Внутренние санитарно-технические устройства

Часть 3
Вентиляция и кондиционирование воздуха
Книга 2

Справочник проектировщика

Москва
Стройиздат

Справочник проектировщика

Серия основана в 1975 году

Внутренние санитарно-технические устройства

В трех частях

4-е издание,
переработанное и дополненное

Часть 3
Вентиляция и кондиционирование воздуха

Под редакцией
канд. техн. наук Н.Н. Павлова
и инж. Ю.И. Шиллера

Книга 2

Москва
Стройиздат
1992

ББК 38.762
В60
УДК 697.9 (035.5)

Главная редакционная коллегия серии: В. М. Спиридонов (гл. редактор), Ю. Н. Андрианов, А. А. Вихрев, С. М. Глинкин, В. П. Илюхин, В. А. Касаткин, С. С. Кормилов, В. И. Королев, В. В. Кузнецов, В. В. Михеев, С. Н. Никитин, Н. И. Орехова, С. Д. Чубаров.

Авторы Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджанов, М. И. Гримитлин, Л. Ф. Моор, Г. М. Позин, Б. Н. Креймер, В. М. Рубчинский, Т. И. Садовская, Н. И. Березина, Л. А. Бычкова, А. И. Ушомирская,С. М. Финкельштейн, А. И. Пирумов.

Редактор Н. А. Хаустова

Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 3.
В60 Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 2/Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджанов и др.; Под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера.–4-е изд., перераб. и доп.– М.: Стройиздат, 1992.–416 с.: ил.–(Справочник проектировщика).
ISBN 5-274-01155-1

Рассмотрены основные вопросы проектирования систем кондиционирования воздуха, распределения воздуха в помещениях, утилизации низкопотенциальной теплоты, приведен расчет воздуховодов. Изд. 4-е переработано и дополнено с учетом результатов последних теоретических исследований и новых нормативных документов. Изд. 3-е вышло в 1978 г. Части 1 и 2 4-го издания вышли в 1990 г.

Для инженерно-технических работников проектных и строительных организаций.

В $\frac{3309000000-438}{047(01)-92}$ 201–90 **ББК 38.762**

ISBN 5-274-01155-1 (Ч. 3, кн. 2)
ISBN 5-274-00554-3

© **Стройиздат, 1978**
© **Б. В. Баркалов и коллектив авторов, 1992, с изменениями**

ПРЕДИСЛОВИЕ

Широкое применение кондиционирования воздуха в производственных и жилых зданиях обусловлено следующими объективными причинами: развитием новых производств электронной, электротехнической, машиностроительной, химической, текстильной и других отраслей промышленности, остро нуждающихся в поддержании определенных и постоянных параметров состояния воздуха; возрастающими требованиями к улучшению условий труда и повышению производительности в горячих и мокрых цехах, угольных шахтах, рудниках и пр.; оснащением предприятий промышленности связи, научно-исследовательских и конструкторских организаций дорогостоящими приборами и счетно-решающими машинами, точная и безотказная работа которых возможна только при определенных температуре и относительной влажности воздуха; увеличивающимся строительством закрытых помещений для длительного пребывания больших количеств людей (театры, концертные залы, стадионы, рестораны, вокзалы и т. д).

За последнее десятилетие в нашей стране существенно изменились архитектурно-конструктивные решения и технология строительства зданий, номенклатура и характеристики изготовляемых кондиционеров, вентиляционного и холодильного оборудования и средств автоматизации систем кондиционирования. Все это обусловило необходимость значительной переработки материала Справочника проектировщика предыдущего издания с учетом результатов новых теоретических и экспериментальных исследований, разработок научно-исследовательских и проектных организаций, а также изменений в соответствии с новой редакцией СНиП 2.04.05–86.

В составлении справочника принимали участие: канд. техн. наук Б. В. Баркалов (гл. 15, 20), канд. техн. наук Н. Н. Павлов (гл. 15), инж. С. С. Амирджанов (гл. 16), д-р техн. наук М. И. Гримитлин (гл. 17), канд. техн. наук Г. С. Позин (гл. 17), инж. Л. Ф. Моор (гл. 17), инж. Б. Н. Креймер (гл. 18), канд. техн. наук В. М. Рубчинский (гл. 19), инж. Т. И. Садовская (гл. 15 и 21), канд. техн. наук Н. И. Березина (гл. 22), канд. техн. наук Л. А. Бычкова (гл. 22), инж. А. И. Ушомирская (прил. I), инж. С. М. Финкельштейн (прил. II и III), д-р техн. наук А. И. Пирумов (прил. IV).

Глава 15

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

15.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

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

Кондиционирование воздуха, согласно СНиП 2.04.05-86, подразделяется на три класса:

первого класса – для обеспечения метеорологических условий, требуемых для технологического процесса, при допускаемых отклонениях за пределами расчетных параметров наружного воздуха в среднем 100 ч/г при круглосуточной работе или 70 ч/г при односменной работе в дневное время;

второго класса – для обеспечения оптимальных санитарных или технологических норм при допускаемых отклонениях в среднем 250 ч/г при круглосуточной работе или 175 ч/г при односменной работе в дневное время;

третьего класса – для обеспечения допускаемых метеорологических условий, если они не могут быть обеспечены вентиляцией, или промежуточных условий между допускаемыми и оптимальными нормами при экономическом обосновании; допускаемые отклонения за пределами расчетных параметров наружного воздуха 450 ч/г при круглосуточной работе или 315 ч/г при односменной работе в дневное время.

Кондиционирование воздуха осуществляется комплексом технических средств, называемым **системой кондиционнрования воздуха (СКВ).** В состав СКВ входят технические средства приготовления, перемещения и распределения воздуха, приготовления холода, а также средства хладо- и теплоснабжения, автоматики, дистанционного управления и контроля. СКВ больших общественных и производственных зданий должны обслуживаться комплексными автоматизированными системами управления.

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

Кондиционирование воздуха подразделяется на комфортное и технологическое.

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 производства.

Технологическое кондиционирование в помещениях, где находятся люди, осуществляется с учетом санитарно-гигиенических требований. Основные санитарно-гигиенические требования регламентируются: ГОСТ 12.1.005–88. Общие санитарно-гигиенические требования к «воздуху рабочей зоны»; СНиП 2.04.05–86 «Отопление, вентиляция и кондиционирование»; СНиП 2.09.02–85 «Производственные здания»; СНиП 2.08.02–89 «Общественные здания»; СНиП 2.09.04–87 «Административно-бытовые здания»; СНиП II-3-79 «Строительная теплотехника» и СНиП 2.01.02–85 «Противопожарные нормы», а также другими материалами по проектированию санаториев, больниц и поликлиник, гостиниц, магазинов, спортивных сооружений, театров, кинотеатров, архивов, животноводческих и птицеводческих зданий и сооружений, зданий и сооружений для хранения и переработки сельскохозяйственной продукции, теплиц и парников.

Следует также учитывать указания по проектированию зданий с герметизированными помещениями для точных производств и электроники – «чистых комнат», предприятий лег-

кой, пищевой, мясной, рыбной и молочной промышленности и холодильников.

Во всех случаях СКВ должны занимать возможно меньшие площади для размещения оборудования, однако практически для оборудования СКВ требуется от 25 до 400% (для «чистых комнат») от площади кондиционируемых помещений. Внешние формы и отделка оборудования, располагаемого внутри кондиционируемых помещений, должны соответствовать архитектурному облику последних.

В проектах следует предусматривать возможность строительства и ввода СКВ в эксплуатацию по этажам, а иногда и по отдельным помещениям. Необходимо предусматривать также: 1) возможность быстрого переключения кондиционеров с режима обогрева на режим охлаждения в переходное время года, а также при резких переменах температуры наружного воздуха и теплопоступлений, т. е. системы должны иметь малую тепловую инерционность; 2) взаимную блокировку кондиционеров, чтобы при выключении одного из них можно было подать воздух из соседних кондиционеров, хотя бы в меньшем количестве; 3) обеспечение индивидуального регулирования температуры, относительной влажности в каждом отдельном помещении, 4) возможность отопления одних помещений при одновременном охлаждении других, обслуживаемых той же системой; 5) сосредоточение оборудования, требующего систематического обслуживания в минимальном количестве мест; 6) простоту и удобство обслуживания и ремонта, а также малую потребность в них за период эксплуатации; 7) возможность частичной перепланировки помещений в процессе эксплуатации без переустройства СКВ, что особенно важно, например, для производственных зданий с быстро меняющейся технологией.

Общепризнанной классификации СКВ не существует. Приведенная на рис. 15.1 классификация не претендует на исчерпывающую полноту и касается только тех систем, которые нашли применение в нашей стране.

Для СКВ на холодный период года в качестве расчетных следует принимать параметры *Б* наружного воздуха СНиП 2.04.05–86 для СКВ всех классов; для теплого периода для СКВ первого класса параметры *Б*, для второго класса – параметры *Б*, сниженные на 2 °С по температуре и на 2 кДж/кг по энтальпии, и для третьего класса параметры *А*. В качестве переходных условий для СКВ всех классов следует принимать параметры, при которых кондиционер не расходует ни теплоты, ни холода.

СКВ, используемые в течение части суток, в теплый период года рекомендуется рассчитывать на бо́льшие из температур t_N, °С, и энтальпий J_N, кДж/кг, определяемые для каждого часа рассматриваемой части суток, по формулам:

$$t_N = t - 0{,}5A_t[1 + \cos(15 \cdot \Delta\tau)]; \quad (15.1)$$

$$J_N = J - 0{,}5A_y[1 + \cos(15 \cdot \Delta\tau)], \quad (15.2)$$

где t_N, J_N – расчетные температура наружного воздуха, °С, и удельная энтальпия, кДж/кг, в расчетный час суток, t, J расчетные температура, °С, и удельная энтальпия, кДж/кг, наружного воздуха при круглосуточной работе СКВ, A_t – амплитуда суточных колебаний температуры наружного воздуха, °С, принимается по СНиП 2.04.05–86; A_y – амплитуда суточных колебаний удельной энтальпии, равная $1{,}4A_t$, кДж/кг; $\Delta\tau = \tau - 3$ – для местностей, расположенных на расстоянии более 100 км от морей и океанов, и $\Delta\tau = \tau - 2$ – при меньшем расстоянии; здесь τ – час расчетных суток по среднему солнечному времени

Формулы (15.1) и (15.2) по температуре и энтальпии характеризуют расчетные сутки теплого периода года с параметрами, изменяющимися по косинусоиде (рис. 15.2). Кроме того, расчетные сутки характеризуют кривыми напряжения солнечной радиации в июле на различно направленные по отношению к сторонам света и к горизонту наружные ограждения помещения.

При проектировании СКВ чистоту воздуха принимают: а) для общественных и жилых помещений – в пределах установленных норм наружного воздуха населенных мест; б) для производственных и административно-бытовых помещений – в пределах допускаемых СНиП 2.04.05–86 30% ПДК по ГОСТ 12.1.005–88 в воздухе, выпускаемом в помещения, или на более низком уровне, особенно в части запыленности воздуха, если это требуется по технологическим условиям.

Расчетные метеорологические условия в рабочей зоне производственных помещений и обслуживаемой зоне общественных, жилых и административно-бытовых помещений следует выбирать по табл. 15.1.

Многие годы одним из критериев оценки метеорологических условий в общественных и производственных помещениях для людей, находящихся в состоянии, близком к состоянию

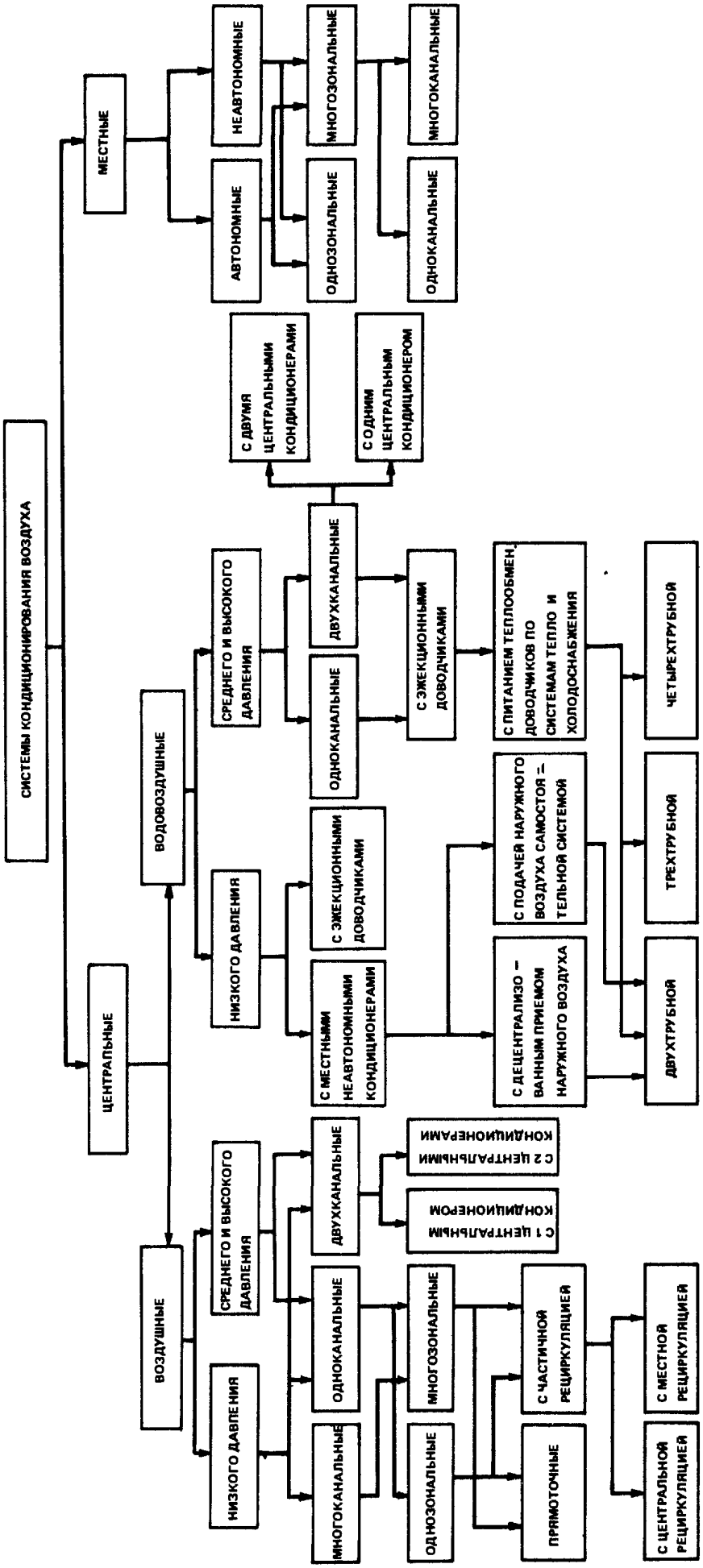


Рис. 15 1. Классификация систем кондиционирования воздуха

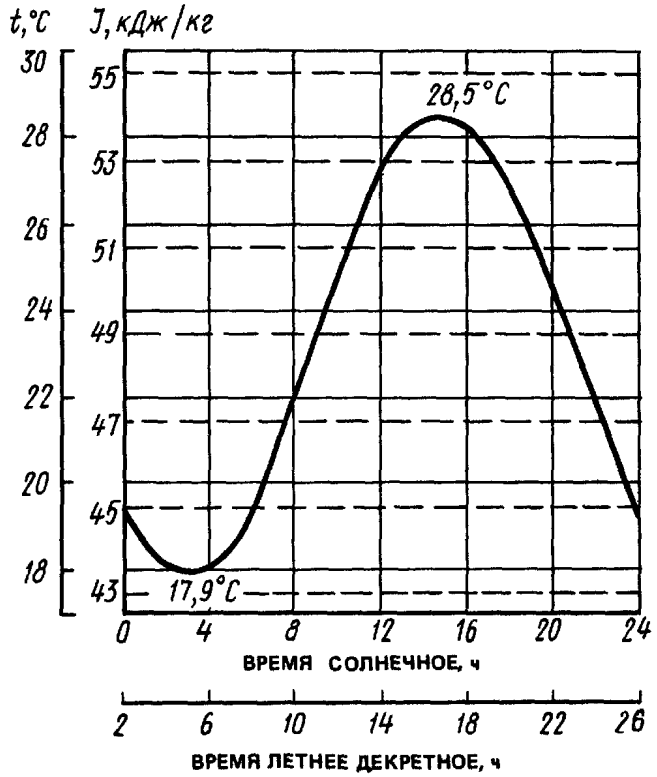


Рис. 15.2. Температура и энтальпия наружного воздуха в расчетные сутки теплого периода года для Москвы (параметры Б)

покоя, или выполняющих легкую работу в сидячем положении, служили нормальные эквивалентно-эффективные температуры (ЭЭТ). ЭЭТ не учитывают радиационного фактора и были установлены на основе сравнения теплоощущения людей в выбранных условиях с теплоощущением их в камере со 100%-ной влажностью. Последнее не характерно для реальных условий. Перечисленные недостатки ЭЭТ привели к тому, что этот критерий перестали учитывать и в проектной практике. При определении комфортных условий, как правило, пользуются положениями СНиП 2.04.05–86 или данными специальных исследований и указаний.

По данным Института общей коммунальной гигиены им. А. Н. Сысина АМН оптимальные параметры в служебных (конторских) помещениях применительно ко II климатическому поясу составляют: в холодный период года температура 20–22 °С при относительной влажности 30–40% и скорости движения воздуха 0,2 м/с; в теплый период года температура 20–22 °С при относительной влажности 30–60% и скорости движения воздуха 0,2 м/с или 23–25 °С при скорости движения воздуха 0,3 м/с при этой же влажности.

ТАБЛИЦА 15.1. 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	4–10	55–65
кожи	10–16	40–60
Предприятия машиностроения:		
лаборатории металлов	20 ± 0,5	40 ± 0,5
термоконстантные помещения для прецизионных работ различных групп:		
1	18–22	40 ± 5
2	19,5 – – 20,5	40 ± 5
3	19,8–20,2	40 ± 5
4	19,95– –20,05	40 ± 5
особо чистые помещения для прецизионных работ:		
цехи:		
точного машиностроения	20 ± 0,5	45 – 50
намотки трансформаторов и катушек сборки радиоламп	22 ± 1	–
изготовления электроизмерительных приборов	21–24	50–55
обработки пластинок из селена и окиси меди	23 ± 1	30–40
плавки оптического стекла	24 ± 1	45 ± 5

Продолжение табл. 15.1

Виды производств и помещений	Температура, °С	Влажность, %
шлифовки линз	24 ± 0,5	80 ± 5
помещения электронно-вычислительных машин (ЭВМ) с встроенными вентиляторами	19–22	55–65
помещения ЭВМ:	(18–24)*	(50 – 70)*
параметры для воздуха, подаваемого внутрь машин	14–18	75–80
параметры на выходе из машин	24–28	40–50
параметры для воздушной среды помещений	21–23	45–60
Больницы:	(18–26)*	(40–70)*
хирургические	(20–22)	55–60
операционные	(20–25)**	
палаты	23–25	40–60
Деревообрабатывающая промышленность:		
цехи механической обработки дерева	15–16	40–55
столярно-заготовительные отделения	15–16	55–65
цехи:		
изготовления моделей из дерева	18–20	40–55
производства спичек	21–25	50 ± 5
сушки спичек	21–25	40 ± 5
Типографское производство:		
цехи печатания:		
многоцветной литографии (офсет)	24–26	45–50
плоского на отдельных листах	24–26	45–50
ротационного на рулонной бумаге	24–26	50–55
склады бумаги:		
для литографии	22–25	51–56
типографской для печати:		
плоской	20–25	45–50
ротационной	20–25	50–55

Продолжение табл. 15.1

Виды производств и помещений	Температура, °С	Влажность, %
цехи переплетные, сушки, резки, склеивания бумаги	20–26	45–50
Фотографическое производство:		
отделения:		
проявочные для фотопленки	20–24	60 ± 5
резки фотопленки	18–20	65 ± 5
сушки фотонегативов и позитивов	22–24	60 ± 5
помещения для хранения кинофотоматериалов	18–20	40–50
склады химикатов	16–27	35–50
Производство капронового шелка и корда:		
отделение намотки прядильного цеха шелка и корда	16–18	47 ± 3,5
помещение	16–18	47 ± 3,5
контроля и буфер для кордного капронового волокна после прядения	16–18	47 ± 3,5
крутильные цехи шелка и корда	22 – 24	57 ± 5
цех горячей вытяжки корда	21 – 23	60 ± 5
перемоточные цехи:		
шелка	22–24	52 ± 5
корда	21–23	60 ± 5
ткацкий цех, отделение сортировки и упаковки и камера кондиционирования волокна после сушки:		
для шелка	22–24	52 ± 5
» корда	21–23	60 ± 5
лаборатории физико-механических испытаний кордной капроновой нити и ткани	20 ± 2	65 ± 2
Хлопчатобумажные цехи:		
чесальный ленточно-ровничный	22–28	55–50
прядильный	24–28	60–50

Продолжение табл. 15.1

Виды производств и помещений	Температура, °С	Влажность, %
ткацкий с кареточными станками	20–26	70–65
ткацкий с жаккардовыми станками	22–27	65–60
Фармацевтическое производство:		
склады:		
материалов	20–25	30–35
готовых порошков	20–25	15–35
цехи:		
прессования таблеток	25 ± 1	35–40
готовых порошков	20 -25	15–35
обработки коллоидов	20 ± 1	30–50
изготовления препаратов желез	25 ± 26	5 – 10
» экстрактов из печени	20–25	20–30
» желатиновых капсул	25 ± 1	40 – 50
склеивания резиновых изделий	25 ± 1	25–30
изготовления хирургических изделий из резины	24–30	25–30
Табачное производство:		
склады табака	18–24	75–80
цехи изготовления сигар, папирос, сигарет	18–24	70–75
гильзовый цех	18–24	65–70
увлажнительная камера для табака	24 ± 1	75 ± 5
Пивоваренное производство:		
солодовня	12 ± 1	80–85
бродильные чаны	4–8	60–65
Хлебопекарное и макаронное производства:		
склады муки	12–15	50–60
прессовый цех	15–20	50–60
отделения:		
силосно-просеивательное	18 ± 1	60 ± 5
опары	25–27	75 ± 5
теста	28–30	75–80
тесторазделочное	18 ± 1	60–65
расстойное	35–40	80–85
Молочная промышленность:		
цехи:		
маслодельные	14–16	80 ± 5
сыродельные	18–20	80 ± 5
отделение соления	10 ± 1	95 ± 5
термостатные камеры:		
для сквашивания кефира	16–20	60 ± 5
» созревания кефира	5–8	80 ± 5
» приготовления простокваши	24–26	60 ± 5
помещение для хранения сухого молока	5 ± 1	60 ± 5

* Допустимо.

