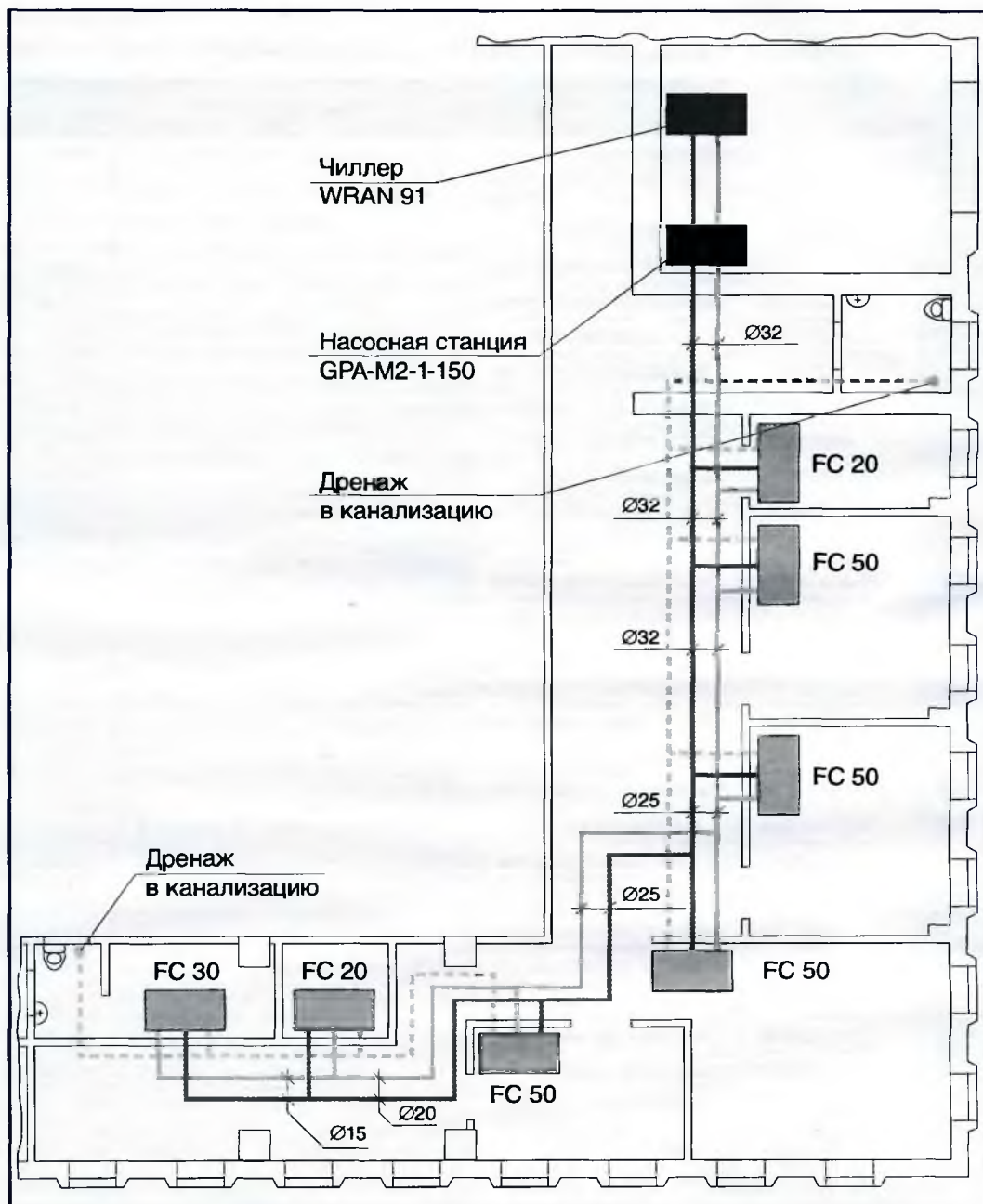
ха является система «чиллер-фанкойлы». Чиллер (холодильная машина) устанавливается на крыше здания, фанкойлы (доводчики) устанавливаются под потолком каждого помещения.

Фанкойлы фирмы *DELONGHI* отличаются изящным дизайном и высоким качеством изготовления в соответствии с самой передовой технологией.

Для обеспечения системы горячей водой (45–40 °С) не только в летний, но и в переходный период времени, когда еще не функционирует система отопления, остановим свой выбор на чиллере с «тепловым насосом» типа

§ 9.2.3 Разработка системы кондиционирования для группы офисных помещений на базе чиллера- фанкойлов

Рис. IX.21.
План этажа



WRAN фирмы CLIVET (см. раздел 3.4). Такой режим работы «тепло-холод» возможен за счет использования реверсивного холодильного контура (теплового насоса) с высокой энергетической эффективностью.

Внешний корпус чиллера изготовлен из сплава «Peraluman», пригодного для работы вне помещения. Блок WRAN оснащен микропроцессорной системой управления, которая позволяет настраивать, регулировать и оптимизировать все функции. Пульт дистан-

ционного управления, подключаемый к микропроцессору, позволяет осуществлять все настройки и контролировать функционирование чиллера на расстоянии.

Внутренние блоки (фанкойлы) и наружный блок (чиллер) соединены между собой стальными водогазопроводными трубопроводами, которые необходимо изолировать, чтобы избежать выпадения конденсата на стенках труб, когда по ним будет циркулировать хладагент с параметрами

Таблица IX.22

$t_{\text{подающ.}} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{обрат.}} = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при работе системы в режиме охлаждения). Каждый фанкойл имеет поддон для сбора конденсата, от которого отводится дренажный трубопровод. Все дренажные трубопроводы соединены общим коллектором и подключены к существующей системе канализации. Все коммуникации прокладываются по коридору в зоне подшивного потолка. Для прокладки дренажного трубопровода необходимо обеспечить уклон 10 мм на 1 м длины.

Для обеспечения циркуляции хладоносителя в системе устанавливается насосная станция.

Насосные станции фирмы *CLIVET* включают автоматику и всю необходимую технологическую обвязку. Они готовы к работе сразу же после подключения их к электрической и гидравлической системам.

Для определения типоразмеров входящего в систему кондиционирования оборудования следует произвести соответствующие расчеты.

Расчет теплоизбытков и подбор оборудования

Расчет тепловой нагрузки фанкойлов ведется на основании полученных данных о наличии в каждом помещении людей, оргтехники и др. источников выделения тепла.

Определяем по каждому помещению общее количество теплоизбытков и из каталога фирмы *DELONGHI* выбираем по холодопроизводительности модели фанкойлов. Данные расчета и подбора фанкойлов приведены в *табл. IX.22*.

Исходя из суммарной холодопроизводительности всех фанкойлов (19,6 кВт), по каталогу фирмы *CLIVET* подбираем чиллер (с ближайшей большей холодопроизводительностью) — WRAN 91 (холод = 20,6 кВт, тепло = 23,1 кВт).

Выбор чиллера с «тепловым насосом» позволяет использовать систему кондиционирования в режиме обогрева в переходный период года, когда система отопления еще не включена.

Исходные данные				Расчетные данные	
№ пом.	Объем помещ. V, м ³	Колич. людей в помещ., чел.	Колич. орг-техники, шт.	Общее колич. теплоизб., кВт	Модель выбранного оборудования и его характеристики
1	35	1	1	1,45	FC 20 Холод-1,5 кВт Тепло-1,81 кВт
2	88	3	2	3,53	FC 50 Холод-3,64 кВт Тепло-4,27 кВт
3	88	3	2	3,53	FC 50 Холод-3,64 кВт Тепло-4,27 кВт
4	92	3	2	3,65	FC 50 Холод-3,64 кВт Тепло-4,27 кВт
5	71	3	2	3,12	FC 50 Холод-3,64 кВт Тепло-4,27 кВт
6	27	1	1	1,20	FC 20 Холод-1,51 кВт Тепло-1,81 кВт
7	52	1	1	1,95	FC 30 Холод-2,02 кВт Тепло-2,40 кВт
Суммарная холодопроизводительность всех фанкойлов:					19,6 кВт

На основании проведенного расчета теплоизбытков определены:

Тепловая нагрузка всей системы составляет 19,6 кВт.

Теплоноситель — вода с параметрами 7–12 °C.

Трубы стальные, водогазопроводные.
Чиллер WRAN 91 холодопроизводительностью 20,6 кВт без встроенного насосного контура.

Фанкойлы — согласно *табл. IX.22*.

Гидравлический расчет системы

Целью гидравлического расчета является определение диаметров трубопроводов каждого участка системы и подбор насосной станции для устойчивой работы водяного контура.

Если используется чиллер со встроенной насосной станцией (гидравлическим контуром), то необходимо определить, достаточно ли его давления для нормальной работы системы.

Если используется чиллер без встроенной насосной станции (гидравлического контура), то по данным гидравлического рас-

чета подбирается необходимая насосная станция.

В соответствии с планами помещений выполняется аксонометрическая схема системы «чиллер-фанкойлы», обозначаются номера участков и определяются их длины (рис. IX.23.).

Расчет потерь давления должен быть произведен для наиболее удаленного фанкойла. В данном случае это фанкойл FC 30. Потери давления складываются из потерь по длине и потерь на местные сопротивления. Потери по длине определяются в соответствии с таблицами для расчета водопроводных труб. Потери на местные сопротивления могут быть приняты равными 30% от величины потерь по длине.

Рассмотрим методику гидравлического расчета на примере участка № 1 (см. рис. IX.23.).

Участок № 1 — это участок между чиллером и первым по ходу воды фанкойлом. Его нагрузка — общая нагрузка системы:

$$Q_1 = 19,7 \text{ кВт или}$$

$$Q_2 = 19,7 : 1,16 \cdot 1000 = 16\,982 \text{ ккал/ч.}$$

Рис. IX.23.

Температурный перепад воды по каталогу на входе и выходе из фанкойла составляет $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ (из каталога). Таким образом, можно вычислить расход воды на участке № 1:

$$G_1 = \frac{Q_1}{C \Delta t},$$

где Q_2 — тепловая нагрузка, ккал/ч;
 C — теплоемкость воды, равная 1 ккал/кг · $^\circ\text{C}$.

$$G_1 = \frac{16896}{1 \cdot 5} = 3379 \text{ кг/ч (0,939 л/с).}$$

По таблице расчета системы водопровода, например из «Справочника проектировщика», подбираем диаметр трубопровода 32 мм, исходя из условия, что скорость воды не превышает 1 м/с.