** Необходимо обеспечивать возможность поддержания любой из указанных температур.

По стандарту ASHRAE 55–56 (США), тепловой комфорт определяется как «состояние человека, удовлетворенного условиями окружающей среды, при котором он не знает, хочет ли он изменить условия среды, сделав ее более теплой или более холодной». Параметры, удовлетворяющие 80% здоровых, нормально одетых людей, выполняющих легкую работу в сидячем положении, по данным указанного стандарта, составляют: температура t_c по сухому термометру 23–25 °С, средняя температура $t_и$ излучения 21–27 °С, относительная влажность 20–60%, скорость движения воздуха 0,05–0,23 м/с при условии, что для данного помещения максимальные колебания температуры по сухому термометру $\Delta t_c = \pm 1$ °С, температуры излучения $\Delta t_и = \pm 0{,}8$°С и влажности $\Delta\varphi = \pm 10\%$.

При кратковременном пребывании людей в помещениях (кафе, рестораны, магазины и др.) в теплый период года условия комфорта зависят от наружной температуры, так как большая разность внутренней и наружной температуры вызывает неприятные ощущения и может привести к простудным заболеваниям; при наружных температурах выше 30 °С требуемую температуру воздуха в этих помещениях рекомендуется определять по формулам:

при длительности пребывания до 2 ч

$$t_{2ч} = t_п + 0{,}4(t_н - 30); \qquad (15.3)$$

при длительности пребывания до 1 ч

$$t_{1ч} = 1{,}04[t_п + 0{,}4(t_н - 30)], \qquad (15.4)$$

где $t_п$ – оптимальная температура при длительном пребывании людей в помещении (см. табл. 15.1); $t_н > 30\,°C$ – температура наружного воздуха (в теплый период года).

Влажность воздуха в помещениях с кратковременным пребыванием людей не должна превышать 60%.

Современные средства регулирования СКВ обеспечивают получение заданной температуры воздуха в точке установки датчика с весьма высокой точностью (обычно $\pm 0{,}3\,°C$), но в других точках помещения возможны значительные отклонения от этой температуры, причем степень равномерности температур зависит главным образом от равномерности распределения источников теплоты, способа организации воздухообмена в помещении.

Условия комфорта можно оценить по стандарту ASHRAE 55–56 и, если это не противоречит ГОСТ 12.1.005–88, можно учитывать по «эффективной температуре сквозняка», определяемой по формуле

$$\theta = t_x - t_c - 7{,}66(v - 0{,}1524), \qquad (15.5)$$

где θ – индекс Невиса и Вэрда; t_x – температура воздуха по сухому термометру в данной точке помещения, °С; t_c – средняя температура по сухому термометру в помещении, °С; v – скорость движения воздуха в данной точке, м/с.

Значение θ по условиям комфорта должно находиться в пределах

$$-1{,}67 < \theta < 1{,}11 \qquad (15.6)$$

при скорости v от 0 до 0,36 м/с.

Например, если задано $t_x = 24\,°C$; $t_c = 23\,°C$; $v = 0{,}3$ м/с, то $\theta = 24 - 23 - 7{,}66(0{,}3 - 0{,}1524) = -0{,}13$, что удовлетворяет требованиям комфорта.

Для соблюдения комфортных условий в обслуживаемой зоне температуру воздуха рекомендуется понижать от пола к потолку, однако допустимо и повышение температуры не более чем на 2 °С в пределах человеческого роста.

Температура пола при ходьбе не должна превышать 25 °С, а для людей в состоянии покоя – 28 °С. Радиация, направленная на голову, вызывает дискомфорт.

Технологические требования в отношении поддержания температуры, влажности и скорости движения воздуха следует ограничивать допускаемыми метеорологическими условиями по ГОСТ 12.1.005–88.

Более подробные сведения на основании экспериментальных исследований Фангра (Дания) приведены в книге Б. В. Баркалова и Е. Е. Карписа*.

15.2. РАСХОД КОНДИЦИОНИРОВАННОГО ВОЗДУХА

Рассматривают полезный расход кондиционированного воздуха, необходимый для обеспечения заданных условий в обслуживаемом помещении, и полный, учитывающий непроизводительные утечки (далее потери) воздуха в оборудовании и воздуховодах.

Потери воздуха в оборудовании должны учитываться по данным заводов-производителей.

Полный расход воздуха в СКВ следует определять по формуле

$$L_п = K_{пот} L_0 + L_{об}, \qquad (15.7)$$

где L_0 – полезный расход воздуха, м³/с; $L_{об}$ – потери в оборудовании, м³/с; $K_{пот}$ – коэффициент для учета потерь воздуха в воздуховодах.

Для СКВ следует применять воздуховоды класса П по СНиП 2.04.05–86, определяя коэффициент $K_{пот}$ для круглых воздуховодов по формуле

$$K_{пот} = 4 \cdot 10^{-4} \frac{D_п}{D_m^2 v} l p^{0{,}67}, \qquad (15.8)$$

где $D_п$ – диаметр, м, воздуховода в месте присоединения к вентилятору; D_m – средний диаметр, м, воздуховодов СКВ за пределами обслуживаемых помещений; l – длина, м, воздуховодов СКВ за пределами обслуживаемых помещений; p и v – статическое давление, Па, и скорость воздуха, м/с, в месте присоединения воздуховода к вентилятору.

Для прямоугольных воздуховодов и воздуховодов другого поперечного сечения на $K_{пот}$ вводится коэффициент 1,1, причем следует принимать $D_п$ и D_m равными $0{,}32\,S$, где S – периметр воздуховода, м, соответственно в начальном и среднем сечениях.

Более точно потери и подсосы воздуха

---

* Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. – М.: Стройиздат, 1982.

в СКВ могут быть рассчитаны по табл. 2. СНиП 2.04.05–86.

Полезный расход воздуха СКВ L_0, м^3/с, как правило, определяется максимальными избытками явной теплоты в помещении в теплый период года $Q_{яв}$, Вт, по формулам:

при удалении всего воздуха из одной зоны помещения (в частности, из обслуживаемой зоны)

$$L_0 = \frac{3{,}6\, Q_{яв}}{1{,}2 \cdot \Delta t_р}; \qquad (15.9)$$

при удалении части воздуха $L_{о.з}$ из обслуживаемой зоны помещения

$$L_0 = L_{о.з} + \frac{3{,}6\, Q_{яв} - 1{,}2\, L_{о.з}(t_{о.з} - t_0)}{1{,}2\, \Delta t_р}, \qquad (15.10)$$

где $L_{о.з}$ – расход воздуха, м^3/с, удаляемый из обслуживаемой зоны помещения; $t_{о.з}$, t_0 – температуры воздуха, °С, в обслуживаемой зоне и подаваемого в помещение; $\Delta t_р$ – полная рабочая разность температур, °С:

$$\Delta t_р = t_у - t_0 = K_{воз}(t_{о.з} - t_0); \qquad (15.11)$$

$t_у$ – температура воздуха, °С, в зоне помещения, из которой производится удаление воздуха; $K_{воз}$ – коэффициент воздухообмена, зависящий от способа организации воздухообмена, вида, мощности и распределения источников теплоты в помещении, определяемый по расчету или по опытным данным.

Полная рабочая разность температур, °С, ограничивается заданными параметрами воздуха помещения и должна приниматься максимально большой, так как от нее зависят размеры кондиционеров, каналов и мощность электродвигателей, т.е. в конечном счете величины единовременных и эксплуатационных затрат. Вместе с тем величина $\Delta t_р$ должна удовлетворять санитарно-гигиеническим требованиям, поэтому ее необходимо проверять расчетом распределения приточного воздуха.

Для СКВ, предназначенных для помещений, в которых требуется поддерживать высокую относительную влажность воздуха, в теплый период года весьма эффективно применять доувлажнение воздуха форсунками, размещаемыми в помещении (см. п. 15.7). В этом случае рабочая разность температур $\Delta t_р$ в формулах (15.9) - (15.11) определяется из построения условного процесса теплообмена по явному теплу в помещении (рис. 15.3):

$$\Delta t_р = K_{воз}(t_{о.з} - t_0) + (t_{доувл} - t_{о.з}), \qquad (15.12)$$

где $t_{доувл}$ – условная температура воздуха по сухому термометру, определяемая по рис. 15.3 в результате

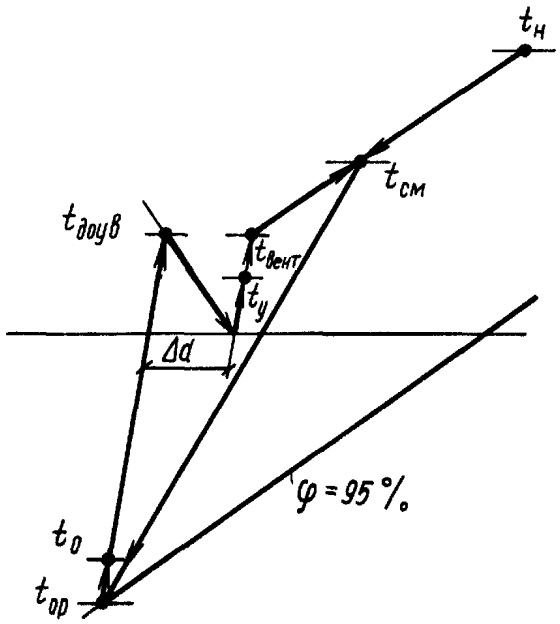


Рис. 15.3. Построение процесса приготовления воздуха при доувлажнении в помещении

построения процесса доувлажнения воздуха в помещении на Δd, г/кг; $t_{доувл} - t_{о.з}$ – результат процесса доувлажнения; $t_н$, $t_{см}$, $t_{вент}$, $t_{ор}$ t_0 – соответственно температуры воздуха, °С: наружного, смеси наружного и рециркуляционного, после рециркуляционного вентилятора (при наличии такого), после камеры орошения кондиционера, после приточного вентилятора.

В тех случаях, когда по экономическим или конструктивным причинам применяются системы, состоящие из центральных кондиционеров и местных кондиционеров-доводчиков, устанавливаемых внутри или вблизи обслуживаемых помещений и принимающих на себя часть избытков теплоты, полный расход воздуха для центрального кондиционера определяют по формулам (15.9) и (15.10), руководствуясь приходящейся на него частью избытков теплоты.

На холодный период года расход воздуха СКВ может быть сокращен соответственно уменьшению избытков явной теплоты и изменению рабочей разности температур, но расход воздуха не должен быть меньше необходимого для обеспечения равномерности распределения воздуха в обслуживаемой зоне.

Во всех случаях полезный расход воздуха СКВ не должен быть меньше необходимого, обеспечивающего: 1) удаление выделяющихся в помещении вредных газов, паров или пыли; 2) создание подпора в помещении, компенсацию воздуха, удаляемого местными отсосами и на технологические нужды; 3) санитарную норму наружного воздуха.

Расход воздуха, необходимый для создания повышенного давления в помещении, должен не менее чем в 1,5 раза превышать получаемый в результате расчета инфильтрации, производимого по требованию СНиП 2.04 05–86 для холодного периода года, при условии, что кондиционер и вытяжная вентиляция не работают.

В расчетах для теплого периода года принимают следующее превышение притока в помещении над вытяжкой, выраженное в объемах помещения в 1 ч:

помещение без окон и наружных дверей	0,5–0,75	1/ч
помещение с окнами.		
на одну сторону	1	»
« две стороны	1,5	»
« три и четыре стороны	2	»
вестибюль	2–3	»

Кроме того, при часто открывающихся дверях в кондиционируемое помещение следует учитывать расход воздуха, компенсирующий расходы через дверь (табл 15.2).

Расход наружного воздуха, обрабатываемого в кондиционерах и вводимого в помещение, оказывает большое влияние на расходы теплоты и холода. Поэтому необходимо стремиться к всемерному сокращению расхода обрабатываемого наружного воздуха Полезный расход наружного воздуха не должен быть менее: 1) требуемого СНиП 2.01.05–86 или рекомендуемого в табл. 15.3–15.4 и на рис. 15.4 и 15.5; 2) необходимого для компенсации воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией и расходуемого на технологические нужды; 3) требуемого для поддержания в помещении избыточного давления; 4) расхода наружного воздуха в теплый и холодный периоды через неплотности клапанов, определяемого по формуле

$$L_н = 0{,}01\, n_к L_п, \qquad (15.13)$$

ТАБЛИЦА 15 2 РЕКОМЕНДУЕМЫЙ РАСХОД ВОЗДУХА, М³/Ч, ВВОДИМЫЙ В ПОМЕЩЕНИЕ НА КАЖДОГО ЧЕЛОВЕКА, ПРОХОДЯЩЕГО ЧЕРЕЗ ДВЕРЬ, ДЛЯ СОЗДАНИЯ ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИИ

Число людей, проходящих через двери в 1 ч	Обычная дверь		Дверь с тамбуром		Вращающаяся дверь	
	одна	более одной	одна	более одной	одна	более одной
До 100	3	4,75	2,5	3,5	0,8	1
100–700	3	4,75	2,5	3,5	0,7	0,9
700–1400	3	4,75	2,25	3,5	0,5	0,6
1400–2100	2,75	4	2,25	3,25	0,3	0,3

ТАБЛИЦА 15 3 РЕКОМЕНДУЕМЫЙ РАСХОД НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, ВВОДИМЫЙ НА КАЖДОГО ЧЕЛОВЕКА, НАХОДЯЩЕГОСЯ В ПРОИЗВОДСТВЕННОМ ИЛИ ОБЩЕСТВЕННОМ ПОМЕЩЕНИИ

Помещения	Расход наружного воздуха, м³/ч, на 1 чел
Общественные.	
при отсутствии курения	25
» незначительном курении	35
» значительном »	50
» сильном »	75
на одного ребенка в помещениях, занятых детьми до 12 лет	15
Производственные:	
при объеме помещения на одного работающего менее 20 м³	Не менее 30
то же, от 20 до 40 м³	» » 20
Производственные без окон и фонарей	» » 40
Производственные и общественные помещения, характеризуемые неприятными запахами	До 70

ТАБЛИЦА 15 4 РЕКОМЕНДУЕМЫЙ РАСХОД НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ НЕКОТОРЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Помещения	Расход наружного воздуха, м³/ч, подаваемого	
	на 1 м² площади пола	на 1 м³ внутреннего объема
Общие больничные палаты	6	–
Хирургические операционные	36	12
Гостиничные номера	6	–
Кухни в ресторанах	72	–
Химические лаборатории	36	–
Механические лаборатории	–	4
Конторы	–	2

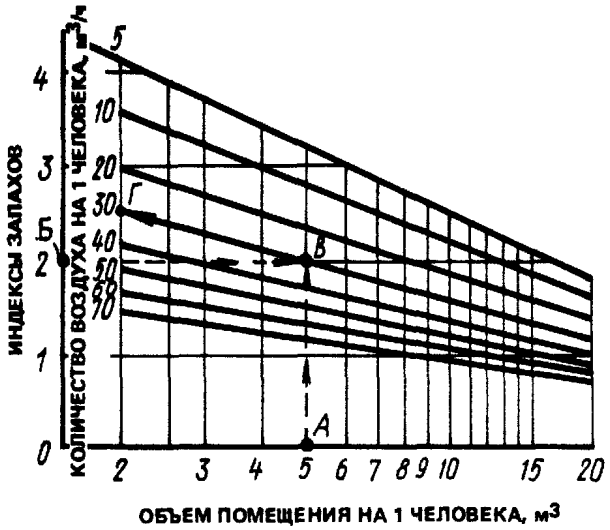


Рис. 15.4. Определение расхода наружного воздуха, необходимого для уменьшения интенсивности запахов, связанных с пребыванием в помещении людей

1 и *2* – ощутимый и умеренный запах; *3* и *4* – сильный и очень сильный запах

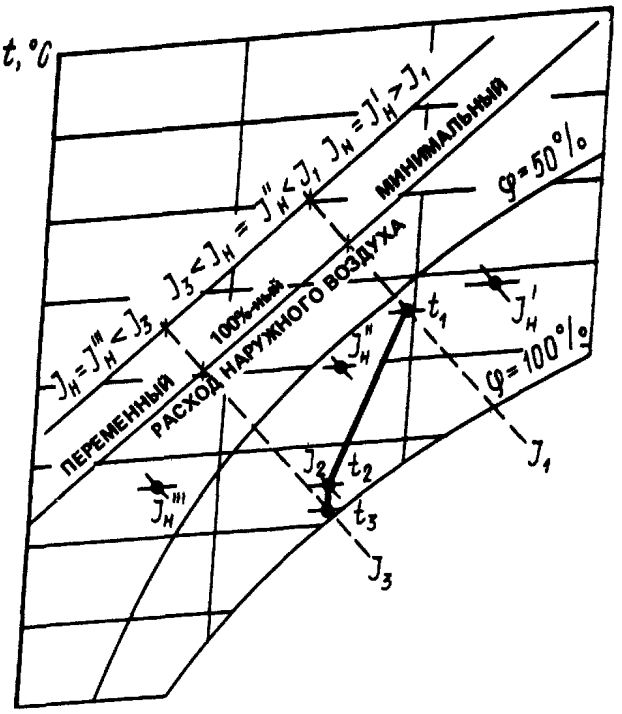


Рис. 15.5. Оптимальные режимы расходования наружного воздуха

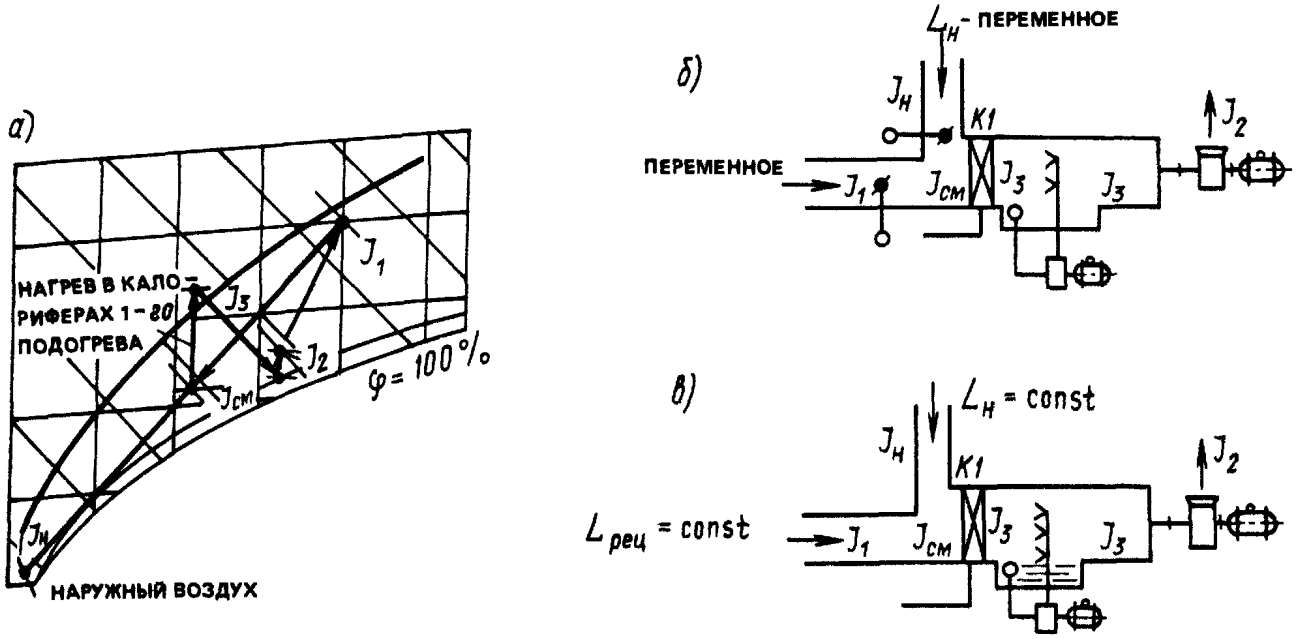


Рис. 15.6. Схемы обработки воздуха в системе, работающей с переменными расходами наружного и рециркуляционного воздуха (*а* и *б*) и с постоянными расходами (*а* и *в*), при условии, что расход наружного воздуха меньше вычисленного по формуле (15.16)

$L_н$ – наружный воздух; $L_{рец}$ – рециркуляционный воздух, *K1* – воздухонагреватель первого подогрева

где $n_к$ – удельная конструктивная неплотность клапанов (см. гл. 8), в среднем равная 5–10%, $L_п$ – расход воздуха через клапан в открытом положении, м³/ч.