Определяем удельную потерю давления по длине R (см., например, «Справочник проектировщика»). Она составляет 77 мм вод. ст./м.

а) Зная R и длину участка, можно вычислить сопротивление участка $R \cdot L$, равное 385 мм вод.ст.

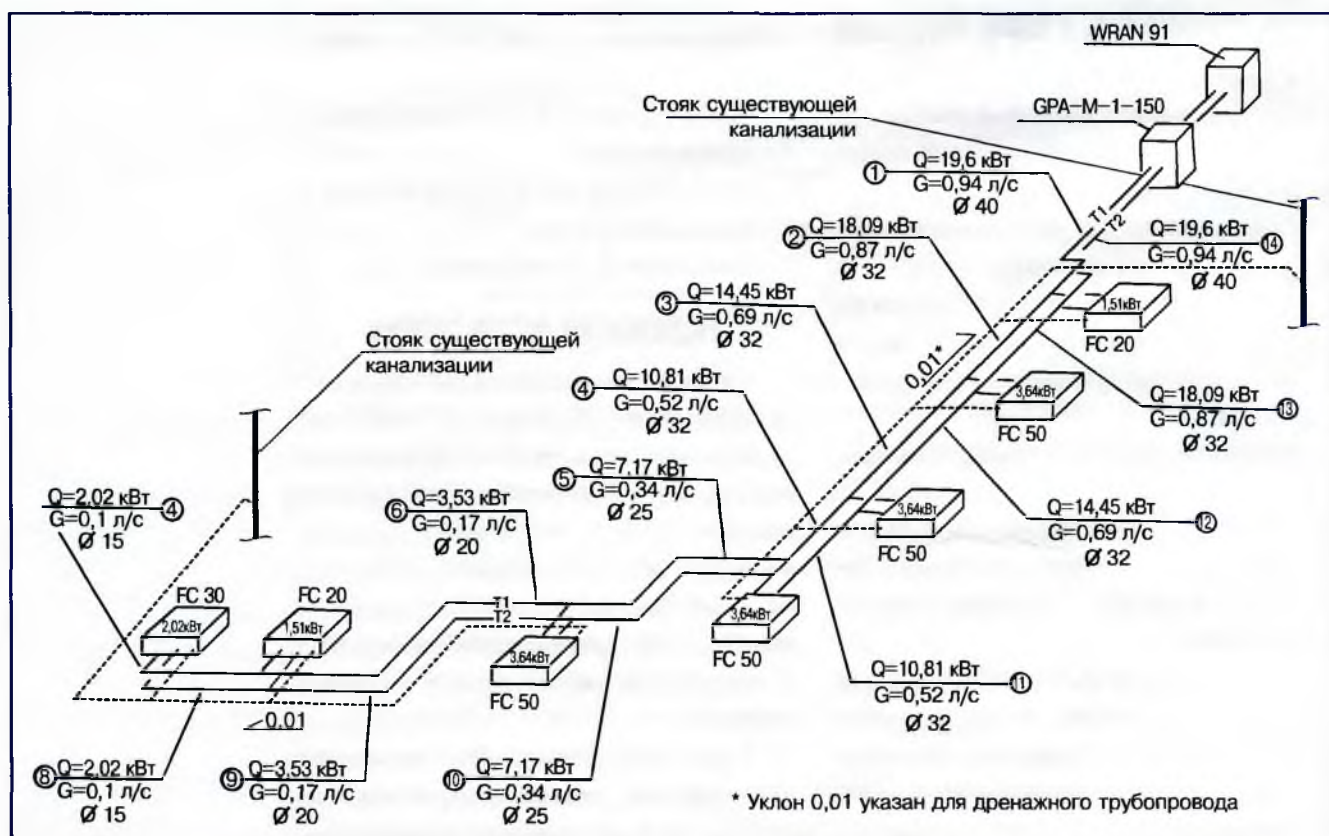
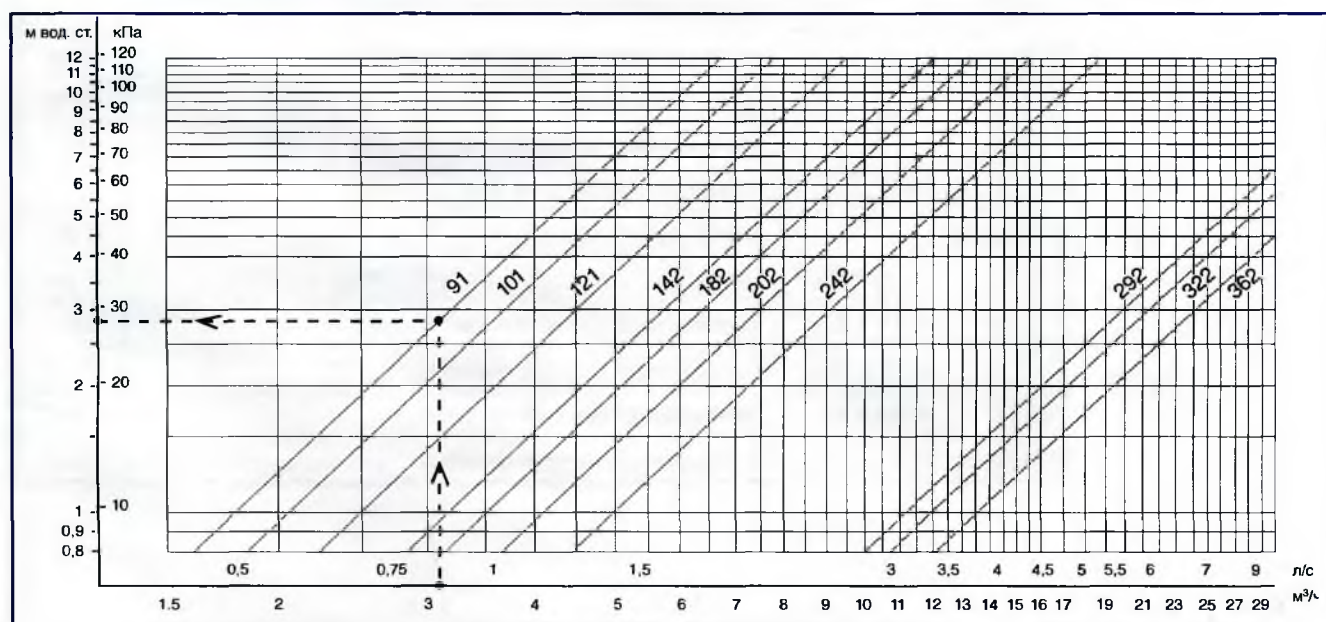


Таблица IX.24

№ участка	Q1, кВт	Q2, ккал/ч	G1, кг/ч	G2, л/с	Ø, мм	R, мм в. ст.	l, м	R × l, мм в. ст.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	19,6	16897	3379	0,94	32	77	5	385
2	18,09	15595	3119	0,87	32	73	3	219
3	14,45	12457	2491	0,69	32	47,5	6	285
4	10,81	93119	1864	0,52	32	29	7	203
5	7,17	6181	1236	0,34	25	56	5	280
6	3,53	3043	609	0,17	20	65	7	455
7	2,02	1741	348	0,1	15	100	4	400
Последний фанкойл								900
8	2,02	1741	348	0,1	15	100	4	400
9	3,53	3043	609	0,17	20	65	7	455
10	7,17	6181	1236	0,34	25	56	5	280
11	10,81	9319	1864	0,52	32	29	7	203
12	14,45	12457	2491	0,69	32	47,5	6	285
13	18,09	15595	3119	0,87	32	73	3	219
14	19,6	16897	3379	0,94	32	77	5	385
Чиллер WRAN								2800
Σ, мм в. ст.								8154

- б) Далее аналогично производят расчет г) Зная расход воды (общий) и выбранную марку чиллера, сопротивление теплообменника в самом чиллере можно определить по диаграмме, приведенной на рис. IX.25. (диаграмма из каталога CLIVET). В данном примере гидравлическое со-
- для всех участков, занося результаты в табл. IX.24.
- в) Гидравлическое сопротивление фанкойла, равное 900 мм вод.ст., — определяется по каталогам.

Рис. IX.25



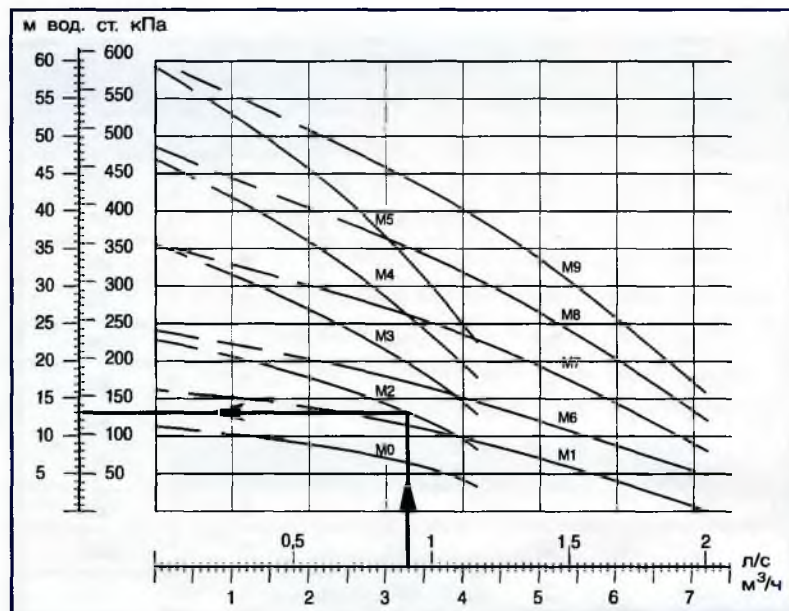


Рис. IX.26.

противление теплообменника составляет 28 кПа или 2800 мм вод.ст.

- д) После сложения сопротивлений всех участков получаем общие потери давления в системе; прибавляем 30% — запас на местные сопротивления — и получаем необходимое давление, которое должна развивать насосная станция $\Delta p \geq 106$ кПа.

$$\Delta P = R_i + 30\% (R_i) = 8154 + 0,3 \cdot 8154 = 10600 \text{ мм вод. ст.} = 106 \text{ кПа}$$

По диаграмме из каталога CLIVET (см. рис. IX.26.) определяем марку насосной станции M2, которая развивает давление в сети 135 кПа, то есть больше, чем 106 кПа.

Перечень используемого в данном проекте оборудования представлен в табл. IX.27.

Таблица IX.27

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЗУЕМОГО ОБОРУДОВАНИЯ

№ пп	Модель	Наименование оборудования	Кол-во
1	WRAN 91	Чиллер холод — 20,6 кВт тепло — 23,1 кВт	1 шт.
2	GRA-M2-1-150	Насосная станция	1 шт.
3	FC 20	Фанкойл холод — 1,51 кВт тепло — 1,6 кВт	2 шт.
4	FC 50	Фанкойл холод — 3,6 кВт тепло — 3,2 кВт	4 шт.
5	FC 30	Фанкойл холод — 2,02 кВт тепло — 2,0 кВт	1 шт.
6		Трубы стальные водогазопроводные Ø15	8 м
7		Трубы стальные водогазопроводные Ø20	28 м
8		Трубы стальные водогазопроводные Ø25	44 м
9		Трубы стальные водогазопроводные Ø32	28 м
10		Вентиль на ответвлениях Ø20	14 шт.
11		Вентиль Ø32	2 шт.
12	ACF 023	Монтажное устройство	1 шт.
13	AC 09 × 22	Теплоизоляция для труб Armaflex	0,6 м³
14	AC 09 × 28	Теплоизоляция для труб Armaflex	2,4 м³
15	AC 09 × 35	Теплоизоляция для труб Armaflex	2,6 м³
16	AC 09 × 42*	Теплоизоляция для труб Armaflex	3,6 м³

Исходные данные

г. Москва

3-й этаж общественного здания (см. планировку на рис. IX.28.)

Количество помещений — 10.

Общая площадь — 203 м².

Высота помещений — 3 м.

Высота фальш-потолка — 300 мм

(только в коридоре).

Помещения без естественного проветривания.

Для здания, приведенного в этом примере, наиболее оптимальным вариантом системы вентиляции и кондиционирования воздуха является система типа «центральный кондиционер-чиллер-фанкойлы» (описание и область применения такого типа оборудования см. в разделах 3.4 и 3.8).

Рассматриваемая в данном примере система обладает существенными преимуществами:

- 1) Температура регулируется по желанию пользователя в любом помещении автономно за счет использования фанкойлов.
- 2) Достигается минимальное сечение воздуховодов, так как количество подаваемого воздуха по санитарным нормам меньше,

чем количество воздуха, которое необходимо подавать в помещение для кондиционирования (охлаждения или обогрева) в случае использования центрального кондиционера без фанкойлов.

- 3) При использовании чиллера с тепловым насосом обеспечивается охлаждение помещения летом и обогрев в весенний и осенний период, когда система центрального отопления еще не работает.

Для выбора чиллера и насосной станции используем техническую документацию фирмы CLIVET; фанкойлы подбираем по каталогу фирмы DELONGHI.

Схема кондиционирования решена следующим образом.

Центральный кондиционер устанавливается в венткамере. Кондиционер работает по прямоточной схеме и рассчитан на расход воздуха, соответствующий санитарной норме, согласно СНиП 2.04.05-91*. В настоящее время проектирование таких установок выполняется, как правило, с помощью соответствующих компьютерных программ, которые дают возможность достичь высокой точности и скорости выполнения расчетных работ. В данном примере использовалась

§ 9.2.4 Разработка системы кондиционирования офисного здания на базе центрального кондиционера-чиллера-фанкойлов

Рис. IX.28.
План кондиционируемых помещений с разводкой воздуховодов

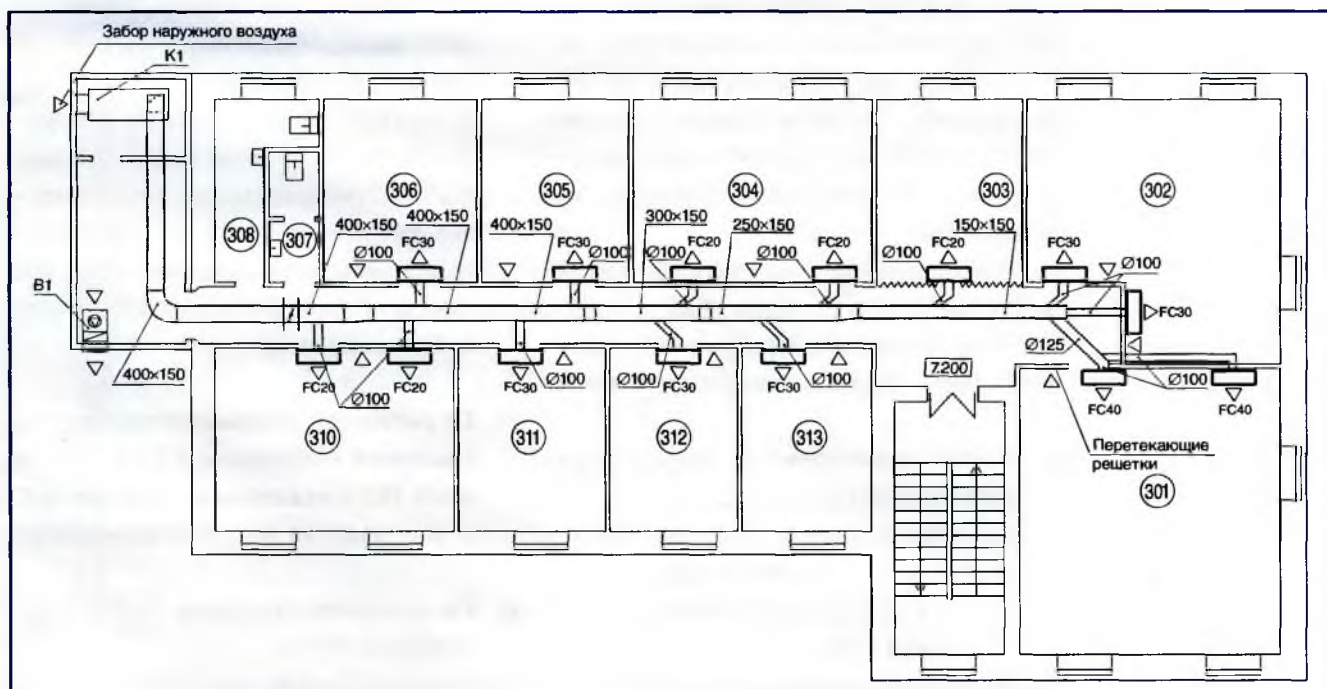


Таблица IX.29

ТАБЛИЦА ВОЗДУШНО-ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ ПОМЕЩЕНИЙ. ЛЕТНИЙ РЕЖИМ

№ помещения	Объем помещения, м³	Кол-во людей	Теплопоступления, кВт				Воздухообмены, м³/ч		Холодопроизводительность установленных фанкойлов, ** кВт	№№ систем, марки		
			от оборудования	от солнечной радиации	от людей	всего	приток*	вытяжка		фанкойлы	центральный кондиционер	вытяжная система
301	126	3	0,9	3,78	0,3	4,98	180	180	5,02	FC40 - 2 шт.	K1	B1
302	105	2	0,6	3,15	0,2	3,95	120	120	4,04	FC30 - 2 шт.	CV-1	RK-500*
303	39	1	0,3	1,17	0,1	1,57	60	60	1,51	FC20 - 1 шт.	L=1320 м³/ч Qx=7 кВт	250D3
304	72	3	0,6	2,16	0,3	3,06	180	180	3,02	FC20 - 2 шт.		L=1320
305	39	2	0,6	1,17	0,2	1,97	120	120	2,02	FC30 - 1 шт.		м³/ч
306	39	2	0,6	1,17	0,2	1,97	120	120	2,02	FC30 - 1 шт.		м³/ч
310	72	3	0,6	2,16	0,3	3,06	180	180	3,02	FC20 - 2 шт.		
311	39	2	0,6	1,17	0,2	1,97	120	120	2,02	FC30 - 1 шт.		
312	39	2	0,6	1,17	0,2	1,97	120	120	2,02	FC30 - 1 шт.		
313	39	2	0,6	1,17	0,2	1,97	120	120	2,02	FC30 - 1 шт.		
1320							SQx=26,7 кВт					

методика расчета и подбора центральных кондиционеров, приведенная в каталоге фирмы VTS CLIMA.

В качестве источника холодоснабжения в летний период года и источника теплоснабжения в переходный период года используем чиллер WRAN с тепловым насосом и воздушным охлаждением конденсатора. Для обеспечения циркуляции воды в системе необходимо установить насосную станцию. Чиллер и насосная станция устанавливаются во дворе на специально изготовленном фундаменте.

Расчет воздушно-тепловых балансов по помещениям сведен в табл. IX.29.