Для систем, работающих с переменным расходом наружного воздуха (рис. 15.5), при удельной энтальпии $J_н$ «более высокой», чем воздуха в помещении J_1 (например, при $J_н = J''_н > J_1$), экономически целесообразно принимать минимальный расход наружного воздуха, равный большему из расходов, вычисленных исходя из удовлетворения требований норм, компенсации вытяжки или обеспечения необходимого подпора.

При удельных энтальпиях наружного воздуха в пределах $J_н < J'''_п < J_з$ (где $J_з$ – энтальпия воздуха, приготовленного в камере орошения) следует подавать 100% наружного воздуха

(например, при $J''_н = J_н$). При энтальпиях $J_н$, меньших, чем у воздуха после камеры орошения, расход наружного воздуха $L_н$ не постоянен и определяется из условия получения смеси с рециркулируемым воздухом, которая имеет удельную энтальпию, равную таковой для воздуха после камеры орошения J_3:

$$L_н = L_{ор}\frac{J_1 - J_3}{J_1 - J'''_н}, \qquad (15.14)$$

где $L_{ор}$ – расход воздуха, проходящий через камеру орошения, м³/с.

Например, если задано $J_1 = 38{,}8$; $J_3 = 27{,}9$ и $J_н = -29{,}2$ кДж/кг, то

$$L_к = L_{ор}\frac{38{,}8 - 27{,}9}{38{,}8 - (-29{,}2)} = 0{,}16\,L_{ор}.$$

Работа СКВ при $J'''_н < J_3$ с переменным расходом наружного воздуха в смеси позволяет продолжительное время не прибегать к первому подогреву, т. е. экономить на эксплуатации. Однако при некотором значении удельной энтальпии наружного воздуха

$$J''' = J - \frac{L_{ор}}{L_н}(J_1 - J_3) \qquad (15.15)$$

расход наружного воздуха, найденный по формуле (15.14), может оказаться меньше объема, требуемого по нормам или для компенсации вытяжки и создания необходимого подпора. Это недопустимо, следовательно, необходим первый подогрев воздуха для обеспечения подачи большего из требуемых минимальных расходов.

В СКВ, работающих с переменным расходом наружного воздуха, при применении воздухонагревателей для первого подогрева их целесообразно устанавливать после камеры смешивания наружного и рециркуляционного воздуха, чтобы не нарушать аэродинамической устойчивости системы. Это ограничивает расход наружного воздуха, так как при удельной энтальпии смеси $J_{см} < 10{,}4$ кДж/кг возможно замерзание выпадающей из воздуха влаги. Для предупреждения этого явления не следует вводить в смесь расход наружного воздуха, превышающий

$$L_н = L_{ор}\frac{J_1 - 10{,}4}{J_1 - J_н}. \qquad (15.16)$$

Схемы приготовления и подогрева воздуха по этому способу приведены на рис. 15.6, *а* и *б*. Здесь наружный воздух смешивается с рециркуляционным, а смесь воздуха при удельной энтальпии $J_{см}$ подогревается в первом подогреве до J_3, с которой поступает в вентилятор и воздуховоды, где, в свою очередь, подогревается до J_2 и входит в помещение.

Если для компенсации местной вытяжки и создания повышенного давления в помещении расход наружного воздуха должен быть больше найденного по формуле (15.16), то необходимо принимать меры для оттаивания льда (например, предусматривать обогрев пола и стен смесительной камеры).

Для СКВ, работающих с постоянным расходом наружного воздуха, его следует определять по технико-экономическим расчетам, учитывая продолжительность периодов, требующих охлаждения и нагрева воздуха, средние удельные энтальпии наружного воздуха в эти периоды и отпускные стоимости холода и теплоты. Для систем кондиционирования комфортного назначения обычно оправдан расход наружного воздуха, равный:

для средней полосы страны

$$L_н = 0{,}3 \div 0{,}4 L_{ор}; \qquad (15.17)$$

для южных районов страны

$$L_н = 0{,}2 \div 0{,}3 L_{ор}. \qquad (15.18)$$

Для СКВ, работающих с постоянным расходом наружного воздуха и при наличии первой и второй рециркуляции, воздухонагреватели первого подогрева следует устанавливать в потоке наружного воздуха, чтобы не нарушить аэродинамической устойчивости системы и уменьшить размеры этих воздухонагревателей.

Во избежание намерзания льда на входных сепараторах камеры орошения воздух, пропускаемый через воздухонагреватели, должен достигнуть удельной энтальпии $J_к = 10{,}4$ кДж/кг, т. е. расход наружного воздуха, м³, должен быть

$$L_н \geqslant L_{ор}\frac{J_1 - J_3}{J_1 - 10{,}4}. \qquad (15.19)$$

При этом приготовление воздуха ведется, как показано на рис. 15.7. Наружный воздух нагревается от удельной энтальпии $J_н$ до $J_к$ и смешивается в заданных соотношениях с рециркуляционным, имеющим удельную энтальпию J_1; смесь приобретает удельную энталь-

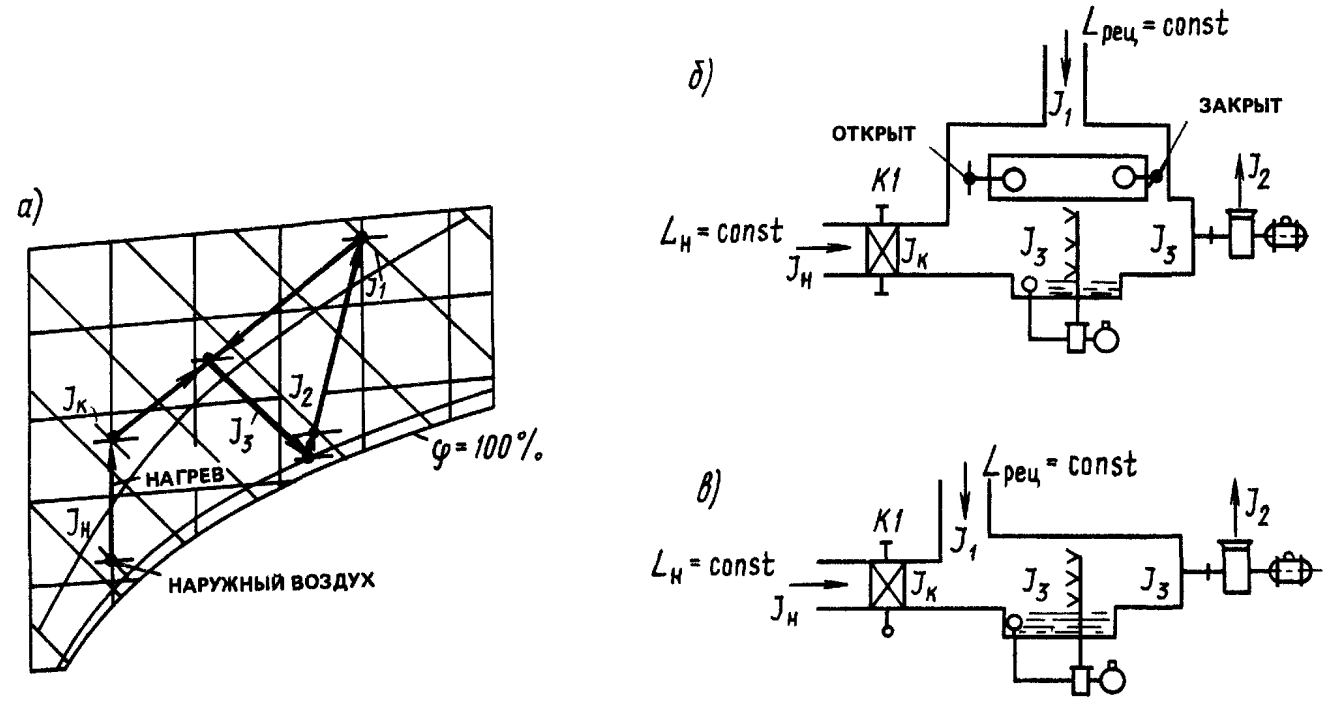


Рис. 15.7. Схемы обработки воздуха в системе, работающей с постоянным расходом наружного воздуха при применении первой и второй рециркуляции (*а* и *б*), и в системе, работающей без применения второй рециркуляции (*а* и *в*), при условии, что расход наружного воздуха больше или равен вычисленному по формуле (15.16)

$L_н$ – наружный воздух; $L_{рец}$ – рециркуляционный воздух; *K1* – воздухонагреватель первого подогрева

пию J_3, увлажняется и поступает в вентилятор и воздуховоды, где нагревается до удельной энтальпии J_2 и далее выходит в помещение.

При работе кондиционеров на смеси с постоянным расходом наружного и рециркуляционного воздуха и при отсутствии второй рециркуляции следует производить нагрев после смешивания наружного и рециркуляционного воздуха в тех случаях, когда расход наружного воздуха меньше вычисленного по формуле (15.19). Нагрев наружного воздуха до смешивания с рециркуляционным следует производить в тех случаях, когда его расход равен или больше вычисленного по той же формуле.

Борьба с выпадением конденсата при смешивании наружного и рециркуляционного воздуха в ряде случаев может осуществляться в воздухонагревателе рециркуляционного воздуха, установленном до камеры смешивания. При этом воздухонагреватель хорошо защищен от замерзания.

Полный расход наружного воздуха вычисляется по формуле

$$L_{н.п} = K_{пот} L_н, \qquad (15.20)$$

где $K_{пот}$ – коэффициент, принимаемый как для формулы (15.7).

15.3. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В зависимости от расположения кондиционеров по отношению к обслуживаемым помещениям СКВ делятся на центральные и местные, а по типу кондиционеров – на неавтономные и автономные.

Центральные СКВ, получившие в Советском Союзе наибольшее распространение, имеют неавтономные кондиционеры, снабжаемые извне холодом, теплотой и электрической энергией.

Местные СКВ могут иметь неавтономные и автономные кондиционеры; последние снабжаются извне только электрической энергией.

Неавтономные системы делятся на воздушные – подающие в обслуживаемые помещения только воздух, и водовоздушные, подающие воздух и воду, несущие теплоту или холод в теплообменники, установленные в обслуживаемых помещениях.

По давлению, создаваемому вентиляторами центральных кондиционеров, СКВ подразделяются на системы **низкого давления** (до 1000 Па), **среднего давления** (от 1000 до 3000 Па) и **высокого давления** (выше 3000 Па).

По периоду действия СКВ разделяются на круглогодовые, для теплого периода (охладительно-осушительные) и для холодного периода (нагревательно-увлажнительные). СКВ устраивают с качественным, количественным и количественно-качественным регулированием. Возможны также различные комбинированные системы.

15.3.1. Центральные системы кондиционирования воздуха

Центральные СКВ с кондиционерами, расположенными вне обслуживаемых помещений, обслуживают одно большое помещение, несколько зон такого помещения или много отдельных помещений. Иногда несколько центральных систем обслуживают одно помещение больших размеров (большой цех, театральный зал, закрытый стадион или каток).

Центральные СКВ оборудуются неавтономными кондиционерами КТЦЗ, изготовляемыми по трем базовым (типовым) схемам компоновки оборудования и их модернизациям, образующимся путем доукомплектования, замены или исключения отдельных видов оборудования из базовых схем. Воздух разводится, как правило, по круглым стальным изолированным воздуховодам. При подземной прокладке воздуховоды рекомендуется укладывать в каналы.

Центральные системы удобны для обслуживания, обеспечиваются (при необходимости) эффективными фильтрами, устройствами шумо- и виброгашения и наиболее совершенными системами автоматики – вплоть до управления ЭВМ.

Для СКВ комфортного назначения с круглогодичной и круглосуточной эксплуатацией, а также для помещений без естественного проветривания следует устанавливать не менее двух кондиционеров производительностью по 50% общей производительности системы, при этом воздухонагреватели второго или местного подогрева должны иметь мощность, достаточную для нормального отопления помещений при работе одного кондиционера.

При технологических требованиях к постоянству заданных параметров в помещении круглосуточно и круглый год следует проектировать установку резервных кондиционеров.

СКВ, работающие с рециркуляцией, рекомендуется рассчитывать на подачу переменных объемов рециркуляционного воздуха в зависимости от параметров наружного воздуха, применяя для рециркуляции отдельный вентилятор. При размещении СКВ в одном здании рекомендуется для взаимозаменяемости объединять (блокировать) попарно или по три приточных и рециркуляционных воздуховода. Воздухонагреватели второго и местного подогревов должны, как правило, снабжаться теплоносителем постоянных параметров. В СКВ, регулируемых по методу «точки росы», дат-

ТАБЛИЦА 15.5. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ СХЕМ СКВ

Оборудование и приборы	Условное обозначение
Камера орошения или поверхностный орошаемый воздухоохладитель	ПК
Воздухоохладитель	ВО
Насосная установка	НУ
Проходной или трехходовой регулирующий клапан на трубопроводе с пневматическим или электрическим сервомотором	К
Местный кондиционер-доводчик	МК
Местный подогреватель	МП
Паровой увлажнитель	ПУ
Смесительный клапан для воздуха с пневматическим или электрическим сервомотором	СК
Воздушный фильтр	Ф
Секция подогрева - воздухонагреватель	СП
Теплообменник-утилизатор для использования теплоты из выбрасываемого воздуха	ТУ
Водоводяной теплообменник	ВТ
Шумоглушитель	Ш
Приточный вентилятор	ПВ
Рециркуляционно-вытяжной вентилятор	РВВ
Индукторная муфта скольжения	ИС
Направляющий аппарат вентилятора	НА
Воздуховод для блокировки с соседним кондиционером	Б
Терморегулятор	Т
Влагорегулятор	В
Регулятор давления	Д
Дальномерный или местный контрольный термометр	t
То же, психрометр	b
» расходомер	p
» манометр	d

чики точки росы надо размещать за вентилятором, а воздухонагреватели второго или местного подогрева ставить после размещения датчиков, считая по направлению движения воздуха.

Обводные автоматические клапаны (заслонки) необходимы только для регулирования паровых воздухонагревателей. В качестве воздухонагревателей, питаемых водой, следует, как правило, применять секции подогрева без обводных каналов.

Оросительные форсуночные камеры являются экономичными и эффективными тепломассообменными аппаратами. Однако для упрощения обслуживания их заменяют поверхностными орошаемыми и неорошаемыми воздухоохладителями, питаемыми хладагентами или промежуточным холодоносителем, как правило, холодной водой. Это существенно упрощает систему холодоснабжения.

Фильтры для общей или первой очистки воздуха следует размещать в тех частях кондиционеров, через которые проходит весь обрабатываемый воздух, защищая от пыли возможно большее число секций кондиционеров. Фильтры второй и третьей ступени размещают перед вводом воздуха в помещение. Воздушные фильтры должны быть легко доступны для очистки и обслуживания.

При совместной работе СКВ с системами отопления последние следует рассчитывать на обеспечение температуры воздуха на 2–4 °С ниже заданной для помещения.

На принципиальных схемах СКВ приняты буквенные обозначения, приведенные в табл. 15.5, при этом как схемы, так и наименования оборудования в таблице даны применительно к серии центральных кондиционеров КТЦЗ производительностью 10–250 тыс. м³/ч.

15.3.2. Центральные однозональные системы кондиционирования воздуха

Центральные однозональные СКВ применяются для обслуживания больших помещений с относительно равномерными тепло- и влаговыделениями, например залов собраний, театров, аудиторий и производственных помещений. Такие СКВ необходимо, как правило, комплектовать устройствами для использования отбросной теплоты. Схема типовой однозональной СКВ с использованием теплоты и холода из воздуха помещения, выбрасываемого вытяжными вентиляторами РВВ, представлена на рис. 15.8

Процессы нагревания, увлажнения, охлаждения и осушения воздуха в камере орошения регулируются изменением температуры и расхода воды, разбрызгиваемой форсунками, так как исследованиями ЦНИИПромзданий* и ЦНИИЭП инженерного оборудования** экспериментально установлена пригодность для этого центробежных форсунок с диаметром выходного отверстия 2–10 мм при регулировании давления воды от расчетных значений до 10 кПа. Система может работать целиком на наружном воздухе и с рециркуляцией, для чего устраивается рециркуляционный воздуховод с клапаном К10, показанный пунктиром

На схеме процессов кондиционирования воздуха, построенных на $J-d$-диаграмме (рис. 15.8, *б*), как и на других схемах процессов, точки, характеризующие состояние воздуха, обозначены индексами, которыми в тексте сопровождаются значения каждого из соответствующих параметров воздуха. Например, точке с индексом 1 на рис. 15.8, *б* соответствуют следующие значения в тексте: температуры t_1, относительной влажности φ_1, удельной энтальпии J_1 и влагосодержания d_1.

В теплый период года при расчетных параметрах воздуха СКВ без рециркуляции забирает наружный воздух (точка *1*, рис. 15.8, *б*), охлаждает его в теплообменнике ТУ1 (рис. 15.8, *а*) до параметров точки *2*, фильтрует и вновь охлаждает воздух в камере орошения до параметров точки *3*, если поступление теплоты в помещение достигает максимума; затем воздух, проходя через вентилятор, нагревается до параметров точки *4* и выпускается в помещение, где принимает заданные параметры точки *5*. При минимальных поступлениях теплоты в помещение воздух с параметрами в точ-

---

* Сенатов И.Г., Синицын Б.И. Количественное регулирование хладопроизводительности форсуночных камер // Санитарная техника и инж. оборудование.– 1978.– № 11.

** Рекомендации по расчету установок кондиционирования воздуха и вентиляции с управляемыми процессами адиабатной обработки воздуха. ЦНИИЭП инженерного оборудования Госгражданстроя.– М.: Стройиздат, 1985.