Расчет и подбор центрального кондиционера ведем в следующей последовательности:

- а) **Выбор параметров наружного и внутреннего воздуха**
Кондиционирование 3-го класса
Наружный воздух (параметры «А»)
 $t = + 22,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для Москвы)
 $I = 49,4\text{ кДж/кг.}$
Внутренний воздух

$t = 22\div 24\text{ }^{\circ}\text{C}$
 $\phi = 40\div 60\text{ }\%$

- б) **Построение процесса обработки воздуха в I-d- диаграмме (см. рис. IX.30.)**
Схема обработки воздуха прямоточная. Зима: фильтрация и нагрев (линия 1-2). Лето: фильтрация, охлаждение и осушение (линия 3-4)
Воздух с $t = 14,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (т. 4 на I-d- диаграмме) поступает на фанкойлы, где смешивается с рециркуляционным воздухом каждого помещения. Смесь охлажденного наружного и рециркуляционного воздуха дополнительно охлаждается в фанкойлах и поступает в помещение.
- в) **По расчетной производительности центрального кондиционера 1320 м³/ч (см. табл. IX.29) из каталога подбирается соответствующая модель кондиционера.**
- г) **Расчет секции подогрева**
Исходные данные:
 $L = 1320\text{ м³/ч.}$

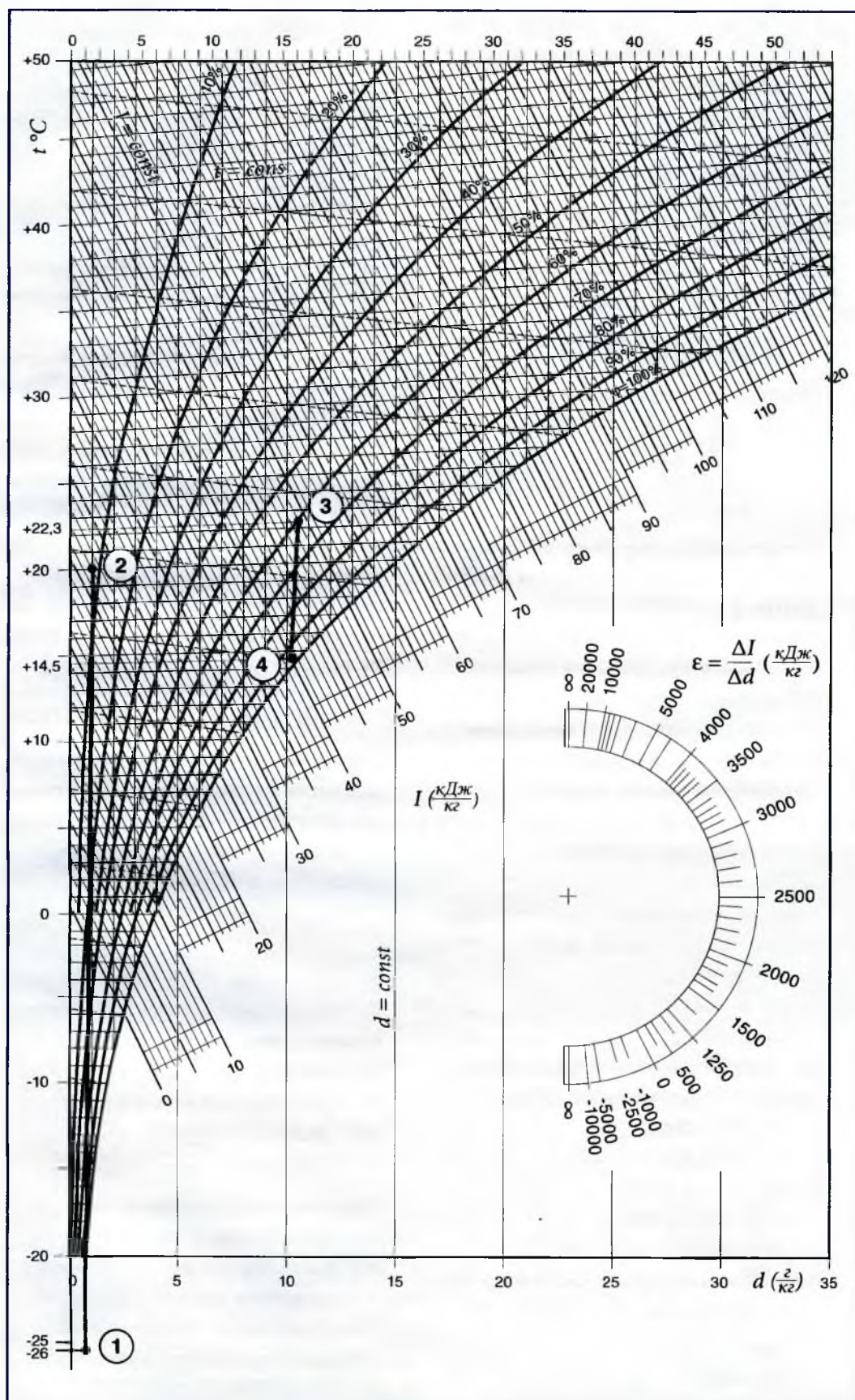


Рис. IX.30.
Диаграмма I-d
влажного воздуха

Начальная и конечная температура воздуха (см. I-d- диаграмму на *рис. IX.30*):

$$t_n = \text{минус } 26^\circ\text{C}$$

$$t_k = 20^\circ\text{C}.$$

$$\text{Расход тепла: } Q = 0,29 \cdot 1320 (20 + 26) = 17609 \text{ ккал/ч} = 20479 \text{ Вт}$$

$$\text{вода} — 95-70^\circ\text{C}.$$

Расход воды:

$$G = \frac{Q}{(T_n - T_k) \cdot 1000} = \frac{17609}{(95 - 70) \cdot 1000} = 0,7 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Скорость в сечении кондиционера:

$$v = \frac{C \cdot L}{3600 \cdot S} = \frac{1,2 \cdot 1320}{3600 \cdot 0,37} = 1,2 \text{ кг/с} \cdot \text{м}^2$$

По значениям L, v, t_k из каталога подбираем воздухонагреватель с двумя рядами трубок.

В зависимости от расхода воды ($0,7 \text{ м}^3/\text{ч}$) определяем гидравлическое сопротивление секции подогрева, равное 16 Па.

Подбираем воздухоприемную секцию с воздушным клапаном, фильтром (EU3) и двухрядной секцией нагрева S 1.7.

д) Расчет воздухоохладителя

Исходные данные:

Начальная и конечная температура воздуха (см. I-d- диаграмму на *рис. IX.30*):

$$t_n = + 22,3^\circ\text{C}$$

$$t_k = + 14,5^\circ\text{C}$$

$$L = 1320 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Начальное и конечное теплосодержание (энтальпия) охлаждаемого воздуха:

$$I_n = 49,4 \text{ кДж/кг}$$

$$I_k = 39 \text{ кДж/кг}$$

$$\begin{aligned} \text{Расход холода: } Q &= C \cdot L \cdot (I_n - I_k) = \\ &= 1,2 \cdot 1320 \cdot (49,4 - 39) : 4,19 = \\ &= 3932 \text{ ккал/ч} = 4573 \text{ кВт/ч} \end{aligned}$$

Начальная и конечная температура охлаждающей воды:

$$t_{wn} = 7^\circ\text{C}$$

$$t_{wk} = 12^\circ\text{C}.$$

Расход воды:

$$W = \frac{3932}{1000 \cdot (12 - 7)} = 0,8 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По значениям L, v, t_n подбираем четырехрядный воздухоохладитель.

В зависимости от $W = 0,8 \text{ м}^3/\text{ч}, L$, числа рядов трубок определяем гидравлическое сопротивление, равное 3,5 Па.

Так как скорость воздуха в воздухоохладителе $< 2,5 \text{ м/с}$, то сепаратор можно не устанавливать.

Подбираем соответствующую секцию воздухоохладителя — S2.11.

е) Подбор вентиляторной секции

Определяем потери давления в кондиционере:

на воздушном клапане	$\Delta P_{n1} = 6 \text{ Па}$
на фильтре	$\Delta P_{n2} = 83 \text{ Па}$
на нагревателе	$\Delta P_n = 36 \text{ Па}$
на воздухоохладителе	$\Delta P_{ch} = 66 \text{ Па}$
на вентиляторе	$\Delta P_F = 3 \text{ Па}$

Итого: 194 Па

Общие аэродинамические потери складываются из потерь давлений секций кондиционера, сопротивления сети (расчет сети см. в *табл. IX.33*) и динамического давления:

$$24,2 \text{ Па} + 194 \text{ Па} + 8 \text{ Па} = 226,2 \text{ Па}.$$

По значениям расхода $L = 1320 \text{ м}^3/\text{ч}$ и сопротивления $\Delta P = 226,2 \text{ Па}$ подбираем:

номер секции: код 21

тип передачи: А

тип и мощность электродвигателя:

Sg 71-2B, $n = 2790 \text{ об/мин}$;

Нуст. = 0,55 кВт.

Схема компоновки центрального кондиционера представлена на *рис. IX.31*.

Аэродинамический расчет сети воздуховодов представлен в *табл. IX.33*.

План помещений 3-го этажа и схема сети воздуховодов представлены соответственно на *рис. IX.28* и *IX.32*.

Исходя из суммарной холодопроизводительности всех фанкойлов и центрального кондиционера, выбираем модель холодильной машины. Холодильная машина (чиллер) и насосная станция устанавливаются на открытой площадке (на специально подготовленном фундаменте). По каталогу фирмы CLIVET выбираем чиллер WRAN 121 с тепловым насосом и воздушным охлаждением конденсатора.