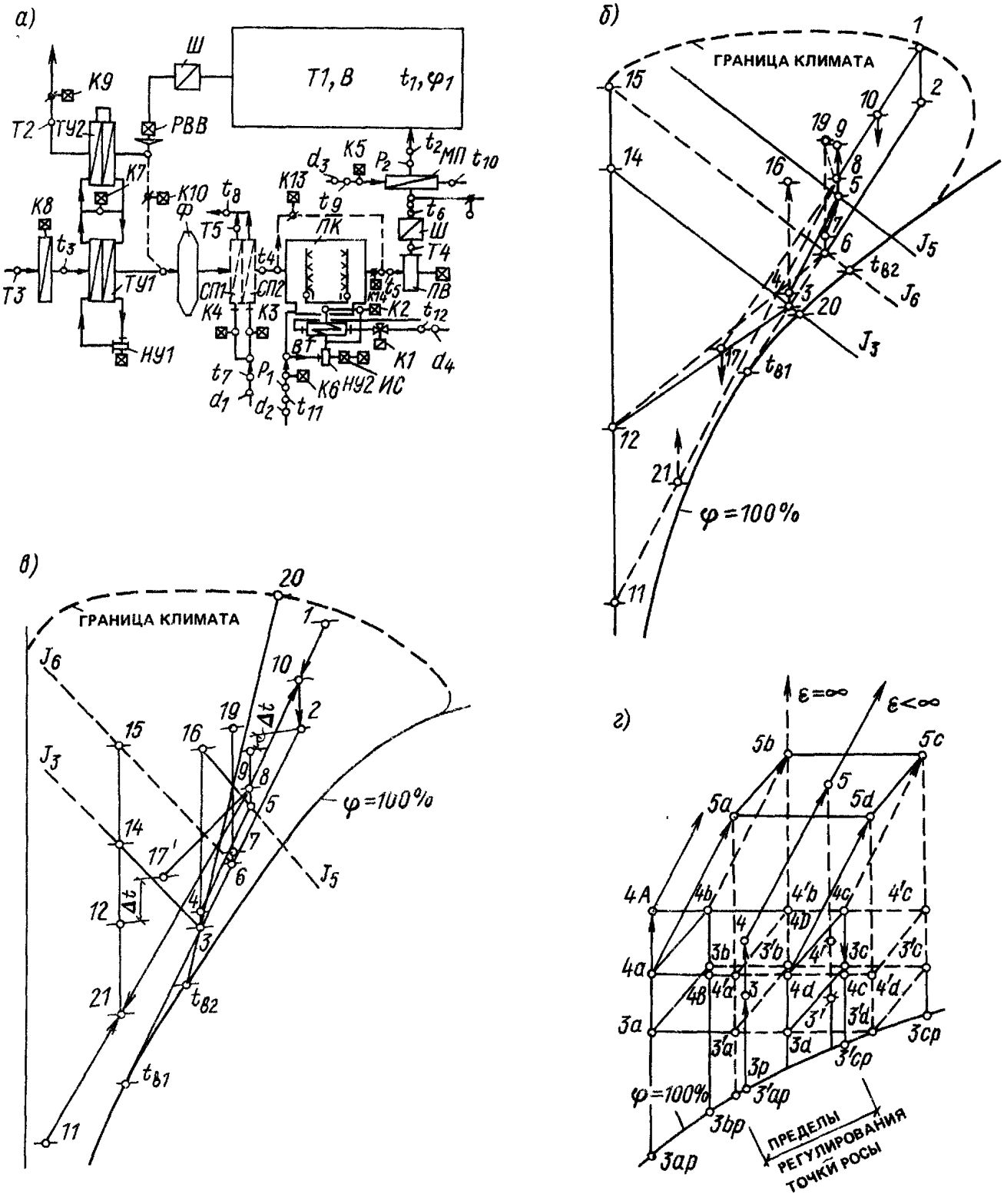


Рис. 15.8. Центральная прямоточная однозональная система кондиционирования воздуха, работающая полностью на наружном воздухе или с рециркуляцией (рециркуляционный воздуховод и клапан *К10* показаны пунктиром)

а схема системы; *б* построение на *J d*-диаграмме процессов приготовления воздуха при работе системы на наружном воздухе; *в* – то же, но при работе с рециркуляцией; *г* – то же, при регулировании по оптимальному режиму

Условные обозначения см. табл. 15.5.

ке *2* охлаждается в камере орошения до температуры в точке *6*, нагревается до параметров точки *7* и затем принимает параметры точки *5*, ассимилируя теплоту и влагу в помещении.

Воздух, удаляемый из помещения наружу, нагревается в вытяжном вентиляторе РВВ до параметров в точке *8* и, проходя через теплообменник ТУ2, охлаждает циркулирующий в

нем теплоноситель, нагреваясь при этом от параметров точки *8* до параметров *9* или до промежуточных величин. Между теплообменниками ТУ1 и ТУ2 циркулирует незамерзающий теплоноситель, перемещаемый насосом НУ1. При расчетных параметрах холодного периода года наружный воздух с параметром *11* нагревается в теплообменнике ТУ1 до параметров точки *12*, затем подогревается и увлажняется в камере орошения ПК водой, приготовляемой в водоводяном теплообменнике ВТ, до параметров точки *3* или точки *6* либо до промежуточных параметров. Использование этого экономичного способа приготовления воздуха возможно, если температура воздуха, поступающего в камеру орошения (точка *12*), при расчетных параметрах будет не ниже минус 20 °С. В противном случае следует применять воздухонагреватели первого подогрева СП1 и СП2 (на рис. 15.8 показаны пунктиром), нагревающие воздух до параметров точки *14* и *15*, в зависимости от величины избытков теплоты в помещении. Воздух адиабатически увлажняется в камере орошения до параметров точек *3–6*. При недостатках теплоты в помещении воздух подогревается вторым подогревателем МП от параметров точек *3–6*. до параметров точек 16–19 и, отдавая теплоту помещению, при одновременной ассимиляции влаги принимает заданные параметры *5*.

Воздух, удаляемый из помещения, охлаждается и осушается в теплообменнике ТУ2 от параметров *8* до параметров *17* незамерзающим теплоносителем, нагревающим затем наружный воздух в теплообменнике ТУ1.

В СКВ, работающих с рециркуляцией внутреннего воздуха (рис. 15.8, *в*), наружный воздух состояния *1* или *11* смешивается с рециркулирующим воздухом состояния *8* и полученная смесь *10* или *21* проходит все стадии обработки, описанные для системы, работающей на одном наружном воздухе.

Автоматизация центральных однозональных СКВ с камерами орошения, регулируемыми изменением температуры и давления воды перед форсунками, осуществляется регулятором температуры воздуха помещения Т1, управляющим клапанам Р1, регулирующим подачу теплоносителя в водоводяной теплообменник ВТ, и клапаном К2, регулирующим обвод воды, идущей к форсункам мимо ВТ, или клапанами К3 и К4 на теплоносителе к водонагревателю первого подогрева. Если при полном открытии клапанов на теплоносителе К1 или К3 и К4 температура в помещении не достигает заданной, то терморегулятор Т1 переключается на управление клапаном К5 на теплоносителе, подведенном к местному подогревателю МП. Регулятор влагосодержания, установленный в помещении, управляет производительностью насосной установки НУ2 с помощью индукторной муфты скольжения ИС или другим способом.

Удельные энтальпии наружного воздуха J_3 при максимальной нагрузке и J_6 при минимальной нагрузке являются условными границами регулирования СКВ.

В теплый период года автоматическое регулирование можно вести по следующей схеме: терморегулятор Т1 управляет клапаном К6, изменяющим температуру воды, подаваемой в камеру орошения, в пределах между точками $t_{в1}$ и $t_{в2}$ (см. рис. 15.8, *б*), обеспечивая постоянство температуры в помещении (точка *5*). Влажность регулируется регулятором влагосодержания В с датчиком, установленным в помещении, который управляет муфтой ИС насоса НУ2, изменяя расход воды, подаваемой в камеру орошения.

В холодный период года регулятор Т1 управляет клапаном К1, регулирующим расход теплоносителя, поступающего в водоводяной теплообменник ВТ, и клапаном К2, регулирующим обвод воды, идущей к форсункам мимо ВТ, или клапанами К3 и К4, регулирующими подачу теплоносителя к воздухонагревателям первого подогрева.

При полном закрытии клапанов на теплоносителе К1 или К2 и К3 терморегулятор Т1 переключается на управление клапаном К6 на подаче холодной воды в систему орошения, регулируя температуру в помещении и изменяя температуру приточного воздуха от параметров точки *4* до точки *7*. Влажность регулируется регулятором влагосодержания В с помощью индукторной муфты Ис, изменяющей производительность насоса НУ2, подающего воду в камеру орошения.

Для устранения образования инея на трубках теплообменника ТУ2 температура выходящего из него воздуха не должна падать ниже +2 °С (точки *17*). Терморегулятор Т2, установленный за теплообменником ТВ2, управляет клапаном К7, отводя часть холодо-

носителя обратно в теплообменник ТУ.

На рис. 15.8, *а* показано применение теплообменников ТУ1 и ТУ2, работающих с промежуточным теплоносителем, как один из реальных способов использования теплоты, но для этой цели можно применять теплообменники других конструкций.

Пуск кондиционера в теплый период года осуществляется при последовательном включении вентиляторов ПВ и РВВ, открывании клапанов К6, К8 и К9 и включении насосных установок НУ1 и НУ2.

При регулировании СКВ с рециркуляцией воздуха терморегулятор Т1 в теплый период года работает вместе с двухпозиционным регулятором Т3, датчиком которого является смоченный термометр, установленный в потоке наружного воздуха. При удельной энтальпии наружного воздуха $J_н > J_5$ терморегулятор Т3 открывает клапан К10 на подачу максимального расхода рециркуляционного воздуха. Когда удельная энтальпия наружного воздуха $J_3 < J_н < J_5$, терморегулятор Т3 устанавливает клапан К9 в положение «закрыто». При $J_н = J_3$ клапан К10 подключается на управление к терморегулятору Т1, который сначала регулирует нагревание воздуха, идущего в камеру орошения, а затем управляет клапанами К1 и К2 или К3, К4 и К5, как описано выше.

В холодный период года при эксплуатации СКВ с рециркуляцией по двухвентиляторной схеме сначала включают рециркуляционно-вытяжной вентилятор РВВ и открывают клапаны К10 и К1 или К3 и К4 на теплоносителе, тогда СКВ заполняется теплым воздухом из помещения, и часть его выдавливается через неплотности закрытых клапанов К8 и К9, благодаря чему примерзшие створки клапанов быстро оттаивают и клапаны могут быть открыты без применения электропрогрева. Открывание и закрывание клапанов К8 и К9 блокируется с пуском и остановкой приточного вентилятора.

Для уменьшения опасности замерзания воздухонагревателей первого подогрева их следует устанавливать в два ряда последовательно (по ходу воздуха) и оборудовать отдельными регулирующими клапанами на трубопроводах, подводимых к каждому ряду. До пуска кондиционера в зимнее время следует включать теплоноситель для 3–5-минутного прогрева воздухонагревателей при полностью открытых клапанах К3 и К4. Затем регулирование подачи теплоносителя следует вести клапаном К3, сокращая подачу теплоты во второй (по ходу воздуха) ряд воздухонагревателей, и только после закрытия клапана К3 следует переводить регулирование на клапан К4, управляющий первым их рядом.

Питаемые водой воздухонагреватели первого подогрева с поверхностью нагрева, превышающей более чем на 10% требуемую, следует оборудовать ручными или дистанционно управляемыми обводными клапанами. При теплоносителе паре обводные клапаны должны устанавливаться на воздухонагревателях первого подогрева и управление ими должно производиться всегда последовательно с клапаном К3.

При включенном приточном вентиляторе защита воздухонагревателей (при теплоносителях воде и паре) систем, работающих на наружном воздухе (без рециркуляции), производится датчиком температуры Т4, который устанавливается в приточном воздуховоде (см. рис. 15.8). Датчик настраивается на аварийную температуру на 10 °С ниже нормальной температуры, контролируемой терморегулятором Т1 (но не ниже 2 °С), и соединяется с реле, которое выключает приточный вентилятор, подает аварийный сигнал, полностью закрывает приемный клапан К8 наружного воздуха и открывает клапаны К3 и К4 на подаче теплоносителя, если температура понизится до аварийной. В СКВ с рециркуляцией те же функции выполняет датчик терморегулятора Т5, установленный на трубопроводе воды или конденсата (при нагревании паром) у первого ряда воздухонагревателей (см. рис. 15.8, *а*). Датчик Т5 обычно настраивают на температуру 30 °С.

При остановленном приточном вентиляторе наиболее надежна организация постоянного прогрева воздухонагревателей при автоматическом включении теплоносителя клапанами К3 и К4 на 1–1,5 мин через каждые 2–4 мин; автоматика включается терморегулятором Т3, если температура наружного воздуха понижается ниже 2 °С, и отключается при более высокой температуре.

Местные или дальномерные приборы (см. рис. 15.8, *а*) должны контролировать: постоянно температуру и влажность в обслуживаемом помещении – точки t_1 и φ_1; периодически температуры в воздуховодах и кондиционере – точки $t_2 - t_6$; температуры воды и теплоносителя – точки $t_7 - t_{11}$; давления воды и теплоносителя –

точки d_1 - d_4; расходы холодной воды и воздуха - точки P_1 и P_2.

Регулирование по методу «точки росы» выполняет терморегулятор точки росы Т4, устанавливаемый после вентилятора (см. рис. 15.8). В холодный период года он управляет клапанами К1, К2 или К3, К4, а в теплый - К6 и насосной установкой НУ2. В системах, работающих с рециркуляцией, Т4 вместе с терморегулятором Т3 управляет также клапанами К9 и К10, как было описано выше.

При регулировании кондиционеров следует учитывать, что точками *5*, *4* и *3* на схеме процессов приготовления воздуха (см. рис. 15.8, *б*) показаны его средние параметры в помещении, при выходе из воздухораспределителя и до вентилятора. Фактически, как приведено в работах Б. Г. Шпиза*, кроме средних величин t_5 и φ_5 обычно задаются и допустимые отклонения от этих параметров. Тогда параметры в помещении, построенные на $J-d$-диаграмме, представляются четырехугольником 5_a-5_b-5_c-5_d (см. рис. 15.8, *г*).

При тепловлажностном отношении $\varepsilon < \sim$ параметры воздуха, подаваемого в помещение, можно представить ограниченным четырехугольником 4_a-4_b-4_c-4_d. При регулировании по «точке росы» ее температура могла бы колебаться от минимума 3_{ap} до максимума 3_{cp}. Однако одновременно с регулятором Т4 в СКВ действует регулятор Т1, стабилизирующий температуру воздуха в помещении и изменяющий температуру приточного воздуха, воздействуя на клапаны К5 или К6. Поэтому зона возможных параметров приточного воздуха определится многоугольником 4_a-4_A-4_c-4_C, площадь которого значительно больше поля необходимых параметров приточного воздуха 4_a-4_b-4_c-4_d. Чтобы не выходить за пределы заданных условий, следует ограничить поле возможных параметров приточного воздуха многоугольником 4_B-4_b-4_D-4_d.

По мере уменьшения тепловлажностного отношения, например при уменьшении влаговыделений (построение пунктиром), минимальное значение точки росы повышается и достигает максимума при минимальной допустимой относительной влажности φ_{5a} и ε, что соответствует точке росы $3'_{ap}$. Диапазон регулирования приточного воздуха смещается в многоугольник $4'_a$-$4'_b$-$4'_c$-$4'_d$. В результате при выборе регулятора следует ориентироваться на диапазон точек росы, представленный отрезком $3'_{ap}$-$3'_{cp}$, обеспечивающий условия влажности в помещении в заданных пределах.

Для однозональных СКВ большой производительности, имеющих обводный канал вокруг камеры орошения и работающих по двухвентиляторной схеме с рециркуляцией (см. рис. 15.8), канал *А* и клапаны К13 и К14, рекомендуется применять разработанный А. Я. Креслинем* метод регулирования по оптимальным режимам, обеспечивающим минимальные эксплуатационные расходы энергетических ресурсов. Для расчета регулирования СКВ по оптимальному режиму на $J-d$-диаграмму наносят границы области, в пределах которой могут находиться точки, характеризующие состояние наружного воздуха данного географического пункта при заданном коэффициенте обеспеченности.

Область состояния наружного воздуха делят на 13 участков, показанных на рис. 15.9 и в табл. 15.6. Аналогично рис. 15.8, *г* на $J-d$-диаграмму нанесен четырехугольник *1-2-3-4*, углы которого определяют крайние значения заданных температуры и влажности воздуха в помещении. Устанавливают рабочую разность температур и определяют тепловлажностное отношение ε процесса ассимиляции теплоты и влаги. Из вершин четырехугольника проводят лучи этих процессов до пересечения с изотермами воздуха, выпускаемого в помещение, что и определяет четырехугольник *5-6-7-8* предельных состояний воздуха при входе его в помещение (участок *У*). Через точки *7* и *5* проводят соответственно линии постоянных удельных энтальпий *7-7'* и *5-5'*. Ломаная *5-5'-7'-7-6-5-* образует участок *IV*.

Построения на рис. 15.9 для упрощения сделаны в предположении, что тепловые эквиваленты работы приточного и частично ре-

---

* Шпиз Б. Г. Методы и приборы для регулирования влажности воздуха. Применение ЭВМ для определения параметров приточного воздуха при регулировании кондиционера по методу точки росы // Водоснабжение и сан. техника.– 1972.– № 10; 1977 – № 3.

* Kreslins A. Caisa Kandicionekasana rupniecibas un sabiedeis kajas ekas.– Riga: Jrdevnieciba "Liesma", 1975.

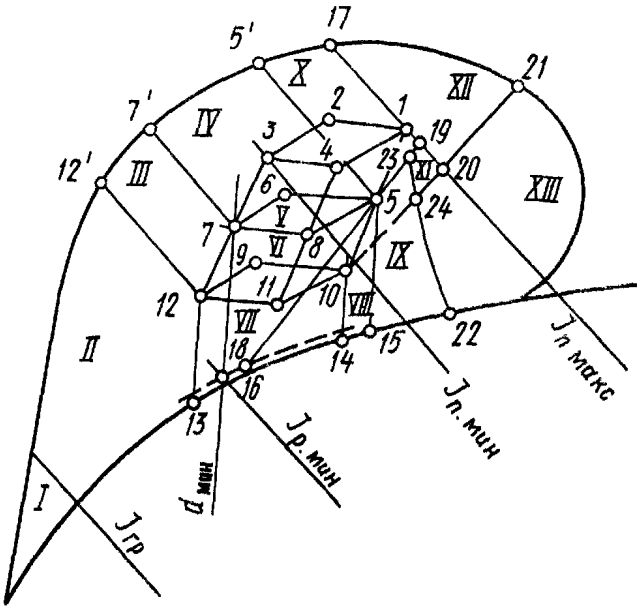


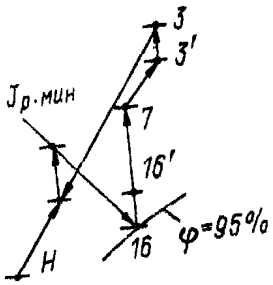
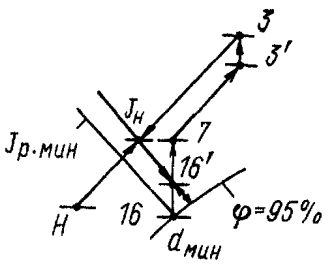
Рис. 15.9. Участки I–XIII на $J-d$-диаграмме, представляющие параметры наружного воздуха, являющиеся основанием для построения схем обработки воздуха в кондиционере по оптимальному режиму, указанных в табл. 15.6

циркуляционно-вытяжного вентиляторов (пропорционально доле воздуха, поступающего на рециркуляцию) учтены как избытки теплоты в помещении. Поэтому на рис. 15.9 не показаны отрезки прямых, которые должны характеризовать нагревание воздуха в вентиляторах. Однако в детальных построениях отдельных режимов в табл. 15.6 эти отрезки учтены и пронумерованы с индексами 1. В результате, например, точка *1* на рис. 15.9 может иметь номер *1'* на схемах в табл. 15.6.

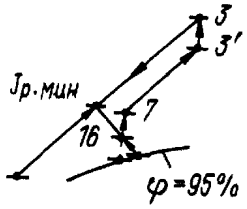
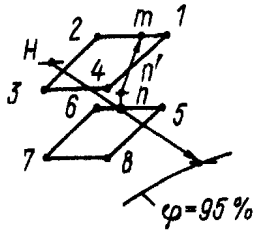
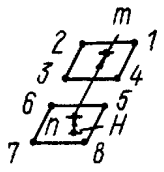
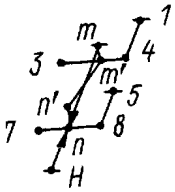
Лучи процессов ε продлевают до точек *10*, *11* и *12*, положение которых определяется минимальной долей *Z* наружного воздуха в общем расходе приточного воздуха. Таким образом, создается участок *VI* с границами *5-8-7-12-11-10-5*. Из точек *5*, *10* и *12* проводят линии постоянных влагосодержаний, в результате чего получают участок *VII*, образуемый ломаной *10-11-12-13-14-10*, и участок *VIII*, образуемый линиями *5-10-14-15-5*.

Через точку *12* проводят линию постоянной удельной энтальпии *12-12'*, в результате чего образуется участок *III* с координатами *7-7'-12'-12-7*. Через точку *7* проводят линию постоянного влагосодержания $d_{мин}$, которая в точке *16* пересечения с кривой относительной влажности воздуха за тепловлагообменным ап-

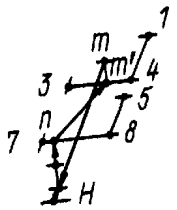
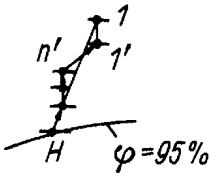
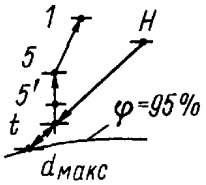
ТАБЛИЦА 15.6. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СОСТОЯНИЯХ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Участок (см. рис. 15.9)	Оптимальная последовательность тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере
	Воздух из помещения с параметрами точки *3'* нагревается в рециркуляционном вентиляторе до температуры *3*, смешивается с минимальным количеством наружного воздуха *H*; смесь подогревается до $J_{р.мин}$, изоэнтальпически увлажняется до параметров *16*, подогревается в приточном вентиляторе до *16'* и в калорифере второго подогрева до параметров *7* и выпускается в помещение, приобретая параметры *3'*
	Воздух из помещения *3'* нагревается в рециркуляционном вентиляторе до температуры *3*, смешивается с минимальным количеством наружного воздуха *H* для доведения энтальпии смеси $J_п > J_{р.мин}$. Часть первой смеси изоэнтальпически увлажняется и вновь смешивается с неувлажненной частью первой смеси для получения воздуха *16* с влагосодержанием $d_{мин}$, который подогревается в приточном вентиляторе до *16'*, в калорифере местного подогрева до *7* и выпускается в помещение

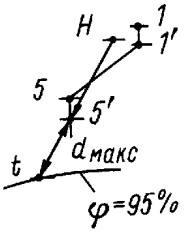
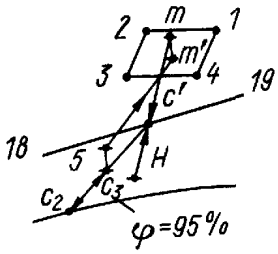
Продолжение табл. 15.6

Участок (см. рис. 15.9)	Оптимальная последовательность тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере
	Воздух из помещения *3'* нагревается в вентиляторе до *3*, смешивается с наружным воздухом *H* для получения смеси с энтальпией $J_{р.мин}$. Часть первой смеси увлажняется и вновь смешивается с неувлажненной его частью для получения воздуха *16* с влагосодержанием $d_{мин}$, который подогревается в вентиляторе до *7* и выпускается в помещение
	Часть наружного воздуха *H* увлажняется при постоянной энтальпии, потом смешивается с необработанной частью этого воздуха так, чтобы смесь приобрела параметры *n* в пределах, обозначенных ломаной *5–6–7–8* *смесь нагревается в вентиляторе до n'* в пределах, обозначенных ломаной *1–2–3–4*
	Наружный воздух *H* нагревается в вентиляторе до параметров *n* и выпускается в помещение, приобретая там параметры *m* в пределах площади *1–2–3–4*
	Наружный воздух *H* смешивается с взятым из помещения *m'* и подогревшимся в рециркуляционном вентиляторе до параметров *m*; пропорция должна обеспечить параметры

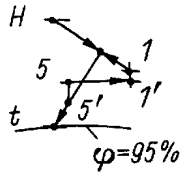
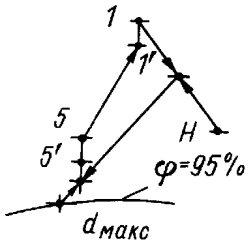
Продолжение табл. 15.6

Участок (см. рис. 15.9)	Оптимальная последовательность тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере
	смеси в пределах *7–8–5*; после подогрева в приточном вентиляторе до *n'* воздух выпускается в помещение
	Воздух, взятый из помещения с параметрами *m'*, подогревшийся в рециркуляционном вентиляторе до *m*, смешивается с наружным воздухом *H*, смесь подогревается в приточном вентиляторе и калорифере до параметров *n*, лежащих в пределах ломаной *5–8–7*, и выпускается в помещение
	Наружный воздух с параметрами *H* и воздух, взятый из помещения *1'* после того, как он подогревался в рециркуляционном вентиляторе до параметров *1*, смешивается и подогревается в приточном вентиляторе и калорифере до параметров *n'*, при которых выпускается в помещение
	Часть наружного воздуха с параметрами *H* охлаждается до такой температуры *t*, чтобы после смешения с необработанным наружным воздухом получить смесь с влагосодержанием $d_{макс}$, которая затем подогревается в приточном вентиляторе и в калорифере до параметров *5* и выпус-

Продолжение табл. 15.6

Участок (см. рис. 15.9)	Оптимальная последовательность тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере
	кается в помещение, где приобретает параметры *1*
	Часть наружного воздуха *H* охлаждается до такой температуры *t*, при которой после смешения с неохлажденной его частью получится смесь с влагосодержанием $d_{макс}$ и температурой *5'*; после нагревания смеси в приточном вентиляторе это обеспечивает получение приточного воздуха с параметрами *5*, воздуха в помещении *1'* и выбрасываемого воздуха *1*
	Наружный воздух *H* смешивается с воздухом, выбрасываемым из помещения, при параметрах *m* в пропорции, обеспечивающей параметры C_1, характеризуемые прямой *18–19*; часть этой смеси максимально охлаждается до параметров C_2 и смешивается с неохлажденной частью смеси, и новая смесь C_3 подогревается в приточном вентиляторе до параметров *5* и выпускается в помещение, обеспечивая необходимые параметры *m'* в пределах четырехугольника *1–2–3–4*

Продолжение табл. 15.6

Участок (см. рис. 15.9)	Оптимальная последовательность тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере
	Наружный воздух *H* смешивают с максимально допустимым количеством воздуха, выбрасываемого из помещения. Смесь обрабатывают так же, как в режиме *X*
	Наружный воздух *H* смешивают с максимально допустимым количеством воздуха, выбрасываемого из помещения, имеющего параметры *1*; часть смеси охлаждают и смешивают с неохлажденной ее частью так, чтобы получить новую смесь с влагосодержанием $d_{макс}$, которая затем подогревается в приточном вентиляторе и калорифере до параметров *5* и выпускается в помещение, где приобретает параметры *1'*

паратом кондиционера определяет удельную энтальпию, соответствующую минимальной температуре точки росы $J_{т.р.мин}$. Далее, пользуясь расчетами по формуле

$$J_{I-II} = J_{р.мин} - \frac{J_{р.мин} - J_{т.р.мин}}{Z}, \quad (15.21)$$

проводят границу между участками *I* и *II*.

Через точку *1* проводят $J_{п.макс}$ и наносят точку *17* на ее конце. Затем наносят точку *18*, соответствующую минимальным параметрам охлажденного воздуха при регулировании параметров притока путем пропуска части воздуха через обводной канал, и проводят прямую *5-18*, которую продлевают до пересечения с прямой $J_{п.макс}$ в точке *19*; на прямую $J_{п.макс}$ наносят точку *20*, расстояние от которой до точки *1*, т.е. длину отрезка *1-20*, определяют из отношения *19-20*/(1-20) = *Z*, где *Z* – доля наружного воздуха в общем количестве приточного воздуха. Далее через точку *20* проводят пря-

мую *10-20-21* и находят участок *XII*, ограниченный ломаной *17-20-21-17*.

Для определения границ участков *IX*, *XI* и *XIII* необходимо построить кривую первой рециркуляции *22-23*, переменная величина удельной энтальпии которой определяется из уравнения

$$J_{н} = J_{к} + (J_{р} - J_{к})\frac{(d_{н} - d_{к})(d_{р} - d_{п})}{(d_{н} - d_{п})(d_{р} - d_{к})}, \quad (15.22)$$

где $J_{н}$ и $d_{н}$ – граничные величины удельной энтальпии и влагосодержания воздуха, слева и справа от которых на $J - d$-диаграмме находятся соответственно параметры наружного и рециркуляционного воздуха, экономически оправданные к применению; $J_{к}$, $d_{к}$ – минимальные удельная энтальпия и влагосодержание воздуха за тепловлагообменным аппаратом кондиционера; $J_{р}$, $d_{р}$ – максимальные удельная энтальпия и влагосодержание рециркуляционного воздуха; $d_{п}$ – максимальное влагосодержание приточного воздуха.

Пересечения граничной кривой *22–23* с прямой *10–20–21* в точке *24* и прямой *5–19* в точке *23* выделяют *XI* участок, оконтуренный *19–23–24–20–19*; участок *IX* образуется ломаной *22–23–5–15 22*, а участок *XIII* – ломаной *22–21–20–24–22*.

При любых параметрах наружного воздуха на кривой *22–24* потребление холода остается неизменным, что позволяет переключать СКВ с режима IX на режим XI или XIII и обратно в зависимости от температур холодоносителя до и после воздухоохладителя.

Оптимальный режим обработки воздуха выбирают в зависимости от положения на $J - d$-диаграмме точки, характеризующей в данный момент состояние наружного воздуха, руководствуясь табл. 15.6.

Для упрощения системы автоматического управления СКВ применяют следующее упрощение схемы обработки воздуха: границы участка *XIII* расширяются до пределов, ограниченных ломаной *14–15–22–21–20–24–10–14*, за счет включения в него части участков *VIII* и *IX*; границы участка *XI* расширяются до пределов ломаной *1–5–10–24–20–19–1* за счет включения части участков *VIII* и *IX*.

В прямоточных системах обработка воздуха по оптимальному режиму существенно упрощается.

Схема регулирования СКВ на рис. 15.8 построена в предположении постоянства производительности системы и выделений теплоты и влаги в помещении. Если выделения теплоты в помещении изменяются пропорционально выделениям влаги, то схема может быть применена при переменной производительности СКВ.

15.3.3. Центральные многозональные системы кондиционирования воздуха

Центральные многозональные СКВ применяют для обслуживания больших помещений, на площади которых неравномерно размещено оборудование, а также для обслуживания нескольких сравнительно мелких помещений. Они более экономичны, чем отдельные системы для каждой зоны или каждого помещения, хотя с их помощью не может быть достигнута такая же степень точности поддержания одного из двух заданных параметров (относительная влажность или температура), как при отдельных СКВ.

Если рециркуляция воздуха недопустима, то применяют центральную прямоточную многозональную СКВ (рис. 15.10, *а*), которая в теплый период года может поддерживать в точках установки датчиков температуру воздуха с минимальными отклонениями от заданных величин. При этом удельная энтальпия, влагосодержание и относительная влажность могут существенно отклоняться от заданных при изменении количества влаги, поступающей в воздух помещения.

На рис. 15.10, *б* показано, что в теплый период года датчики в помещениях могут быть настроены на разные температуры воздуха от t_{1a} до t_{1m}, при этом неизбежны различные величины относительной влажности – от φ_{1a} до φ_{1m}, а в зимнее и переходное время года соответственно при температурах от t_{11a} до t_{11m} относительные влажности будут от φ_{11a} до φ_{11m}.

В тех случаях, когда допустимо применение рециркуляции, сооружают центральные многозональные системы, работающие, как правило, по двухвентиляторной схеме (рис. 15.11) с переменными объемами наружного и рециркуляционного воздуха, с одним или двумя рециркуляционными каналами (второй рециркуляционный канал применяется редко и на схеме показан пунктиром).

В многоэтажных зданиях устройство общей рециркуляции часто неосуществимо в связи с недостатком площади для прокладки каналов

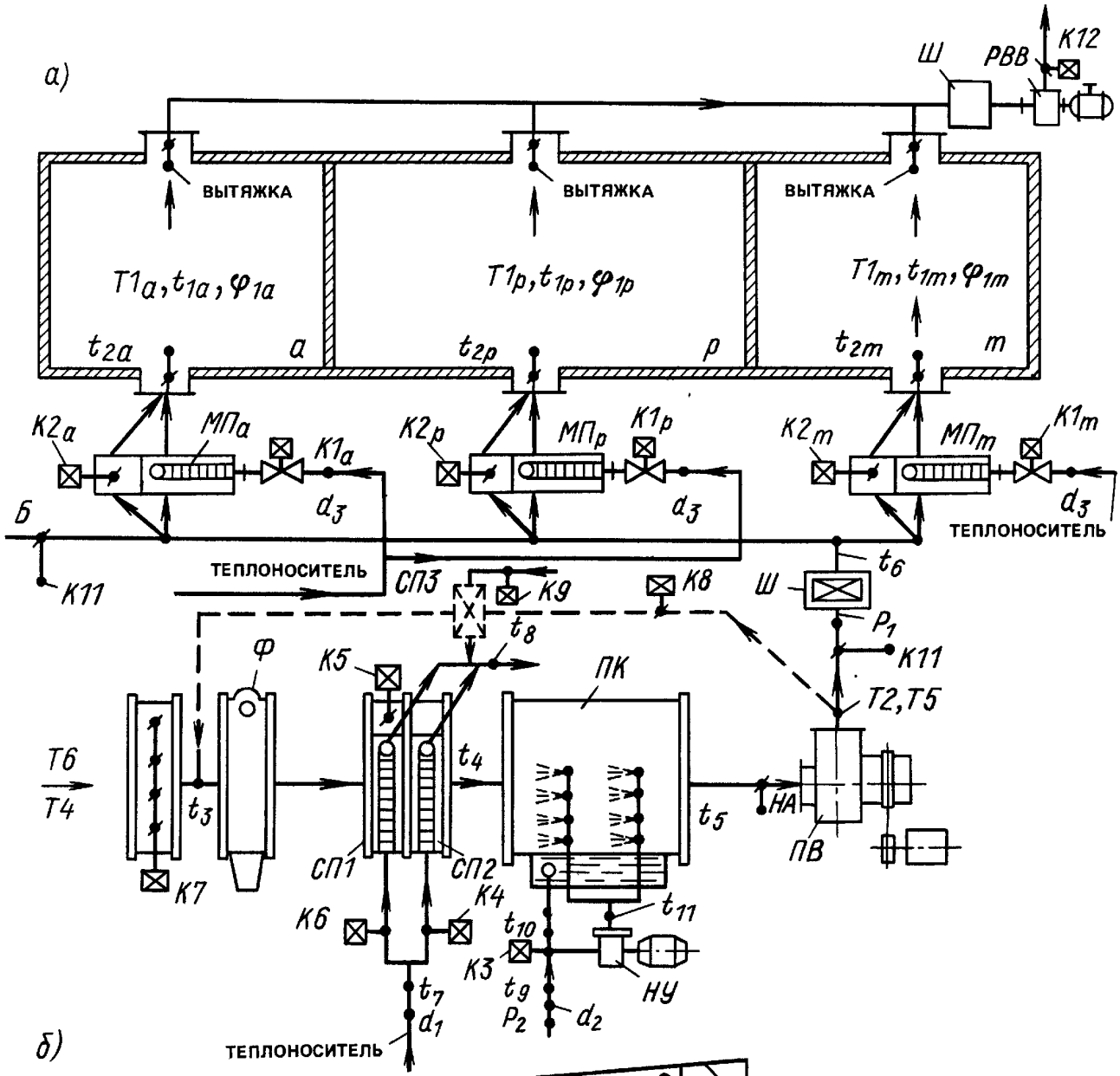


Рис. 15.10. Центральная прямоточная многозональная система кондиционирования воздуха, работающая полностью на наружном воздухе

а схема системы; *б* – построение на *J d*-диаграмме процессов приготовления воздуха

Примечание. Воздухонагреватель СПЗ, клапаны К8 и К9 устанавливаются в районах Крайнего Севера для предупреждения замерзания воздухоподогревателя первого подогрева.

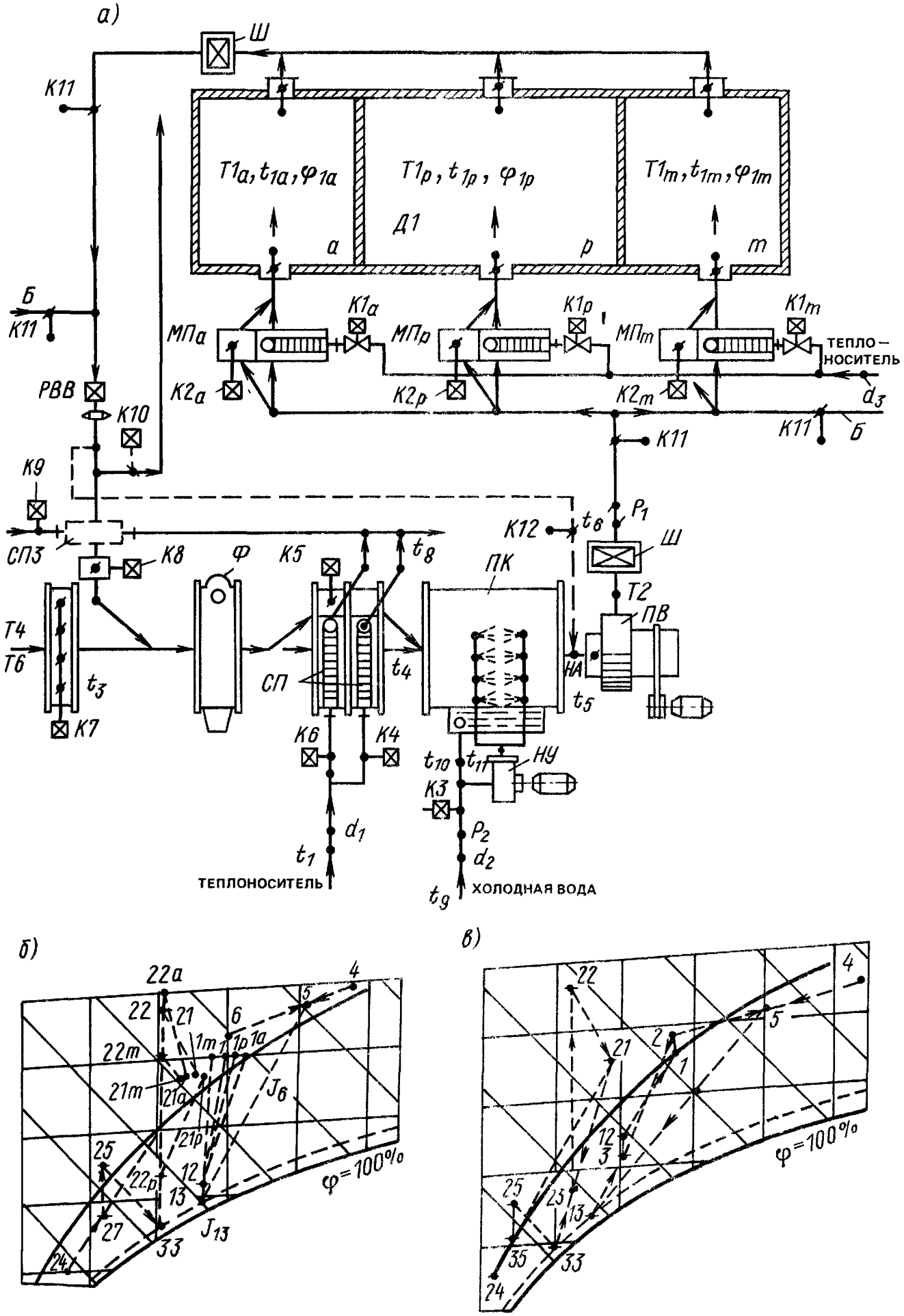


Рис. 15 11. Центральная многозональная двухвентиляторная система кондиционирования воздуха, работающая с рециркуляцией по одному или по двум каналам (второй канал показан пунктиром)

а – схема системы, *б* построение процессов на *J* – *d*-диаграмме при работе с одним первым рециркуляционным каналом, *в* – то же, при работе с двумя рециркуляционными каналами

Примечание Воздухонагреватель СП3 и клапан К9 устанавливаются в районах Крайнего Севера для предупреждения замерзания воздухоподогревателей первого подогрева

или невозможно по акустическим и санитарно-гигиеническим соображениям. В таких случаях применяются многозональные системы с поэтажными вентиляторными доводчиками, с помощью которых производится рециркуляция воздуха в пределах группы помещений или в пределах этажа.

В состав многозональных систем входят местные подогреватели МП, устанавливаемые по числу обслуживаемых зон, помещений или комплексов одинаковых помещений.