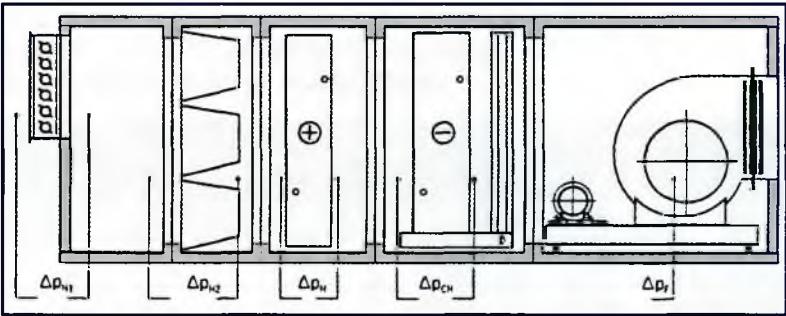


Рис. IX.31. Схема компоновки центрального кондиционера

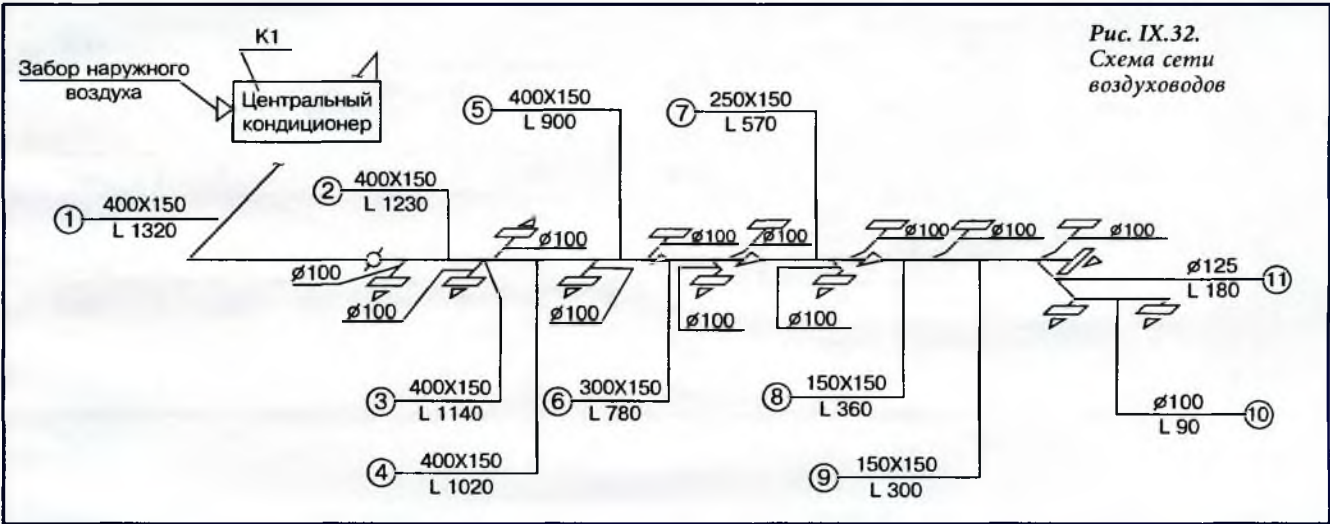


Рис. IX.32. Схема сети воздухопроводов

Таблица IX.33

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

№ участка	Расход воздуха		Длина	Скорость	Воздуховоды				Сопрот. трения на 1 пог.м.	Сопрот. на участ.	Сумма местн. сопрот.	Массовая скорость	Велич. местн. сопрот.	Сумма сопрот. на участ.
	L, м³/ч	L, м³/с	l, м	v, м/с	круглые d, мм	прямоугольные			R, мм вод. ст.	lR, мм вод. ст.	Eξ	$\frac{v^2}{2g} \gamma$	Z, мм вод. ст.	lR + Z, мм вод. ст.
						F, м²	a × b, мм	d _э , мм						
1	1320	0,37	11,5	6,1	-	0,06	400x150	218	0,420	4,83	2,3	2,29	5,27	10,1
2	1230	0,34	2,2	5,7	-	0,06	400x150	218	0,380	0,84	1,1	1,94	2,13	2,97
3	1140	0,32	0,4	5,3	-	0,06	400x150	218	0,340	0,14	0,5	1,71	0,85	0,99
4	1020	0,28	3,0	4,7	-	0,06	400x150	218	0,271	0,81	0,5	1,41	0,71	1,52
5	900	0,25	1,8	4,2	-	0,06	400x150	218	0,214	0,39	0,5	1,09	0,55	0,94
6	780	0,22	2,0	4,8	-	0,045	300x150	210	0,290	0,58	0,5	1,47	0,74	1,32
7	570	0,16	3,7	4,2	-	0,037	250x150	187	0,281	1,04	0,5	1,09	0,55	1,59
8	360	0,10	3,0	4,4	-	0,022	150x150	150	0,218	0,65	0,75	1,21	0,91	1,56
9	300	0,08	3,0	3,7	-	0,022	150x150	150	0,172	0,52	0,8	0,82	0,66	1,18
10	180	0,05	1,8	4,1	125	0,012	-	-	0,198	0,36	0,8	0,99	0,79	1,15
11	90	0,03	2,8	3,2	100	0,0079	-	-	0,187	0,52	0,5	0,71	0,36	0,88
Итого по расчетной ветви:														24,2

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ,
ФАНКОЙЛОВ И ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА**

№ участка	Q1, кВт	Q2, ккал/ч	G1, кг/ч	G2, л/с	Ø, мм	R, мм в. ст.	l, м	R × l, мм в. ст.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	26,71	23051	3842	1,07	40	47,2	4,0	188,80
2	25,20	21748	3625	1,01	40	43,1	2,3	99,13
3	23,69	20445	347	0,95	40	40,6	0,5	20,30
4	21,67	18701	3117	0,86	40	36,4	2,3	83,72
5	19,65	16958	2826	0,79	32	61,7	1,2	74,07
6	17,63	15215	2536	0,70	32	48,4	2,3	111,32
7	15,61	13471	2245	0,62	32	39,1	0,5	19,55
8	14,1	12168	2028	0,56	32	31,3	2,3	71,99
9	12,08	10425	1738	0,48	32	24,1	1,4	33,74
10	10,57	9122	1520	0,42	25	81,4	3,0	244,20
11	9,06	7819	1303	0,36	25	59,7	3,0	179,1
12	7,04	6075	1013	0,28	25	37,6	1,5	56,4
13	5,02	4332	722	0,20	20	73,5	1,0	73,5
14	2,51	2166	361	0,10	20	21,1	4,1	86,51
Последний фанкойл								1500
15	2,51	2166	361	0,10	20	21,116	5,02	4332
16	5,02	4332	722	0,20	20	73,5	1,0	73,5
17	7,04	6075	1013	0,28	25	37,6	1,5	56,4
18	9,06	7819	1303	0,36	25	59,7	3,0	179,1
19	10,57	9122	1520	0,42	25	81,4	3,0	244,2
20	12,08	10425	1738	0,48	32	24,1	1,4	33,74
21	14,1	12168	2028	0,56	32	31,3	2,3	71,99
22	15,61	13471	2245	0,62	32	39,1	0,5	19,55
23	17,63	15212	2536	0,70	32	48,4	2,3	111,32
24	19,65	16958	2826	0,79	32	61,7	1,2	74,04
25	21,67	18701	3117	0,86	40	36,4	2,3	83,72
26	23,69	20445	3407	0,95	40	40,6	0,5	20,30
27	25,20	21748	3625	1,01	40	43,1	2,3	99,13
28	26,71	23051	3842	1,07	40	47,2	4,0	188,80
28'	29,96	25855	4309	1,20	50	18,7	11,5	215,05
1'	29,96	25855	4309	1,20	50	18,7	11,5	215,05
Чиллер WRAN 121								2000
29	4,5	3932	720	0,2	25	11,4	7	79,8
30	4,5	3932	720	0,2	25	11,4	7	79,8