Системы, работающие без рециркуляции, должны иметь теплообменники для использования теплоты и холода по типу, показанному на рис. 15.8. В теплый период года кондиционер забирает наружный воздух (точка *5* на рис. 15.10, *б*), фильтрует и охлаждает его в камере орошения или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе до состояния, соответствующего параметрам точки *3*. Затем воздух, проходя через вентилятор и воздуховоды, нагревается (точка *4*) и, если нужно, дополнительно подогревается в местных подогревателях (МП) до температур, соответствующих точкам *2a, 2p* или *2m*, после чего нагнетается в помещения и приобретает там заданные параметры в обслуживаемой зоне

В холодный период года наружный воздух (точка *15*) подогревается прямым контактом с горячей водой (рис. 15.10, *б*) или в воздухонагревателе первого подогрева до состояний, соответствующих параметрам точек *13, 14, 17* или *18*, увлажняется (точка *13*), нагревается в местных подогревателях до параметров, соответствующих точкам *12a, 12p* или *12m*, при которых выпускается в помещения и приобретает заданные параметры.

Если в одном из помещений *a, p* или *m* отсутствуют влаговыделения, то параметры воздуха в нем изменяются. Например, в помещении *p* они могут летом стать равными параметрам в точке $1'_p$, а зимой – в точке $11'_p$ вместо параметров в точках 1_p и 11_p, соответствующих заданным влаговыделениям.

В холодный период года производительность СКВ стремятся сократить, при этом возможность и пределы сокращения производительности определяются уменьшением избытков теплоты, для борьбы с которой рассчитана система, условиями сохранения равномерности параметров воздуха в обслуживаемой зоне помещений и необходимостью обеспечения санитарной нормы притока наружного воздуха.

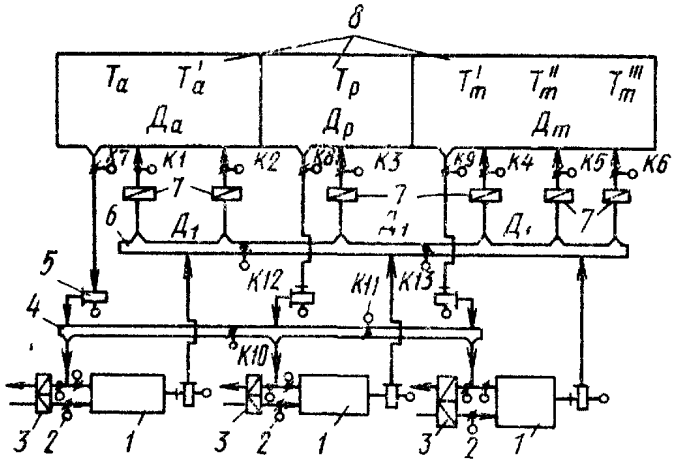


Рис. 15.12. Схема блокировки многозональных кондиционеров для взаимозаменяемости

1 кондиционеры, *2* - регулирующие клапаны, *3* - утилизаторы теплоты и холода, *4* - коллектор воздуха, удаляемого из помещения, *5* рециркуляционно-вытяжной вентилятор, *6* коллектор приточного воздуха; *7* – местный подогреватель, *8* – обслуживаемые помещения

При наличии в здании двух или большего числа кондиционеров рекомендуется сблокировать их между собой с помощью общих коллекторов (рис. 15.12), создав возможность обслуживания всех помещений при работе части кондиционеров.

Производительность СКВ на весь холодный период года рассчитывается по условиям переходного режима, т.е. при температуре наружного воздуха 8 °С и 70% влажности. Переключение системы производится по обусловленным календарным датам, например 15 октября и 15 мая.

Расчет сокращения производительности СКВ начинают с определения отношений избытков явной теплоты в переходный период года к избыткам явной теплоты в теплый период года при соответствующих расчетных параметрах наружного воздуха. Затем выбирают наибольшее из найденных отношений теплоизбытков и делают предположение, что подача воздуха во все зоны или помещения может быть уменьшена пропорционально этому отношению K_x. Далее определяют расход воздуха, который поступит в каждую зону или помещение при выбранном отношении, и проверяют равномерность параметров воздуха в их обслуживаемых зонах путем перерасчета воздухораспределителей. Практически считается, что при циркуляции воздуха менее пяти

объемов помещения в 1 ч нельзя достичь удовлетворительной равномерности параметров.

Расход наружного воздуха, который содержится в приточном воздухе, подаваемом СКВ, находится в некоторой постоянной пропорции. Руководствуясь ею, определяют расход наружного воздуха, который поступит в каждую зону или помещение после сокращения общей производительности кондиционера. Затем проверяют, достаточно ли это для удовлетворения санитарных норм. Если окажется, что санитарная норма не обеспечена, увеличивают пропорцию наружного воздуха, вводимого СКВ, или меняют отношение, положенное в основу сокращения производительности. Снижение производительности СКВ экономически всегда оправданно, при этом следует применять направляющие аппараты, устанавливаемые на всасывающих отверстиях вентиляторов, если сокращение производительности не превышает 30% максимума и если производительность кондиционера по номиналу не более 125 тыс. м^3/ч, индукторные муфты скольжения при более значительном уменьшении производительности кондиционеров и для кондиционеров производительностью 160–250 тыс. м^3/ч.

Построение процесса приготовления воздуха на $J-d$-диаграмме для холодного периода года производится после того, как установлен коэффициент K_x, характеризующий допустимое сокращение производительности кондиционера на весь этот период.

С помощью коэффициента K_x для каждого помещения или зоны a, p, m находят величину воздухообмена L_{11a}, L_{11p}, L_{11m}, рабочую разность температур Δt_{11a}, Δt_{11p}, Δt_{11m} и разность влагосодержаний Δd_{11a}, Δd_{11p}, Δd_{11m}. Затем от точки 11, a, характеризующей заданные параметры воздуха в помещении a (см рис. 15.10, $б$), откладывают наибольшую из найденных величин разности влагосодержаний $\Delta d_{\text{макс}}$ и определяют влагосодержание воздуха, приготовленного для холодного периода года, $d_{13} = d_{11a} - \Delta d_{\text{макс}}$.

На $J-d$-диаграмме проводится соответствующая прямая $13–12p$; от пересечения прямых $t_{11a} - t'_{11a}$, $t_{11p} - t'_{11p}$ и d_{13} в точках $11'_a$, $11'_p$, $11'_m$ откладывают рабочие разности температур по d – const и разности влагосодержаний по t = const для каждого из помещений или зон, обслуживаемых кондиционером. Соединив соответствующие точки, характеризующие температуры приготовленного воздуха t_{12a}, t_{12p}, t_{12m}, и точки, характеризующие влагосодержание воздуха в помещении d_{11a}, d_{11p}, d_{11m}, получают линии процесса ассимиляции теплоты и влаги в помещениях при расчетных параметрах для холодного периода года.

Затем определяют частные значения удельных энтальпий воздуха в помещениях и среднее их значение J_{11}. На основании последнего строится процесс дальнейшей обработки воздуха в кондиционере.

Максимальный расход холода, кВт, на охлаждение воздуха в системе, работающей без рециркуляции (см. рис. 15.9), при расчетных условиях для теплого периода года составляет:

$$Q_{\text{х}} = Q_{\text{х}1} + Q_{\text{х}2} + Q_{\text{х}3} + Q_{\text{х}4} = \\ = L_{\text{п}}\rho(J_s - J_3), \qquad (15.23)$$

где L_s – полная производительность системы, м^3/с; ρ – плотность приточного воздуха, кг/м^3; $Q_{\text{х}1}$ – расход холода, кВт, на охлаждение помещений, равный:

$$Q_{\text{х}1} = L\rho(J_1 - J_2); \qquad (15.24)$$

J_1, J_2 – средние удельные энтальпии воздуха в помещениях и приготовленного воздуха, кДж/кг; L – полезная производительность системы, м^3/с; $Q_{\text{х}2}$ – расход холода, кВт, на охлаждение наружного воздуха, вводимого в помещения:

$$Q_{\text{х}2} = L\rho(J_5 - J_1); \qquad (15.25)$$

$Q_{\text{х}3}$ – расход холода, кВт, компенсирующий утечки воздуха;

$$Q_{\text{х}3} = (L_{\text{п}} - L)\rho(J_5 - J_3) + \\ + L\rho(J_1 - J_3); \qquad (15.26)$$

$L_{\text{п}} - L$ – потери воздуха в сетях, м^3/с; $Q_{\text{х}4}$ – расход холода вследствие второго подогрева

$$Q_{\text{х}4} = L\rho(J_5 - J_1). \qquad (15.27)$$

Сравнительная экономичность СКВ определяется коэффициентом использования холода $\eta_{\text{х}}$, являющимся отношением полезных затрат холода на охлаждение помещения к общим затратам:

$$\eta_{\text{х}} = Q_{\text{х}1}/Q_{\text{х}}. \qquad (15.28)$$

Максимальный расход теплоты в системе $Q'_{\text{т}1}$, кВт, при полной производительности в холодный период года $L_{\text{п х}}$, м^3/с, на первый нагрев воздуха составит

$$Q'_{\text{т}1} = L_{\text{п х}}\rho(J_{14} - J_{15}). \qquad (15.29)$$

Иногда целесообразно снять часть или всю тепловую нагрузку первого подогрева, производя нагревание воздуха теплой водой, раз-

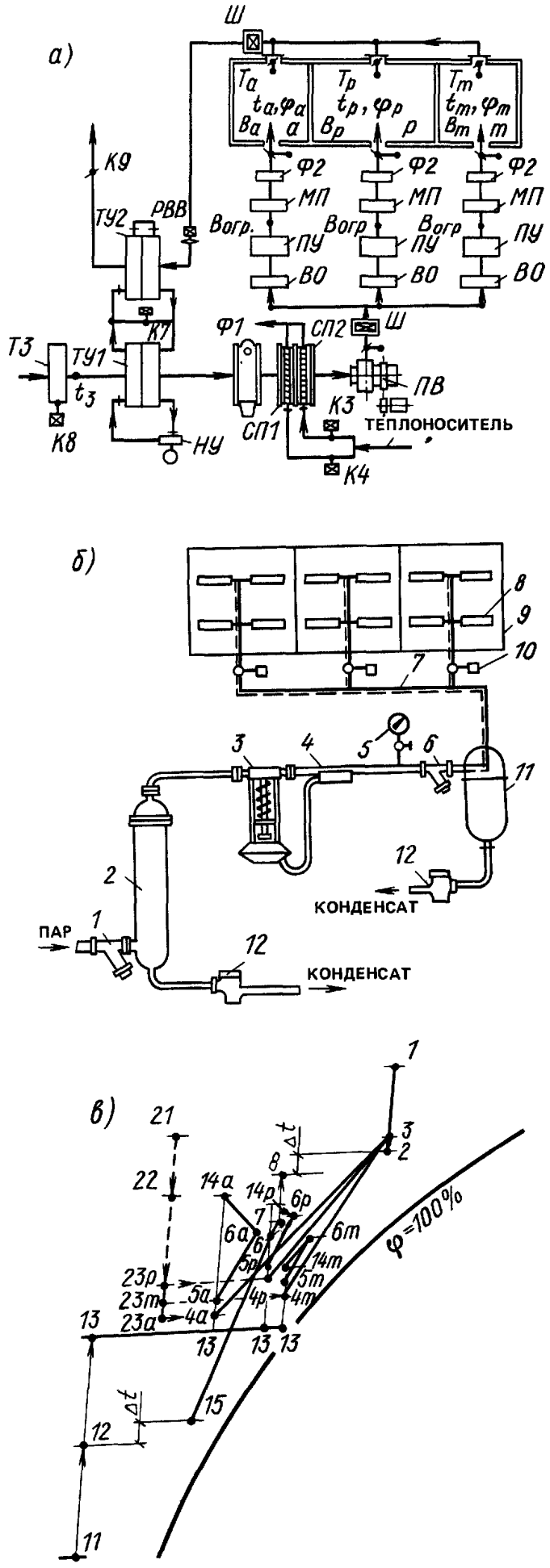


Рис. 15.13. Центральная многозональная система кондиционирования воздуха с увлажнением воздуха паром

а – схема системы; *б* – схема подводки пара в воздуховоды; *в* – построение на *J*–*d*-диаграмме процессов приготовления воздуха; *1* – сетчатый фильтр; *2* – пористый керамический фильтр; *3* – редукционный клапан; *4* – расширительный бачок; *5* – манометр; *6* – двойной сетчатый фильтр; *7* – коллектор приготовленного пара, заключенный в паровую рубашку; *8* – керамический пористый элемент для выпуска пара; *9* воздуховод: *10* – исполнительный механизм регулятора пара; *11* – влагоотделитель; *12* – термостатический конденсационный горшок

брызгиваемой в камере орошения кондиционера.

Нагрузка первого подогрева, кВт, в случае нагревания воздуха до температуры, представленной изотермой *17*, равна:

$$Q'_{т2} = L_{п.х}\rho(J_{17} - J_{15}), \qquad (15.30)$$

а остальное количество теплоты

$$\Delta Q' = Q'_{т1} - Q'_{т2} = \\ = L_{п.х}\rho(J_{13} - J_{17}) \qquad (15.31)$$

должно вноситься водой, которая подается в камеру орошения кондиционера.

Максимальный расход теплоты, кВт, в местных подогревателях, соответствующий полному отсутствию теплоизбытков в помещениях, равен большей из двух следующих величин:

$$Q'' = 1{,}2L_{п}\rho(t_1 - t_4); \qquad (15.32)$$

$$Q'' = 1{,}2L_{п.х}\rho(t_{12} - t_{13}), \qquad (15.33)$$

где t_1 и t_{13} – средняя температура приготовленного воздуха, °С.

В последние годы для некоторых помещений (машинные залы вычислительных центров, хирургические операционные), в которых требуется повышенная чистота или стерильность воздуха, применяют СКВ с увлажнением воздуха паром (рис. 15.13), так как водяной пар бактерициден. Применяя пар, мы избегаем загрязнения воздуха тончайшими пылями, образующимися из солей жесткости, попадающих с капельками воды из камеры орошения кондиционеров. Кроме того, обеспечивается возможность раздельного регулирования влажности воздуха в каждом из обслуживаемых помещений. Для этого керамические элементы *8* (см. рис. 15.13), из которых выпускается пар, размещают в каждом из приточных воздуховодов. Длина прямого участка воздуховода, на

котором происходит усвоение пара при повышении влажности на 20%, равна 1,8 м, а при увлажнении до 80% необходимая длина доходит до 3,5 м.

Для общей обработки воздуха в кондиционере установлены теплообменники ТУ1 и ТУ2 (см. рис. 15.8), фильтры для воздуха Ф1, воздухонагреватели СП1 и СП2 и вентиляторы ПВ и РВВ. Для местной обработки воздуха, подаваемого в каждое помещение, имеются воздухоохладители ВО, пароувлажнители ПУ, местные подогреватели МП и фильтры тонкой очистки Ф2.

В теплый период года наружный воздух, имеющий расчетные параметры, обозначенные точкой *1* (рис. 15.13, *в*), охлаждается в теплообменнике ТУ1 до параметров точки *2*; проходя вентилятор (ПВ), нагревается (точка *3*) и затем охлаждается и осушается до требуемых температуры и влагосодержания 4_a, 4_p и 4_m. Пройдя теплообменную аппаратуру и воздуховоды, воздух нагревается до параметров 5_a, 5_p и $5m$ и выпускается в помещение, где приобретает заданные параметры 6_a, 6_p и 6_m. Удаляемый из помещений воздух со средними параметрами, характеризуемый точкой *6*, нагревается в вытяжном вентиляторе (РВВ) до температуры точки *7* и затем в теплообменнике $ТУ_2$ до параметров *8*, при которых выбрасывается наружу.

При некоторых промежуточных параметрах воздуха (точка *21*) в теплый период года наружный воздух охлаждается в теплообменнике $ТУ_1$ до параметров точки *22*, затем охлаждается в местных воздухоохладителях ВО до параметров точек 23_a, 23_p и 23_m, после чего увлажняется паром до параметров 4_a, 4_p, 4_m, нагревается в аппаратуре и воздуховодах, проходящих через помещения, где обретает заданные параметры 6_a, 6_p и 6_m.

В холодный период года наружный воздух подогревается в теплообменнике ТУ1 от параметров *11* до *12*, фильтруется и нагревается в СП1 и СП2 до изотермы *13*, затем для каждого помещения отдельно производится увлажнение воздуха паром соответственно до влагосодержаний 13_a, 13_p или 13_m. Потом воздух подогревается местными подогревателями МП до температур 14_a, 14_p и 14_m и выпускается в помещение, где, ассимилируя влагу и отдавая или получая теплоту, приобретает заданные параметры 6_a, 6_p и 6_m. Удаляемый из помещений воздух охлаждается до параметров точки *15*, отдавая теплоту приточному воздуху.

Влажность воздуха регулируется влагорегуляторами B_a, B_p, ..., B_m, установленными в каждом помещении или в вытяжных воздуховодах. Кроме того, необходимы еще ограничительные влагорегуляторы B_0, устанавливаемые в каждом приточном воздуховоде на расстоянии 2–4 м от пароувлажнителей. Эти влагорегуляторы настраивают на относительную влажность порядка 90%, чтобы предотвратить перенасыщение воздуха. Пар подводится к увлажнителям, как показано на схеме рис. 15.13, *б*. Давление пара поддерживается на постоянном уровне. Исполнительные механизмы, регулирующие выпуск пара, необходимо блокировать с приводом приточного вентилятора для отключения подачи пара при остановке вентилятора. Применение пара для центральных СКВ должно быть обосновано специальными технологическими требованиями или технико-экономическим расчетом.

Запах пара образуется от возгонки органических соединений, содержащихся в воде или конденсате, поступающих в котлы. Конденсат, поступающий из теплообменных аппаратов, при соприкосновении с сальниками арматуры насыщается парами масла иногда до 5 мгм/кг. Пар, приготовляемый из хорошо очищенной воды в специальных электрических парогенераторах, запаха не имеет.

Центральные многозональные двухвентиляторные системы, собранные по схеме на рис. 15.11, предназначены для работы с переменным объемом наружного и рециркуляционного воздуха. Такие системы, как правило, экономичней систем, работающих с постоянным расходом компонентов смеси, так как обеспечивают максимальное использование наружного воздуха для охлаждения. Воздух на рециркуляцию можно забирать и с помощью одного приточного вентилятора, но двухвентиляторные СКВ удобней в эксплуатации и расходуют меньше электроэнергии, если сопротивление рециркуляционных воздуховодов больше сопротивления участка питания кондиционеров наружным воздухом.

Устраивать вытяжку из помещений без вентиляторов за счет естественного давления или давления приточных вентиляторов не рекомендуется, так как при этом усложняются условия регулирования системы. Давление в

помещении изменяется как по величине, так и по знаку: в теплый период года воздух внутри помещения холоднее и тяжелее наружного, а зимой – наоборот. Для регулирования приходится употреблять клапаны значительно большей площади, чем при вентиляторной тяге, и суммарная неплотность их притворов может существенно повлиять на качество регулирования.

Двухвентиляторные СКВ создают меньше шума, потому что вентиляторы работают при более низких давлениях, чем в одновентиляторных системах. Однако основные преимущества двухвентиляторных систем – надежность и удобство управления и регулирования, так как весь комплекс устройств, обеспечивающих приток и вытяжку из помещений, сосредоточивается в одном кондиционере.

При проектировании кондиционера с двумя рециркуляционными каналами важно обеспечить увязку потерь давления во втором рециркуляционном канале с потерями давлений в секциях кондиционера.

В кондиционерах многозональных СКВ второй рециркуляционный канал регулируют вручную или дистанционно клапаном К12.

В теплый период года система, работающая с одной первой рециркуляцией (см. рис. 15.11, *б*), засасывает наружный воздух (точка *4*), смешивает его с нагревшимся в вентиляторе РВВ рециркуляционным воздухом (точка *б*), в результате чего получается смесь с параметрами, характеризуемыми точкой *5*. Весь воздух, подаваемый кондиционером, охлаждается в воздухоохладителе до параметров, характеризуемых точкой *13*, нагревается в вентиляторе и воздуховодах до состояния, характеризуемого точкой *12*, нагнетается в помещения, ассимилируя теплоту и влагу, и принимает заданные параметры 1_a, 1_p, 1_m.