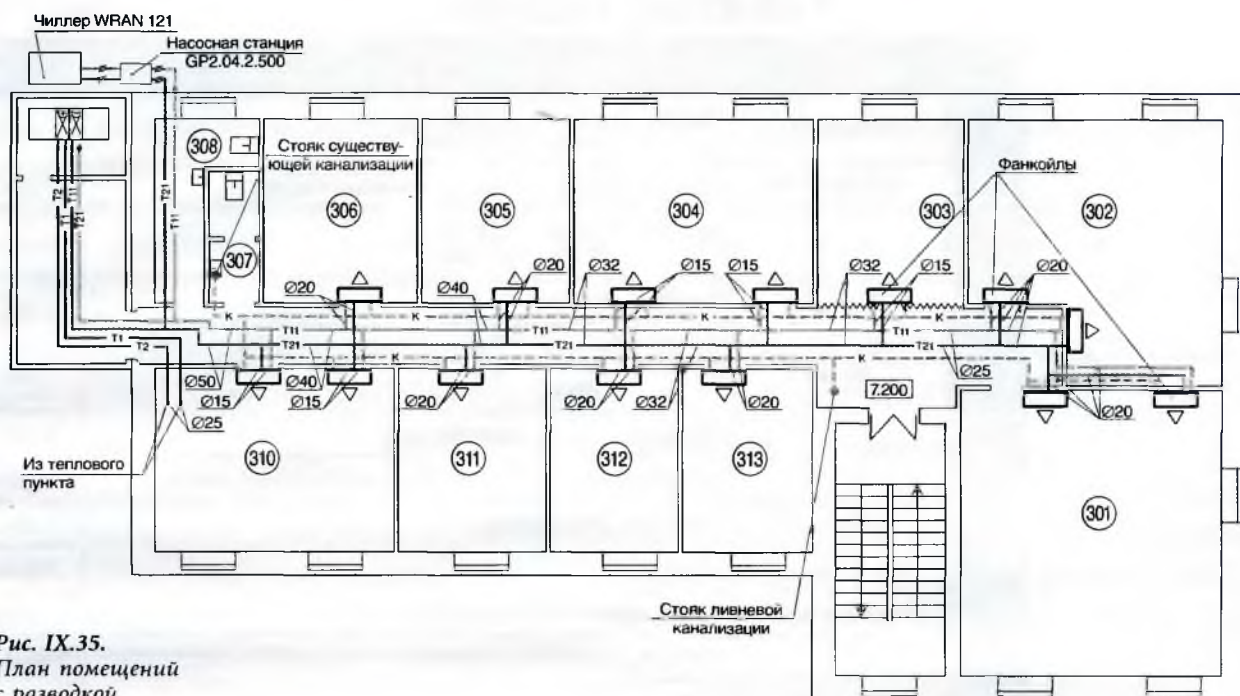


Рис. IX.35.
План помещений
с разводкой
трубопроводов

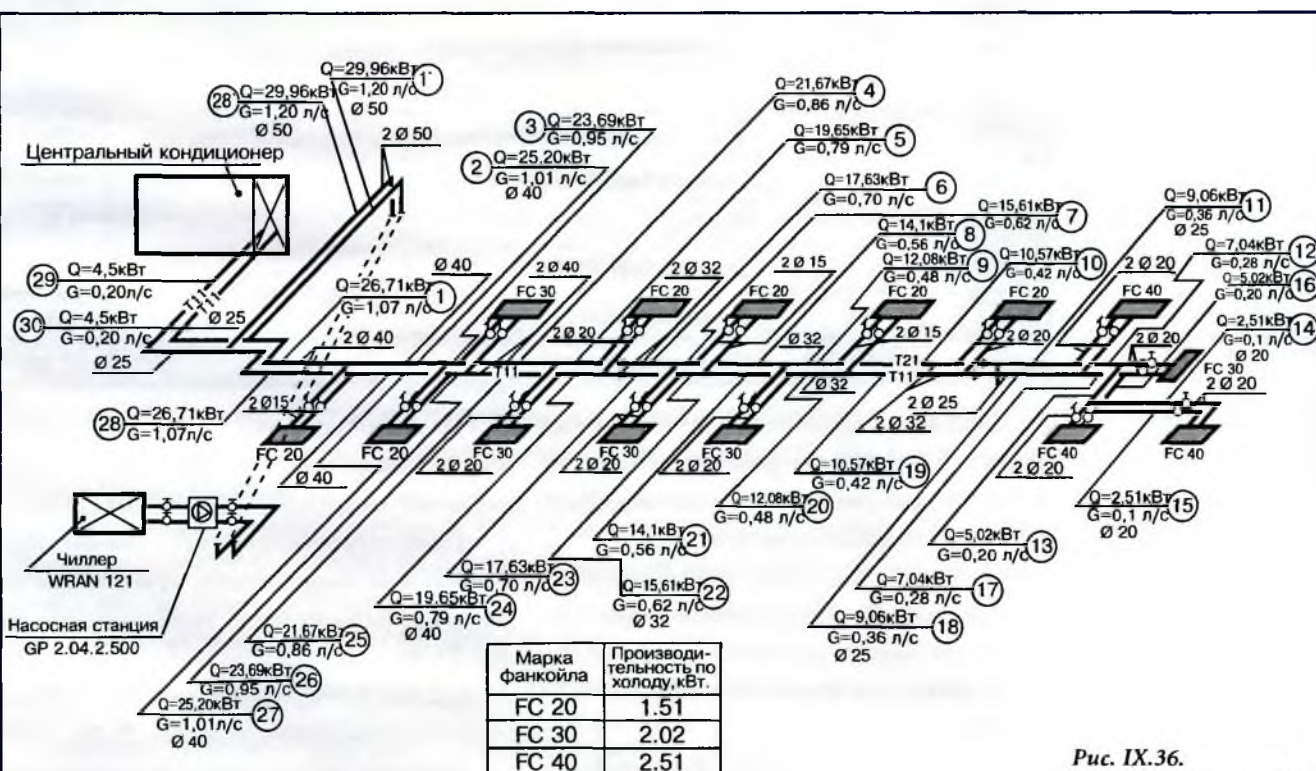


Рис. IX.36.
Схема трубопроводов
системы
холодоснабжения

СПЕЦИФИКАЦИЯ

№ пп	Модель	Наименование оборудования	Кол-во
1	WRAN 121	Чиллер холод — 33,8 кВт тепло — 31,2 кВт	1 шт.
2	GP2.04.2.500	Насосная станция с аккумуляющим баком	1 шт.
3	FC 20	Фанкойл холод — 1,51 кВт тепло — 1,6 кВт	5 шт.
4	FC 30	Фанкойл холод — 2,1 кВт тепло — 2,0 кВт	4 шт.
5	FC 40	Фанкойл холод — 2,53 кВт тепло — 2,58 кВт	1 шт.
6		Центральный кондиционер	1 шт.
7		Комплект автоматики для центрального кондиционера	1 компл.
8	RK500 × 250	Канальный вентилятор	1 шт.
7		Трубы водогазопроводные Ø15	130 м
9		Трубы водогазопроводные Ø20	15 м
10		Трубы водогазопроводные Ø25	20 м
11		Трубы водогазопроводные Ø32	15 м
12		Трубы водогазопроводные Ø40	22 м
13		Трубы водогазопроводные Ø50	35 м
14		Теплоизоляция трубопроводов	25 м³
15		Фасонные части из оцинкованной стали	36 м²
16		Теплоизоляция воздухопроводов	36 м²
17		Шаровой кран Ø15	28 шт.
18		Шаровой кран Ø25	2 шт.
19		Шаровой кран Ø50	2 шт.
20	IJS	Воздухозаборная решетка	1 шт.
21	DG500 × 200	Переточная решетка	10 шт.

Для подбора насосной станции и определения диаметра трубопроводов производится гидравлический расчет системы, подробно рассмотренный в предыдущих примерах (*табл. IX.34*).

Результаты гидравлического расчета системы холодоснабжения, фанкойлов и центрального кондиционера приведены в *табл. IX.34*.

Гидравлическое сопротивление системы составит

$$\begin{aligned}\Delta P &= R_1 + 30\%R_1 = 6620,7 + 0,3 \cdot 6620,7 = \\ &= 8607 \text{ мм вод. ст.} = 86,07 \text{ кПа.}\end{aligned}$$

По каталогу фирмы *CLIVET* (из номограммы) выбираем насосную станцию с аккумуляющей емкостью (модель GP2.04.2.500).

План кондиционируемых помещений с разводкой воздухопроводов представлен на *рис. IX.28.*; с разводкой трубопроводов на *рис. IX.35*.

Схема трубопроводов системы холодоснабжения представлена на *рис. IX.36*.

Перечень оборудования, используемого в данном проекте, представлен в *табл. IX.37*.

ПОСЛЕСЛОВИЕ

Надеемся, что темы, затронутые в этой книге, оказались для Вас актуальными и интересными. Вы всегда можете обратиться к специалистам ЕВРОКЛИМАТа за более подробной информацией по оборудованию, получить техническую и проектную документацию.

Сегодня ЕВРОКЛИМАТ является одной из крупнейших компаний, работающих на российском рынке кондиционирования и вентиляции, предлагая широкий спектр оборудования отечественных и мировых производителей.

Мы проводим регулярные встречи со специалистами, организовываем учебные семинары и презентации, в том числе и выездные семинары, участвуем в профильных выставках.

Предлагаем Вашему вниманию краткую информацию и контактные телефоны, по которым Вы можете связаться со специалистами ЕВРОКЛИМАТа.

ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ ЗАКАЗЧИКОВ

Любой заказчик – государственное учреждение, коммерческая фирма или частное лицо – может быть уверен, что поставленная им задача будет решена наиболее эффективно, с применением самого современного оборудования.

К московским заказчикам выезжают наши инженеры-проектировщики для составления коммерческого предложения или разработки рабочего проекта. Наши инженерные службы и технические подразделения осуществляют поставку и монтаж оборудования, выполняют пуско-наладочные работы и обеспечат дальнейшее четкое гарантийное и послегарантийное обслуживание.

Проектный отдел

- системы приточно-вытяжной вентиляции,
- системы центрального кондиционирования,
- прецизионное оборудование

Контактный телефон: (095) 787-7790, 265-6185

Отдел бытового климатического оборудования

- кондиционеры сплит-системы, мобильные, оконные,
- тепловые завесы и пушки, масляные радиаторы, тепловентиляторы и инфракрасные обогреватели,
- очистители и увлажнители воздуха,

Контактный телефон: (095) 960-2400

К услугам заказчиков из других городов - более 300 партнеров ЕВРОКЛИМАТа во всех регионах России. Сотрудники наших дилерских организаций прошли обучение в Учебном центре ЕВРОКЛИМАТа и на заводах-производителях оборудования. Это наиболее профессиональные организации на климатическом рынке России. Они обеспечивают четкое проведение проектных работ, подбор и поставку оборудования, монтажные работы и обслуживание установленной техники.

Мы работаем с нашими партнерами в тесном контакте, обеспечивая необходимой информацией и поддержкой.

Обращаясь в ЕВРОКЛИМАТ, Вы получите подробную рекомендацию о наиболее профессиональных организациях в Вашем городе или регионе.

Контактные телефоны: (095) 267-4038, 267-4065.

ИНФОРМАЦИЯ ДЛЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ ОРГАНИЗАЦИЙ

Компания ЕВРОКЛИМАТ уделяет большое внимание работе с московскими и региональными партнерами. Более чем в 100 городах России работают наши дилеры - ведущие компании в регионах. Деловые связи установлены со многими проектными институтами.

Мы стремимся оказывать максимальную поддержку нашим партнерам: обеспечиваем обучение персонала ди-

лерских фирм, оказываем помощь в проектировании, поставляем необходимую техническую и проектную документацию, предлагаем рекламные и методические материалы.

В случае возникновения проблем, наши специалисты всегда готовы прийти на помощь по всем вопросам проектирования, монтажа, сервиса. К услугам наших партнеров в Техническом центре ЕВРОКЛИМАТа действует «горячая линия» для срочных консультаций.

С дилерами работают два подразделения, специализирующиеся на поставках разного вида оборудования:

Дилерский отдел

- поставка кондиционеров сплит-систем настенного, напольного и кассетного типов, мобильных и оконных кондиционеров,
- поставка широкого спектра теплового оборудования,
- поставка очистителей и увлажнителей воздуха

Контактный телефон: (095) 267-4065

Отдел вентиляции и профессионального оборудования

- поставка всех видов сетевого вентиляционного оборудования, приточных установок, центральных кондиционеров, чиллеров и фанкойлов, прецизионных кондиционеров, систем автоматики и комплектующих;
- консультации, рецензии проектов, помощь в выполнении проектных работ;
- шефмонтаж и пуско-наладка оборудования.

Контактный телефон: (095) 267-4038

ИНФОРМАЦИЯ О СЕМИНАРАХ, ПРОВОДИМЫХ В УЧЕБНОМ ЦЕНТРЕ

Учебный центр ЕВРОКЛИМАТа ведет большую работу по обучению и повышению квалификации, как сотрудников нашей компании, так и сотрудников организаций - наших партнеров.

Учебный центр проводит регулярные семинары по проектированию, монтажу и сервисному обслуживанию предлагаемого оборудования; бизнес-семинары для руководителей и менеджеров по организации работы:

- Бизнес-семинары для руководителей компаний.
- Бизнес-семинары для менеджеров среднего звена.
- Обзорные семинары для высшего технического персонала по современному климатическому оборудованию.
- Курсы монтажников кондиционеров сплит-систем и теплового оборудования.
- Семинары для проектировщиков (по всем видам профессионального климатического оборудования).
- Семинары для инженеров по пуско-наладке и эксплуатации поставляемого оборудования.
- Семинары для специалистов сервисных служб.

Участникам учебных курсов и семинаров предоставляются методические и организационные материалы, проектно-техническая документация, а также учебные программы по темам.

Контактные телефоны: (095) 267-4038, 267-4065.



107082, Москва, Рубцовская набережная, дом 3
Тел. (095) 265-60-01, факс (095) 265-18-80
Web site: www.euroclimat.ru
E-mail: root@euroclimat.ru

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров И.П., Беляйкина И.В., Далин А.М. и др.; Под ред. Николаева А.А. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. – М.: Стройиздат, 1965.
2. Алексеев В.П., Вайнштейн Г.Е., Герасимов П.В. Расчет и моделирование аппаратов криогенных установок. – Л. Энергоатомиздат, 1987.
3. Ананьев В.А. Адаптация кондиционеров DeLonghi к низким температурам наружного воздуха. Мир климата, 1999, № 1
4. Андраников Е.И., Каплан Л.Г., Пржетишевский Ю.Б. Автоматизация оттаивания инея с испарителей холодильных машин ИФ-49М, АКФВ-4М. «Холодильная техника», 1985, № 10
5. Бакластов А.М. и др. Промышленные тепломассообменные процессы и установки. – М.: Энергоатомиздат, 1986.
6. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – М.: Стройиздат, 1982.
7. Батурин В.В. Основы промышленной вентиляции. – М.: Профиздат, 1965.
8. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. – Л.: Машиностроение, 1976.
9. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. – М.: Высшая школа, 1970.
10. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. – М.: Стройиздат, 1985.
11. Боровков В.С., Майрановский Ф.Г. Аэрогидродинамика систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1978.
12. Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы. – М.: Агропромиздат, 1988.
13. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Физматгиз, 1963.
14. Воронец Д.А., Козич Д.И. Влажный воздух: Термодинамические свойства и применение. – М. Энергоатомиздат, 1984.
15. Воронин Г.И. Конструирование машин и агрегатов систем кондиционирования. – М., Машиностроение, 1978.
16. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Изд-во стандартов, 1969.
17. Гоголин А.А., Барулин Н.Я. Кондиционирование воздуха. – М., Госторгиздат, 1962.
18. Гоголин А.А., Данилова Г.Н., Азарсков В.М., Медникова Н.М. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.
19. Голиков В.П., Каплан Э.Ю. Повышение технического уровня и надежности герметичных холодильных агрегатов. «Холодильная техника», 1989, № 10.
20. Голубков Б.Н., Романова Т.М., Гусев В.А. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления. – М.: Энергоатомиздат, 1988.

21. Горомосов М.С. Микроклимат жилищ и его гигиеническое нормирование. – М.: Медгиз, 1963.
22. Гортышов Ю.Ф., Дресвянников Ф.Н., Идиатуллин Н.С. и др.; Под ред. Щукина В.К. Теория и техника теплофизического эксперимента. – М.: Энергоатомиздат, 1985.
23. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Изд-во стандартов, 1988.
24. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. – М.: Стройиздат, 1982.
25. Губернский Ю.Д., Кореневский Е.И. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата жилых и общественных зданий. – М.: Медицина, 1978.
26. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. – Л.: Машиностроение, 1986.
27. Дегтярев А.И. Кондиционирование воздуха. – М.: Госстройиздат, 1953.
28. Журавлев Б.А. и др. Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1980.
29. Заривайская Х.А., Пекер Я.Д., Матусевич В.Г., Кривич С.А. Гигиеническое нормирование микроклимата зданий. «Строительство и архитектура», 1972, № 6.
30. Иванов О.П. Конденсаторы и водоохлаждающие устройства. – Л.: Машиностроение, 1980.
31. Иванов О.П., Рымкевич А.А. Единый подход к оценке различных схем систем кондиционирования воздуха. «Холодильная техника», 1981, № 5.
32. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М. Машиностроение, 1975.
33. Карпис Е.Е. Теплотехническая эффективность систем кондиционирования воздуха и кондиционеров различных схемных решений. – М.: Изд-во «Академии строительства и архитектуры», 1962.
34. Карпис Е.Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1986.
35. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по гидравлическим расчетам (теплообменники, парогенераторы). – М.: Энергоатомиздат, 1984.
36. Кокорин О.Я. Установки кондиционирования воздуха: Основы расчета и проектирования. – М.: Машиностроение, 1978.
37. Константинова В.Е. Расчет воздухообмена в жилых и общественных зданиях. – М.: Стройиздат, 1964.
38. Костерев Ф.М., Кушнырев В.И. Теоретические основы теплотехники. – М.: Энергия, 1978.
39. Кошкин Н.Н. Холодильные машины. – М.: Машиностроение, 1973.
40. Краснощеков Л.Ф. Расчет и проектирование воздухонагревательных установок для систем приточной вентиляции. – Л.: Изд-во литературы по строительству, 1972.
41. Креслинь А.Я. Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1972.
42. Кутателадзе С.С., Боришанский В.А. Справочник по теплопередаче. – М.: Госэнергоиздат, 1958.
43. Ладыженский Р.М. Кондиционирование воздуха. – М.: Госторгиздат, 1962.
44. Лебедев В.Ф. и др. Холодильная техника. – М.: Агропромиздат, 1986.

45. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. – М.: Энергия, 1972.
46. Ловцов В.В. Системы прецизионного кондиционирования воздуха. – Л.: Стройиздат, 1971.
47. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973.
48. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966.
49. Лутковский В.В. Повышение надежности работы холодильных установок. – Л.: Машиностроение, 1978.
50. Малоземов В.В. и др. Математическое моделирование элементов, агрегатов и систем обеспечения теплового режима. – М.: МАИ, 1986
51. Мартыновский В.С. Тепловые насосы. – М.: Л. Госэнергоиздат, 1955.
52. Меклер В.Я., Овчинников П.А. Промышленная вентиляция и кондиционирование воздуха – М.: Стройиздат, 1978.
53. Микулин Е.И., Архаров А.М., Марфенина И.В. Техника низких температур. – М.: Энергия, 1975.
54. Михайлов В.Д., Данилов В.Р., Бовкун М.Р. Регулирование относительной влажности воздуха с использованием микропроцессорной техники. «Холодильная техника», 1990, № 3.
55. Мурашко В.П. Метод расчета воздухо-воздушных теплообменников с учетом конденсации водяных паров. – Труды МВТУ – 1986. № 460.
56. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа, 1971.
57. Нефелов С.В. Алгоритмы микропроцессорных систем управления кондиционированием воздуха. «Холодильная техника», 1990, № 3.
58. Нуждин А.С., Ужанский В.С. Измерения в холодильной технике. Справочное руководство. – М.: Агропромиздат, 1986.
59. Отопление и вентиляция. ч. II. Вентиляция // Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976.
60. Пекер Я.Д., Мардер Е.Я. Справочник по оборудованию для кондиционирования воздуха. – Киев: «Будивельник», 1977.
61. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. Киев: «Будивельник», 1967.
62. Петров Ю.С. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – Л.: Судостроение, 1984.
63. Покровский Н.К. Холодильные машины и установки. – М.: Пищевая промышленность, 1969.
64. Поляков А.А., Канаво В.А. Теплообменные аппараты в инженерном оборудовании зданий и сооружений. – М.: Стройиздат, 1989.
65. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами. – М.: Изд-во стандартов, 1982.
66. Правила устройства электроустановок (ПУЭ) – М.: Энергоатомиздат, 1986.
67. Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. Справочник. – М.: Энергия, 1978.
68. Реттер Э.И., Стриженов С.И. Аэродинамика зданий. – М., Стройиздат, 1968.

69. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. Справочник. – М., Энергоатомиздат, 1984.
70. Рымкевич А.А., Халамайзер М.Б. Управление системами кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение, 1977.
71. Рымкевич А.А. Математическая модель системы кондиционирования воздуха. «Холодильная техника», 1981, № 2.
72. Соловьянов А.А. Девятнадцатое совещание Рабочей группы открытого состава Сторон Монреальского протокола по веществам, разрушающим озоновый слой. «Холодильная техника», 1999, № 9.
73. Сотников А.Г. Системы кондиционирования воздуха с количественным регулированием. – Л., Стройиздат, 1976.
74. Справочник по теплообменникам: /пер. с англ.; под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987.
75. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Вентиляция и кондиционирование воздуха. ч.3. Кн. 1 – М.: Стройиздат, 1992.
76. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП 2.04.05.91 – М.: Изд-во ЦНТП, 1994.
77. Строительные нормы и правила. Строительная теплотехника. СНиП II-3-79 – М.: Изд-во ЦНТИ, 1995.
78. Строительные нормы и правила. Противопожарные нормы. СНиП 2.01.02-85 – М.: Изд-во ЦНТИ, 1991.
79. Строительные нормы и правила. Защита от шума. СНиП II-12-77. – М., Изд-во ЦНТИ, 1977.
80. Строительные нормы и правила. Жилые здания. СНиП 2.08.01-89. – М.: Изд-во ЦНТИ, 1995.
81. Строительные нормы и правила. Общественные здания. СНиП 2.08.02-89. – М.: Изд-во ЦНТИ, 1993.
82. Строительные нормы и правила. Административные и бытовые здания. СНиП 2.09.04-87 – М.: Изд-во ЦНТИ, 1995.
83. Строительные нормы и правила. Производственные здания. СНиП 2.09.02-85 – М.: Изд-во ЦНТИ, 1991.
84. Строительные нормы и правила. Строительная климатология и геофизика. СНиП 2.01.01-82 – М.: Изд-во ЦНТИ, 1982.
85. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979.
86. Ужанский В.С. Автоматизация холодильных машин и установок. – М.: Пищевая промышленность, 1973.
87. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. Пер. с англ. Справочник. – М.: Атомиздат, 1979.
88. Устройство для предотвращения образования инея на поверхности испарителя. «Холодильная техника», 1990, № 2.
89. Уткин С.М., Леечкис И.Д., Каплун С.П. Электрооборудование холодоильно-компрессорных машин и установок. – М.: Высшая школа, 1979.
90. Участкин П.В., Тетеревников В.Н., Мателенок Д.А. Кондиционирование воздуха в промышленных зданиях. – М.: Профиздат, 1963.

91. Фильтры и фильтрующие материалы для очистки воздуха. Обзор – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1986.
92. Фреоны в холодильной технике. «Холодильная техника», 1990, № 5.
93. Харланов С.А., Степанов В.А. Монтаж систем вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа, 1979.
94. Холодильные машины. Справочник. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.
95. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергия, 1977.
96. Чумак И.Г. и др. Холодильные установки – М.: Агропромиздат, 1991.
97. Штокман Е.А. и др. Вентиляция, кондиционирование и очистка воздуха на предприятиях пищевой промышленности. – Ростов-на-Дону: Новая книга, 1997.
98. Щербин В.А., Гринберг Я.И. Холодильные станции и установки. – М.: Химия, 1979.
99. Юрманов Б.Н. Автоматизация систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – Л.: Стройиздат, 1976.
100. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977.
101. Языков В.Н. Теоретические основы проектирования судовых систем кондиционирования воздуха. – Л.: Судостроение, 1967.
102. LA CLIMATIZZAZIONE DELLE PICCOLE E MEDIE UTENZE.
CLIVET Italia S.r.l.

ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ И ПЕРЕВОДНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ,
ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Таблица П.1

Величина	Единица		Значение в единицах СИ
	Наименование	Обозначение	
Длина	ярд	yd	0,9144 м
	фут	ft	0,3048 м
	дюйм	in	0,0254 м
Площадь	квадратный ярд	yd ²	0,8361 м ²
	квадратный фут	ft ²	0,0929 м ²
	квадратный дюйм	in ²	6,4516 см ²
Объем	кубический ярд	yd ³	0,7645 м ³
	кубический фут	ft ³	28,3168 дм ³
	кубический дюйм	in ³	16,3871 см ³
	галлон (английский)	gal (UK)	4,5461 дм ³
	галлон (США)	gal (US)	3,7854 дм ³
	пинта (английская)	pt (UK)	0,5683 дм ³
	сухая пинта (США)	dry pt (US)	0,5506 дм ³
	жидкостная пинта (США)	lig pt (US)	0,4732 дм ³
	жидкостная унция (английская)	fl.oz (UK)	28,4130 см ³
	жидкостная унция (США)	fl.oz (US)	29,5737 см ³
	бушель (США)	bu (US)	35,2393 дм ³
	сухой баррель (США)	bbl (US)	115,628 дм ³
Ускорение	гал	gal	0,01 м/с ²
Масса	фунт	lb	0,4536 кг
	слаг	slug	14,5939 кг
	гран	gr	64,7989 мг
	унция торговая	oz	28,3495 г
Плотность	фунт на кубический фут	lb/ft ³	16,0185 кг/м ³
	фунт на кубический дюйм	lb/in ³	27680 кг/м ³
	слаг на кубический фут	slug/ft ³	515,4 кг/м ³
Сила, вес	паундаль	pdl	0,1383 Н
	фунт-сила	lbf	4,4482 Н
	килограмм-сила	kgf	9,807 Н
Удельный вес	фунт-сила на кубический фут	lbf/ft ³	157,087 Н/м ³
Момент силы	фунт-сила-фут	lbf-ft	1,3558 Н/м

Величина	Единица		Значение в единицах СИ
	Наименование	Обозначение	
Давление	паундаль на квадратный фут	pdl/ft ²	1,4882 Н/м ²
	фунт-сила на квадратный фут	lbf/ft ²	47,8803 Н/м ²
	фунт-сила на квадратный дюйм	lbf/in ²	6894,76 Н/м ²
	фут водяного столба	ft H ₂ O	2989,07 Н/м ²
	дюйм водяного столба	in H ₂ O	249,089 Н/м ²
	дюйм ртутного столба	in Hg	3386,39 Н/м ²
	бар	bar	10 ⁵ Н/м ²
	килограмм-сила на кубический сантиметр	kgf/cm ³	9,807x10 ⁴ Н/м ³
	атмосфера физическая	atm	1,013x10 ⁵ Н/м ²
	мм рт.ст.	mm Hg	1,333x10 ² Н/м ²
Массовый расход	фунт-масса в секунду	lbm/s	0,4536 кг/с
Коэффициент теплопроводности	британская тепловая единица на секунду-фут-градус Фаренгейта	Btu/(s·ft·degF)	6230,64 Вт/(м·К)
Коэффициент теплопередачи	британская тепловая единица на секунду-квадратный фут-градус Фаренгейта	Btu/(s·ft ² ·degF)	20441,7 Вт/(м ² ·К)
Коэффициент температуропроводности	квадратный фут на секунду	ft ² /s	0,0929 м ² /с
Динамическая вязкость	паундаль секунда на квадратный фут	pdt·s/ft ²	1,488 Па·с
	фунт-сила секунда на квадратный фут	lbf·s/ft ²	47,88 Па·с
Кинематическая вязкость	квадратный фут на секунду	ft ² /s	0,0929 м ² /с
Работа, энергия, тепло	фут-паундаль	ft·pdl	0,0421 Дж
	фут-фунт-сила	ft·lbf	1,3558 Дж
	литр-атмосфера	l·atm	101,328 Дж
	британская тепловая единица	Btu	1055,06 Дж
	килокалория	Kcal	4187 Дж
	киловатт-час	kwh	3,6x10 ⁶ Дж
Мощность	фут-паундаль в секунду	ft·pdl/s	0,0421 Вт
	фут-фунт-сила в секунду	ft·lbf/s	1,3558 Вт
	лошадиная сила (английская)	hp	745,7 Вт
	британская тепловая единица в час	Btu/h	0,2931 Вт
	килограмм-сила-метр в секунду	kgf·m/s	9,807 Вт
Термодинамическая температура	градус Ренкина	°R	5/9 К
Температура	градус Фаренгейта	°F	5/9 К или 5/9 °C t° C= 5/9· (t°F-32)
Удельная теплоемкость	британская тепловая единица на фунт-градус Фаренгейта	Btu/(lb·degF)	4187 Дж/(кг·К)
Удельная энтропия	британская тепловая единица на фунт-градус Ренкина	Btu/(lb·degR)	4187 Дж/(кг·К)
Плотность теплового потока	британская тепловая единица на фут-квадратный – час	Btu/(ft ² ·h)	3,157 Вт/м ²
	килокалория на метр квадратный – час	kcal/(m ² ·h)	1,163 Вт/м ²

Таблица П.2

Величины	Единицы, основанные на системе СИ, и единицы, допущенные к применению наряду с ними		Единицы системы МГСС		Соотношения между единицами измерения
	Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение	
Температура, разность температур	кельвин градус Цельсия	К °С	градус	град	1 К = 1°С = 1 град
Температурный коэффициент	кельвин в минус первой степени	К ⁻¹	градус в минус первой степени	град ⁻¹	1 К ⁻¹ = 1 град ⁻¹
Температурный градиент	кельвин на метр	К/м	градус на метр	град/м	1 К/м = 1 град/м
Количество теплоты, полная внутренняя энергия, полная энтальпия	джоуль	Дж	килокалория	ккал	1 Дж = 0,239 · 10 ⁻³ ккал 1 ккал = 4187 Дж
Удельная массовая теплота, удельная массовая внутренняя энергия, удельная массовая энтальпия, удельная массовая теплота фазовых превращений	джоуль на килограмм	Дж/кг	—	—	1 Дж/кг = 0,239 · 10 ⁻³ ккал/кгс (ккал/кг)
Удельная весовая теплота, удельная весовая внутренняя энергия, удельная весовая энтальпия, удельная весовая теплота фазовых превращений	—	—	килокалория на килограмм-силу	ккал/кгс (ккал/кг)	1 ккал/кгс (ккал/кг) = 4187 Дж/кг
Удельная мольная теплота	джоуль на киломоль	Дж/кмоль	килокалория на киломоль	ккал/кмоль	1 Дж/кмоль = 0,239 · 10 ⁻³ ккал/кмоль 1 ккал/кмоль = 4187 Дж/кмоль
Удельная массовая теплоемкость, удельная массовая энтропия	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг·К)	—	—	1 Дж/(кг·К) = 0,239 · 10 ⁻³ ккал/кгс·град (ккал/кг·град)
Удельная весовая теплоемкость, удельная весовая энтропия	—	—	килокалория на килограмм-силу-градус	ккал/кгс·град (ккал/кг·град)	1 ккал/кгс·град (ккал/кг·град) = 4187 Дж/(кг·К)
Тепловой поток, тепловая мощность	ватт	Вт	килокалория в час	ккал/ч	1 Вт = 0,86 ккал/ч = 1,163 Вт
Удельный тепловой поток, удельная мощность	ватт на метр в квадрате	Вт/м ²	килокалория на метр в квадрате на час	ккал/м ² ·ч	1 Вт/м ² = 0,86 ккал/м ² ·ч 1 ккал/м ² ·ч = 1,163 Вт/м ²
Объемная плотность теплового потока	ватт на метр в кубе	Вт/м ³	килокалория на метр в кубе в час	ккал/м ³ ·ч	1 Вт/м ³ = 0,86 ккал/м ³ ·ч 1 ккал/м ³ ·ч = 1,163 Вт/м ³
Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи	ватт на метр в квадрате на кельвин	Вт/(м ² ·К)	килокалория на метр в квадрате на час-градус	ккал/м ² ·ч·град	1 Вт/(м ² ·К) = 0,86 ккал/м ² ·ч·град 1 ккал/м ² ·ч·град = 1,163 Вт/(м ² ·К)

Таблица П.3

Приставки для образования кратных и дольных единиц		
Приставка	Обозначение	Множитель, на который умножаются единицы измерения
Тера	Т	10^{12}
Гига	Г	10^9
Мега	М	10^6
Кило	к	10^3
Гекто	г	10^2
Дека	да	10^1
Деци	д	10^{-1}
Санتي	с	10^{-2}
Милли	м	10^{-3}
Микро	мк	10^{-6}
Нано	н	10^{-9}
Пико	п	10^{-12}

Издатель
© Компания «ЕВРОКЛИМАТ»

Титульный редактор
Горовой Г.Ю.

Ответственный за выпуск
Бейзман М.И.

Верстка и дизайн
Свищев К.А.
Домбровский А.Ю.

Корректор
Комарова Л.С.

Авторы
Ананьев В.А., Балусева Л.Н., Гальперин А.Д.,
Городов А.К., Еремин М.Ю., Звягинцева С.М.,
Мурашко В.П., Седых И.В.

Лицензия на издательскую деятельность № 02409 от 20 июля 2000 года
Подписано в печать: 12.11.2001 г. Формат 60х90/8. Бумага офсетная.
Гарнитура Minion Cug Regular. Тираж 5000 экз. Заказ № 1048.
© Издательство ООО «Диксис Трейдинг»
Тел./факс: (095) 252-74-56
E-mail: reclama@dixis.ru
© «ЕВРОКЛИМАТ», 2001 г.