В холодный период года наружный воздух (точка *24*) смешивается с рециркуляционным воздухом, средние параметры которого характеризуются точкой *21*, смесь (точка *27*) нагревается в первом подогревателе до состояния, характеризуемого точкой *25*. Удельная энтальпия в точке *25* равна необходимой для создания требуемой влажности воздуха в помещении. Смесь увлажняется до состояния, характеризуемого точкой *33*, и нагревается местным подогревателем до состояний, характеризуемых точками 22_a, 22_p, 22_m, а в среднем до состояния, характеризуемого точкой *22*. В обслуживаемой зоне помещений воздух принимает заданные состояния (точки 21_a, 21_p, 21_m). Нагрев воздуха в рециркуляционном вентиляторе РВВ в холодный период года часто не учитывают. Максимальный расход холода, кВт, при расчетном режиме для теплого периода составляет

$$Q_x = Q_{x1} + Q_{x2} + Q_{x3} = L_{op}(J_5 - J_3), \qquad (15.34)$$

где L_{op} – расход воздуха, проходящего камеру орошения, м³/с (для системы с одной первой рециркуляцией воздуха $L_п$, м³/с); Q_{x1} – расход холода на охлаждение помещения при введении воздуха $L\rho$, кг/с, равный:

$$Q_{x1} = L\rho(J_1 - J_{12}); \qquad (15.35)$$

Q_{x2} – расход холода на охлаждение наружного воздуха, кг/с; равный:

$$Q_{x2} = L_н\rho(J_п - J_1); \qquad (15.36)$$

Q_{x3} – расход холода на потери воздуха в сетях $L_п - L$; м³/с; потери, связанные с охлаждением наружного воздуха, который проходит через неплотности сетей $L_{п.н} - L_н$, м³/с, и нагрев подаваемого и рециркуляционного воздуха $L_п\rho$ и $L_р\rho$, кг/с, в сетях и вентиляторах:

$$Q_{x3} = (L_п - L)\rho(J_1 - J_{12}) + (L_{п.н} - L_н)\rho \times \times (J_4 - J_1) + L_п\rho(J_{12} - J_{13}) + + L_р\rho(J_6 - J_1). \qquad (15.37)$$

Максимальный расход теплоты, кВт, на первый подогрев воздуха $Q'_{т1}$ при производительности, установленной для холодного периода года $L_{п.х}$, и подаче наружного воздуха $L_{п.н}$, м³/с, равен:

$$Q'_{т1} = L_{п.н}\rho(J_{23} - J_{24}) = = L_{п.х}\rho(J_{25} - J_{27}). \qquad (15.38)$$

Максимальный расход теплоты для второго подогрева определяется по аналогии с расчетом по формулам (15.32) и (15.33), но с заменой в них t_4 на t_{12}, t_{12} на t_{22} и t_{13} на t_{33}.

В системе с двумя рециркуляционными каналами (см. рис. 15.11, *в*) наружный воздух (точка *4*) смешивается с рециркуляционным воздухом (точка *2*), и смесь с параметрами точки *5* охлаждается в камере орошения или в орошаемом поверхностном воздухоохладителе до состояния, характеризуемого точкой *13*. Рециркуляционный воздух (точка *2*), поступая по второму рециркуляционному каналу, подмешивается к охлажденному воздуху (точка *13*). Смесь (точка *3*), проходя приточный вентилятор и воздуховоды, нагревается до состояния, характеризуемого точкой *12*, и выпускает-

ся в помещение, где, ассимилируя теплоту и влагу, приобретает заданные параметры, которые представлены средней величиной (точка *1*). В рециркуляционном вентиляторе воздух (точка *1*) подогревается до параметров, характеризуемых точкой *2*.

В холодный период наружный воздух (точка *24*) смешивается с рециркуляционным (точка *21*), смесь (точка *35*) подогревается до состояния, характеризуемого точкой *25*, затем увлажняется и приобретает параметры, характеризуемые точкой *33*. Воздух, поступающий по второму рециркуляционному каналу, смешивается с увлажненным воздухом, и смесь приобретает параметры, характеризуемые точкой *23*, затем нагревается во втором подогревателе до состояния, характеризуемого точкой *22*, и выпускается в помещение, где, ассимилируя влагу и нагревая помещения, воздух приобретает параметры, которые на $J-d$-диаграмме представлены средней величиной (точка *21*).

Расход воздуха, проходящего камеру орошения, $L_{ор}\rho$, в долях полной производительности кондиционера $L_{п}\rho$ в расчетных условиях для теплого периода года равен:

$$\bar{L}_{ор}\rho = \frac{L_{ор}\rho}{L_{п}\rho} = \frac{J_2 - J_3}{J_2 - J_{13}}. \qquad (15.39)$$

Расход этого воздуха, кг/с, составляет:

$$L_{ор}\rho = \bar{L}_{ор}\rho L_{п}\rho, \qquad (15.40)$$

а расход воздуха, проходящего по первому рециркуляционному каналу, определяется как разность

$$L_{п1р}\rho = L_{ор}\rho - L_{п.н}\rho. \qquad (15.41)$$

Расход воздуха, проходящего по второму рециркуляционному каналу, определяется как разность

$$L_{п2р}\rho = L_{п}\rho - L_{ор}\rho, \qquad (15.42)$$

где $L_{п.н}\rho$ – полный расход наружного воздуха, кг/с; $L_{п}\rho$ – полная производительность кондиционера, кг/с

Максимальные расходы холода и теплоты для системы, имеющей два рециркуляционных канала, определяются по формулам, аналогичным формулам (15.23) – (15.33).

Автоматическое регулирование и контроль многозональных систем, работающих на наружном воздухе или с рециркуляцией, осуществляются следующим образом Установленные в помещениях или в зонах одного помещения терморегуляторы $Т1_а$, $Т1_р$, $Т1_т$ управляют местным или вторым подогревом, регулируя подачу теплоносителя клапанами $К1_а$, $К1_р$, $К1_т$ и расход воздуха обводными клапанами $К2_а$, $К2_р$, $К2_т$, когда установлена необходимость применения обводных клапанов, например если теплоноситель пар или если установлена излишняя поверхность нагрева (более 10%).

Постоянство влажности обеспечивается терморегулятором «точки росы» Т2, который во всех описанных системах на режимах охлаждения (в теплый период года) управляет подачей холодной воды в камеру орошения или в поверхностный орошаемый воздухоохладитель с помощью клапана К3. В системах, не имеющих рециркуляции, в холодный период года терморегулятор Т2 управляет клапанами К4, К6, а при необходимости также и клапаном К5, регулирующим работу первого подогрева.

В системах с первой рециркуляцией воздуха регулятор Т2 в теплый период года работает совместно с двухпозиционным терморегулятором Т4, датчиком которого является мокрый термометр, установленный в потоке наружного воздуха. При удельной энтальпии наружного воздуха $J_н > J_6$ терморегулятор Т4 (см. рис. 15.11, *а*) устанавливает воздушные клапаны К7 и К8 на режим минимальной подачи наружного и максимальной подачи рециркуляционного воздуха.

Пока удельная энтальпия наружного воздуха находится в пределах $J_{13} < J_н < J_6$, терморегулятор Т4 устанавливает клапаны К7 и К8 на режим подачи только наружного воздуха и подключает управление этими клапанами непосредственно к терморегулятору Т2, который управляет ими в холодный период года, характеризуемый условиями $J_н < J_{13}$: при понижении удельной энтальпии наружного воздуха от J_{13} до минимума с помощью клапанов К7 и К8 постепенно сокращает подачу наружного воздуха и доводит ее до минимума. После этого регулятор Т2 переходит на управление первым подогревом. Воздушный клапан К10 открывается при пуске кондиционера и закрывается при его остановке.

В системах большой производительности (60 тыс. м^3/ч и более) и в случаях, когда требуется обеспечить подпор воздуха в здании,

воздушный клапан на выбросе К10 присоединяют к регулятору избыточного давления *Д1*, установленному в контрольном помещении.

В районах с расчетной температурой наружного воздуха ниже −40 °С в системах, работающих на наружном воздухе (см. рис. 15.10), устраивают возврат части приготовленного воздуха (до 20%) до первого подогрева. На воздуховоде возвращаемого воздуха устанавливают клапан К8 и воздухонагреватель СП3 с клапаном К9. В этом случае терморегулятор Т6 включает оба клапана К8 и К9 при падении наружной температуры ниже опасного предела, например ниже −40 °С. В этих районах на системах, работающих с рециркуляцией (см. рис. 15.11), устанавливают дополнительный воздухонагреватель СП3, управляемый клапаном К9 и включаемый терморегулятором Т6.

15.3.4. Системы кондиционирования воздуха с количественным и количественно-качественным регулированием

Однозональные и многозональные системы с количественным и количественно-качественным регулированием, как правило, экономичнее систем с качественным регулированием, так как неэкономичное уменьшение холодопроизводительности воздуха вторым или местным подогревом заменено в них сокращением расхода воздуха, вводимого в помещение.

Принципиальная схема многозональной СКВ с количественно-качественным регулированием приведена на рис. 15.12. Терморегуляторы $Т_а$, $Т_р$ и $Т_т$, установленные в помещениях или в их зонах, с помощью клапанов К1 – К6 сокращают подачу воздуха в обслуживаемые помещения при уменьшении количества теплоты, поступающей в помещение, по отношению к расчетному максимуму. В результате происходит повышение давления в коллекторе приточного воздуха *6*, в качестве которого может быть применена камера статического давления. Регуляторы давления Д1 должны восстановить давление в коллекторе, уменьшив производительность приточных вентиляторов, а при необходимости и выключив часть из них.

Регуляторы давления воздуха $Д_а$, $Д_р$, $Д_т$, установленные в помещениях, должны соответственно сократить производительность вытяжных вентиляторов *5*, чтобы сохранить в помещениях необходимое там повышенное давление.

В тех случаях, когда каждое из помещений обслуживается отдельными кондиционером и вытяжным вентилятором, что может быть достигнуто в схеме на рис. 15.12 при закрытии клапанов К10 – К13, вместо довольно сложного регулирования работы вытяжных вентиляторов по давлению в помещениях их можно соединить посредством программного механизма с работой соответствующих приточных вентиляторов так, чтобы всегда был обеспечен необходимый подпор в помещениях.

В системах с количественным регулированием особенно остро стоит вопрос о выборе воздухораспределителей, так как от них зависит возможное максимальное сокращение воздуха, вводимого в помещение, т. е. предельная глубина количественного регулирования СКВ.

В табл. 15.7 (данные М. И. Гримитлина и Г. М. Позина*) приведены предельные глубины регулирования воздухораспределителей

$$\eta_{макс} = 1 - \bar{L}_{мин} = 1 - L_{мин}/L_{макс}, \quad (15.43)$$

где $L_{мин}$ и $L_{макс}$ – минимальный и расчетный расход воздуха, подаваемый через воздухораспределитель данной конструкции, $м^3/с$.

Выбрав, например, в качестве воздухораспределителя решетки типа ВДШ (ВР-16) с лопатками, поставленными под углом, расход подаваемого воздуха при расчетной кратности воздухообмена 15 $ч^{-1}$ до сокращения может быть уменьшен вдвое. Подавая воздух через воздухораспределители ВДУМ, ВДПМ-IIIа (ВР-11), сокращение может быть допущено только на 20%. После предельного уменьшения подачи притока система регулируется с помощью второго или местного подогрева, т. е. переключается на качественное регулирование.

Возможны три способа регулирования производительности вентиляторов СКВ с количественным и количественно-качественным регулированием: 1) клапаном на магистральном воздуховоде; 2) направляющим аппаратом

---

* Гримитлин М. И., Позин Г. М. Основы распределения приточного воздуха в вентилируемых помещениях. – В кн.: Научные проблемы охраны труда на современном этапе технического прогресса. – М.: Профиздат, 1977.

ТАБЛИЦА 15.7. ПРЕДЕЛЬНОЕ УМЕНЬШЕНИЕ РАСХОДА ПРИ КОЛИЧЕСТВЕННОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ТИПОВЫХ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ

Тип воздухораспределителя	Предельное уменьшение расхода, %, при нормах микроклимата		Кратность воздухообмена после предельного сокращения воздухообмена, $ч^{-1}$
	допустимых	оптимальных	
Решетка РР с лопатками:			
параллельными (ВР-4)	40	30	5
установленными под углом (ВР-5)	50	30	75
ВДУМ; ВДПМ; $\Delta_0 = +0{,}5\,d_0$; $K_{ж.с} = 0$ (ВР-9 и ВР-13)	50	30	12,5
ВДУМ; ВДПМ-IIIа; $\Delta_0 = -0{,}05\,d_0$; $K_{ж.с} = 0$ (ВР-10 и ВР = 13)	10	–	1,5
ВДУМ; ВДПМ-IIIа; $K_{ж.с.} = 0{,}4$ (ВР-11)	20	–	2,5
ВДШ (ВР-16)	40	20	15

во всасывающем отверстии вентилятора; 3) частотой вращения вентилятора с помощью электромуфты скольжения (рис. 15.14, табл. 15.8).

Клапаны регулируют производительность вентиляторов неэкономично, поэтому для этой цели их применять не рекомендуется.

Г. Г. Вахвахов * рекомендует применять: 1) направляющие аппараты при глубине регулирования от 100 до 50% полной производительности вентилятора; 2) электрические индукторные муфты скольжения при глубине регулирования от 100 до 30% полной производительности вентиляторов.

Направляющие аппараты регулируют производительность вентилятора, изменяя его аэродинамическую характеристику, закручивая воздушный поток на входе воздуха в вентилятор.

* Г. Г. Вахвахов. Работа вентилятора в сети.– М.: Стройиздат, 1975.

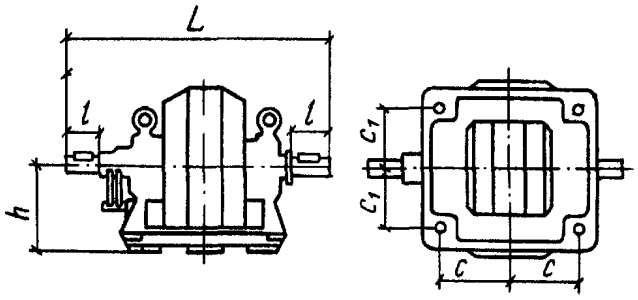


Рис. 15.14. Электрическая индукторная муфта скольжения

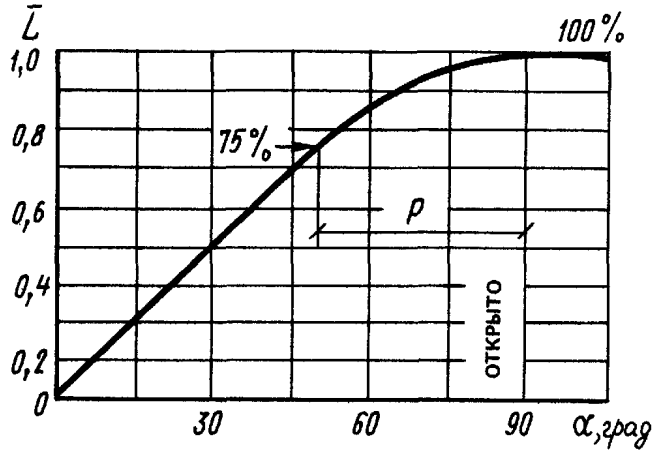


Рис. 15.15. Регулировочная характеристика направляющего аппарата

$\bar{L}$ – относительная производительность вентилятора; α – угол поворота лопаток направляющего аппарата

Регулировочная характеристика направляющих аппаратов серии НА приведена на рис. 15.15. В связи с нелинейностью характеристики применение направляющих аппаратов для регулирования двухвентиляторных СКВ затруднено.

Электрическая муфта скольжения состоит из индуктора, расположенного на ведомом валу муфты, который соединен с вентилятором, и якоря, расположенного на ведущем валу.

ТАБЛИЦА 15.8. РАЗМЕРЫ, ММ, И МАССА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ИНДУКТОРНЫХ МУФТ СКОЛЬЖЕНИЯ

Тип муфты	L	h	l	c	c_1	Масса, кг
ИМС-7,5	610	160	325	160	125	150
ИМС-20	613	240	315	150	157	300
ИМС-40	915	280	490	225	335	590
ИМС-75	1075	335	565	300	350	1170
ИМС-160	1225	400	660	370	325	1730

который соединен с электродвигателем. При вращении якоря относительно намагниченного индуктора возникают вихревые электрические токи, которые, взаимодействуя с магнитным потоком, создают крутящий момент. Величина последнего зависит от силы тока, возбуждающего магниты индуктора.

Для разгрузки электродвигателя при пуске автоматическое включение муфты производится через реле времени. Скорость вращения выходного вала муфты контролируется с помощью тахогенератора или амперметра, включенного в цепь обмотки возбуждения муфты.

15.3.5. Центральные двухканальные системы кондиционирования воздуха

Центральные двухканальные СКВ подводят к помещениям холодный и подогретый воздух по двум параллельным каналам. Температура в каждом помещении регулируется терморегулятором, воздействующим на местные смесительные воздушные клапаны СК, изменяющие соотношение холодного и подогретого воздуха в подаваемой смеси. К числу преимуществ этих систем относятся отсутствие в обслуживаемых помещениях или вблизи них теплообменников, трубопроводов тепло- и холодоносителя. Но характерны сложность прокладки и повышенные затраты на устройство и тепловую изоляцию параллельных воздуховодов.

Двухканальные системы бывают прямоточными (рис. 15.16) и с применением рециркуляции. Местные смесители систем $СК_a$, $СК_p$,$СК_m$ устанавливают в непосредственной близости к обслуживаемым помещениям. При числе обслуживаемых помещений более шести двухканальные системы иногда обходятся дешевле, чем СКВ с местными подогревателями. Преимущество двухканальных систем возрастает с увеличением числа обслуживаемых помещений.

В теплый период года наружный воздух (точка *5* рис. 15.16) фильтруется, а затем охлаждается в камере орошения или в поверхностном орошаемом воздухоохладителе (точка *3*). Проходя через вентилятор и каналы, воздух нагревается до состояния, характеризуемого точкой *4*. Воздухонагреватель второго подогрева нагревает воздух до состояния, характеризуемого точкой *6*, а после смешения холодного и подогретого воздуха (в зависимости от потребности каждого из помещений) воздух приобретает параметры 2_a, 2_p, 2_m и в помещении J_a, J_p, J_m.

Температура воздуха, °С, приготовляемого для наиболее нагруженного помещения, например помещения *p* (см. рис. 15.16), в теплый период года составляет:

$$t_{2p'} = (1 - n)\,t_4 + nt_6, \qquad (15.44)$$

где n – неплотность закрытого канала на проходе подогретого воздуха в долях максимального поступления воздуха через клапан (от 0,05 до 0,1 – уточняется по данным завода-изготовителя); t_{2p}, t_4, t_6 – температуры воздуха в каналах после смесителя (минимальная), холодного и подогретого.

Полезная производительность системы определяется рабочей разностью температур $\Delta t_p = t_1 - t_{2p}$, где t_1 – средневзвешенная температура воздуха обслуживаемых помещений, °С:

$$t_1 = \frac{t_{1a}L_{1a} + t_{1p}L_{1p} + \ldots + t_{1m}L_{1m}}{L_{1a} + L_{1p} + \ldots + L_{1m}}. \qquad (15.45)$$

Максимальная полезная пропускная способность, м^3/с, канала холодного воздуха принимается равной $L(1 - n)$, а канала подогретого воздуха составляет 50–70% указанной величины и только в редких случаях принимается равной 100%. Отсюда температура в канале подогретого воздуха в теплый период года должна быть равна, °С:

$$t_6 = t_{2c} + \Delta t_p/[K_к(1 - n)], \qquad (15.46)$$

где $K_к$ – пропускная способность канала подогретого воздуха в долях от пропускной способности канала холодного воздуха; t_{2c} – средняя температура, °С, вводимого в помещения воздуха при максимальной нагрузке в теплый период года:

$$t_{2c} = \frac{t_{2a}L_{2a} + t_{2p}L_{2p} + \ldots + t_{2m}L_{2m}}{L}, \qquad (15.47)$$

где $L = L_{2a} + L_{2p} + \ldots + L_{2m}$ – полезная производительность, м^3/с.

В холодный период года наружный воздух (см. рис. 15.16, *б*, точка *15*) подогревается прямым контактом с теплой водой или в воздухонагревателе первого подогрева до состояний, характеризуемых точками *14*, *17* или *18*, увлажняется (точка *13*), проходит через вентилятор и воздуховоды (нагрев в которых в холодный период года обычно не учитывается), часть его подогревается вторым подогревателем и поступает в канал подогретого воздуха с пара-

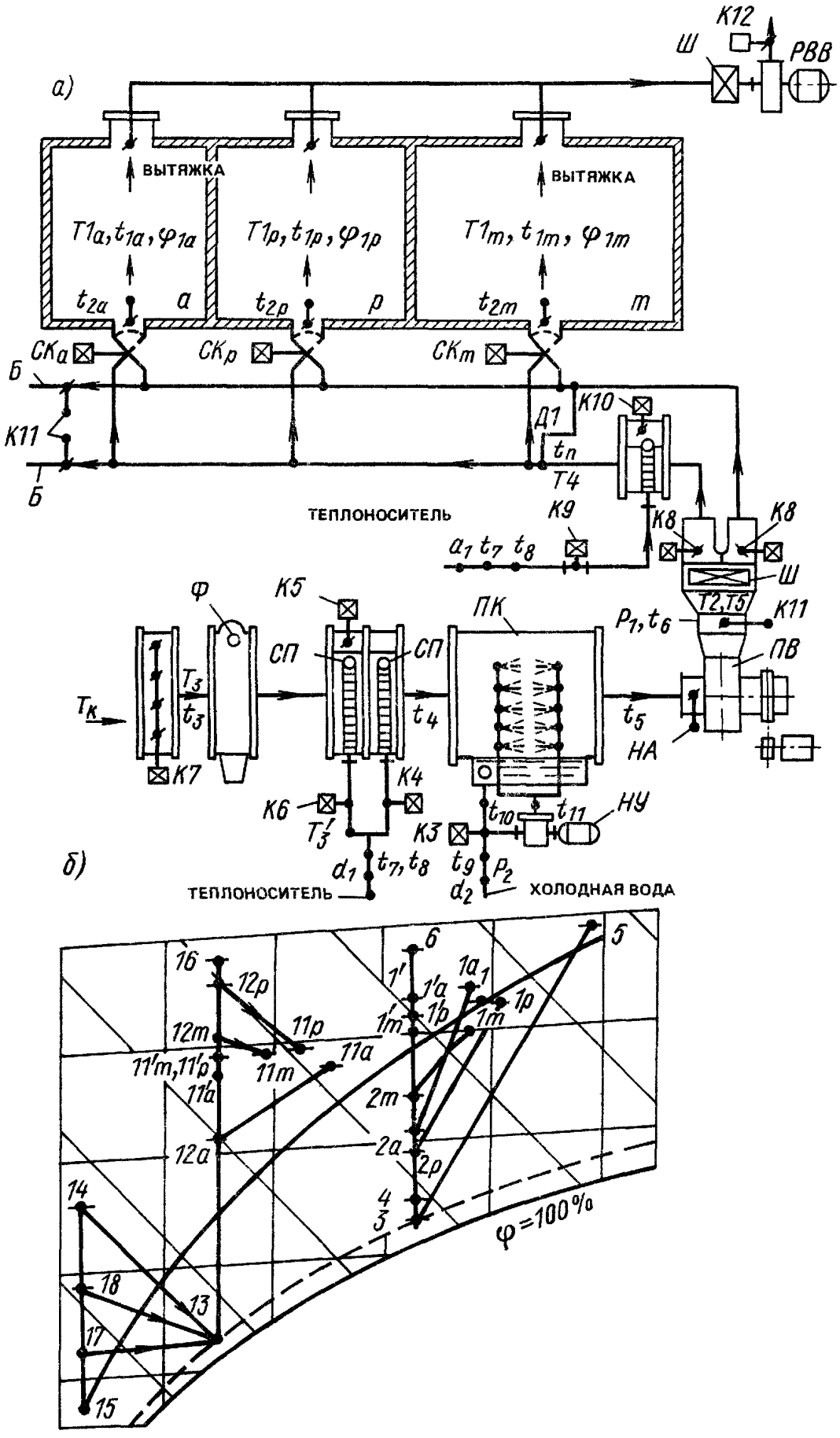


Рис 15.16. Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха, работающая на наружном воздухе

а схема системы, *б* построение процессов на $J-d$-диаграмме

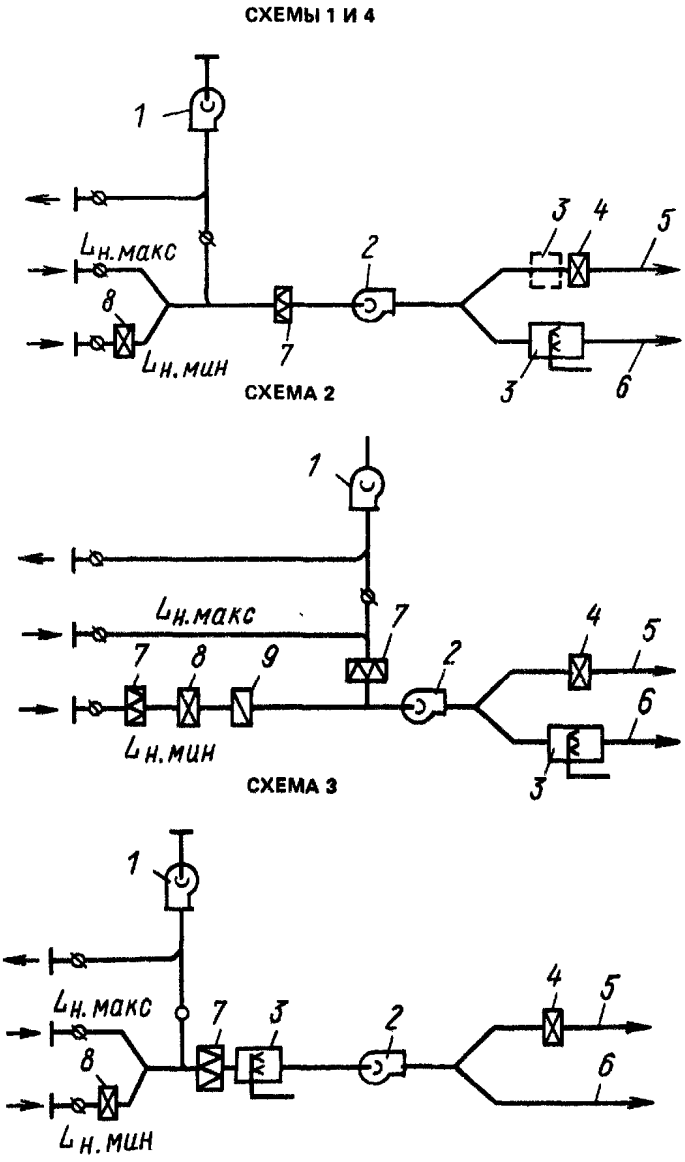


Рис. 15.17. Схемы кондиционеров двухканальных СКВ

1 – вытяжной вентилятор; *2* – приточный вентилятор; *3* – орошаемый воздухоохладитель или форсуночная камера; *4* – воздухонагреватель второго подогрева; *5* – канал подогретого воздуха, *6* – канал холодного воздуха; *7* – фильтр; *8* – воздухонагреватель первого подогрева; *9* – воздухоохладитель первой ступени

метрами, характеризуемыми точками *16*. Остальной воздух поступает в канал холодного воздуха. После смешения воздух с параметрами 12_a, 12_p, 12_m поступает в помещение и приобретает там параметры 11_a, 11_p, 11_m.

Если в каком-либо из помещений в данный момент отсутствуют влаговыделения, то параметры воздуха в нем изменятся. Например, в помещении *p* они могут стать летом параметрами, обозначенными точкой $1'_p$, зимой – точкой $11'_p$ вместо параметров, обозначенных точками 1_p и 11_p.

Терморегуляторы T_{1a}, T_{1p} и T_{1m}, установленные в помещениях *a*, *p* и *m*, управляют соответственно местными смесителями $СК_a$, $СК_p$ и $СК_m$, а терморегуляторы T_2 и T_5 и клапаны К4, К5, К6 и К7 работают так же, как и у системы, показанной на рис. 15.10. Терморегулятор T_4 управляет клапанами подачи теплоносителя К9 и воздушными клапанами К10. Регулятор статического давления Д1 с помощью клапанов К8 выравнивает статическое давление в магистральных каналах. Если местные смесители СК снабжены индивидуальными регуляторами расхода, то установка магистральных клапанов К8 и регуляторов давления Д1 не обязательна. Работа двухканальной системы должна контролироваться местными или дальномерными приборами по аналогии с контролем системы, приведенной на рис. 15.10. Дополнительно к этому следует контролировать температуру в точке $t_п$ за воздухонагревателем второго подогрева.

Двухканальные СКВ проектируются также по схемам, приведенным на рис. 15.17.

Схема 1. В центральном кондиционере в холодный период года производится увлажнение, а в теплый период – охлаждение и осушка только того воздуха, который направляется в холодный канал. В горячий канал воздух направляется без обработки его водой, т. е. с непостоянным влагосодержанием.

Схема 2. На линии приема наружного воздуха устанавливают воздухоохладитель первой ступени *9* и при наружных температурах ниже 20 °С эта система работает так же, как и система по схеме *1*. В теплый период года минимальное количество наружного воздуха охлаждается в охладителе *9*, а затем смешивается с рециркуляционным воздухом. Температура воздуха на выходе из охладителя *9* поддерживается так, чтобы после смешивания его с рециркуляционным воздухом отсутствовала необходимость подогрева воздуха, направляемого в канал *6*.

Охлаждение в охладителе *9* может осуществляться водой из реки или артезианской скважины, а в воздухоохладитель второй ступени *3* (при $\varphi_н = 50\%$) необходимо подавать воду с температурой 5 °С.

Схема 3. В системе весь приточный воздух проходит через воздухоохладитель *3* и принимает на выходе из него температуру точки росы холодного воздуха. В канале *6* воздух не обрабатывается, а в канале *5* воздух подогревается при постоянном влагосодержании. Относительная влажность воздуха в помещении изменяется только в зависимости от внутренних нагрузок.

На охлаждение всего приточного воздуха до параметров, принятых для канала холодного воздуха, и на нагрев части последнего воздухонагревателем *4* в канале подогретого воздуха затрачиваются излишние количества теплоты и холода.

Схема 4. Эта система отличается от системы, работающей по схеме *1*, тем, что в канале *6* устанавливают форсуночную камеру *3* (показана пунктиром), которая работает обычно при температурах наружного воздуха выше 12 °С, что позволяет довести воздух в каждом из каналов до температуры точки росы. В этой системе изменение абсолютной влажности в помещении обусловливается только поступлениями влаги от внутренних источников.

Схема 5. Воздух из каналов *5* и *6* вводится в помещение через отдельные воздухораспределители. Воздух для канала *5* рассчитывается на ассимиляцию сравнительно постоянных поступлений теплоты без учета теплоты солнечной радиации от искусственного освещения и людей, а в холодный период – на компенсацию теплопотерь. Воздух из него подается через подоконные воздухораспределители.

Воздух для канала *6* рассчитывается на ассимиляцию переменных поступлений теплоты от солнечной радиации, искусственного освещения и людей. Воздух из канала *6* выпускается через потолочные или другие воздухораспределители в зонах, удаленных от окон.

Расход воздуха, подаваемого из канала *5*, не регулируется, а производительность канала *6* регулируется терморегулятором.

Л. И. Неймарк произвела сравнение расходов теплоты и холода для описанных выше схем, результаты которого приведены в табл 15.9.

ТАБЛИЦА 15.9 СРАВНЕНИЕ ГОДОВЫХ РАСХОДОВ ТЕПЛОТЫ И ХОЛОДА ДЛЯ ДВУХКАНАЛЬНЫХ СИСТЕМ

Система	Годовые расходы, %	
	теплоты	холода
Увлажнение и охлаждение только холодного воздуха (схемы *1* и *2*)	100	100
Увлажнение и охлаждение всего приточного воздуха (схема *3*)	107	132
То же, но с регулированием влажности в теплый период года (схема *4*) (предложена Е. Е. Карписом)	107	132
Увлажнение и охлаждение всего приточного воздуха при подаче воздуха через отдельные воздухораспределители (схема *5*) (предложена Л. И. Неймарк)	105	107

15.3.6. Центральные водовоздушные системы

Водовоздушные системы применяются в многокомнатных зданиях. В каждое помещение вводится наружный воздух, приготовленный в центральном кондиционере. Перед выпуском в помещение он смешивается с воздухом данного помещения, предварительно охлажденным или нагретым в теплообменниках кондиционеров-доводчиков, снабжаемых холодной и горячей водой. В центральном кондиционере наружный воздух обрабатывается по схеме, описанной для одноканальной системы (см. рис. 15.8), и при расчетных условиях для теплого периода года подводится к доводчикам, имея температуру на 7–12 °С ниже поддерживаемой в помещении.

В СКВ низкого давления целесообразно применять вентиляторные доводчики КД, в СКВ среднего и высокого давления – эжекционные доводчики ЭКД, перед которыми необходимо статическое давление до 400 Па. В воздуховодах этих систем создают повышенные скорости движения воздуха, предельные величины которых принимают в зависимости от расхода воздуха на участке сети:

Расход воздуха, тыс. м³/ч	< 5	5–10	10–17
Максимальная скорость воздуха, м/с	12	15	18

Продолжение

Расход воздуха, тыс. м³/ч	17–25	25–40	40
Максимальная скорость воздуха, м/с	20	23	25

Теплообменники доводчиков КД и ЭКД присоединяют к сетям тепло- и холодоносителя главным образом по двухтрубной (подающая и обратная) и четырехтрубной схемам (отдельные подающие для холодной и горячей воды и отдельные обратные), но применяется также и трехтрубная схема холодо- и теплоснабжения (отдельные подающие линии и общая обратная линия) и даже однотрубные*. При четырех- и трехтрубных схемах обеспечивается включение холодо- и теплоносителя в любой доводчик и в любое время, а при двух- однотрубной схемах - только сезонные общее, пофасадное или групповое включение.

Кондиционеры-доводчики регулируются изменением расходов воды или рециркуляционного воздуха, пропускаемого через теплообменники. Теплообменники доводчиков должны быть рассчитаны на отопление помещений при выключенных местных и центральных вентиляторах, т.е. на режиме естественной конвекции; при этом обычно требуется теплоноситель с более высокими параметрами.

Применяются следующие схемы водовоздушных СКВ**:

схема 1 – одноканальная двухтрубная с вводом к доводчикам ЭКД или КД: а) холодного первичного воздуха и горячей воды; б) теплого первичного воздуха и холодной воды, причем в холодный период в нерабочее время вместо холодной подается горячая вода для отопления; в) посезонно холодного первичного воздуха и горячей воды или теплого первичного воздуха и холодной воды (рис. 15.18);

схема 2 - одноканальная трехтрубная с вводом к ЭКД или КД холодного первичного воздуха, горячей и холодной воды (рис. 15.19);

схема 3 – одноканальная четырехтрубная с вводом к ЭКД или КД холодного первичного воздуха, горячей и холодной воды (рис. 15.20);

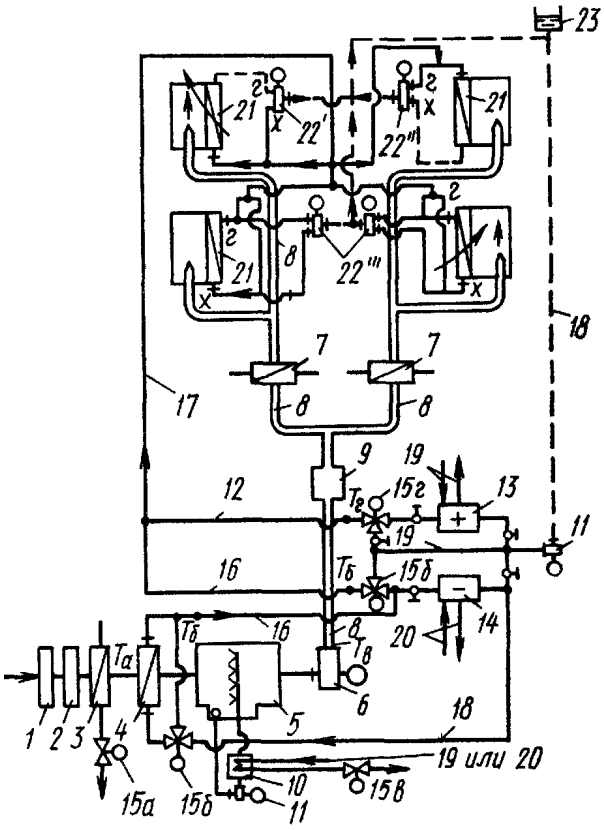


Рис. 15.18. Схема центральной одноканальной двухтрубной эжекционной СКВ с вводом к ЭКД посезонно холодного воздуха и горячей воды или теплого воздуха и холодной воды

1 приемный клапан наружного воздуха, *2* – фильтр; *3* – воздухонагреватель, *4* – охладитель воды для холодного периода года, *5* - форсуночная камера орошения, *6* вентилятор; *7* – зональные воздухонагреватели пофасадного подогрева; *8* – воздуховоды, *9* шумоглушитель, *10* – водоохладитель или водоподогреватель, *11* – насос, *12* – трубопровод горячей воды; *13* водоподогреватель, *14* – охладитель воды для теплого периода года, *15* – автоматические клапаны регуляторов температуры $T_а$, $T_б$, $T_в$, $T_г$, *16* трубопровод холодной воды; *17* трубопровод посезонно горячей или холодной воды; *18* трубопровод отработавшей воды, *19* - трубопровод теплоносителя, *20* - трубопровод хладоносителя, *21* теплообменник; *22* - клапан регулятора РТК-5215-ТС-15; *23* расширитель

схема 4 – двухканальная с вводом к ЭКД или КД теплого и холодного первичного воздуха и холодной воды (комбинируется из схем, показанных на рис. 15.16 и 15.18).

Регулирование температуры точки росы во всех схемах при использовании охладителя воды *4* в холодный период года производится клапаном *15в*, изменяющим расход теплоты, подводимой к водоподогревателю *10*, так как обычно используемый для регулирования точки росы воздухонагреватель *3* должен управляться терморегулятором $T_а$ для поддержания температуры +3 °С перед охладителем *4*.

Двухканальные водовоздушные СКВ по-

---

* Карпис В.Е. Расчет однотрубной системы холодоснабжения эжекционных доводчиков // Водоснабжение и сан. техника. – 1975. – № 5.

** Кокорин О.Я. и др. Кондиционирование воздуха в многоэтажных зданиях. – М.: Стройиздат, 1981.

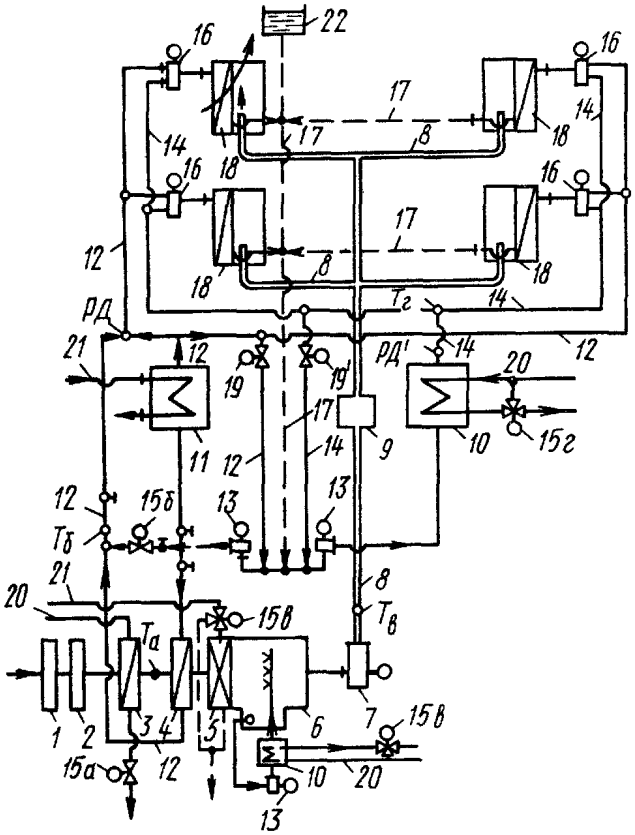


Рис. 15.19. Схема центральной одноканальной трехтрубной эжекционной СКВ с вводом к ЭКД холодного первичного воздуха, горячей и холодной воды.

1 – приемный клапан наружного воздуха; *2* – фильтр; *3* – воздухонагреватель, *4* – охладитель воды для холодного периода года; *5* – воздухоохладитель, *6* – форсуночная камера орошения, *7* – вентилятор, *8* воздуховоды, *9* шумоглушитель, *10* водоподогреватель; *11* охладитель воды для теплого периода года, *12* трубопровод холодной воды, *13* насос; *14* трубопровод горячей воды, *15* автоматические клапаны регуляторов температуры $T_а$, $T_б$, $T_в$, $T_г$; *16* – трехходовой несмешивающий клапан; *17* – трубопровод обратной воды; *18* – теплообменник ЭКД; *19* и *19'* – автоматический клапан регулятора давления РД и РД'; *20* – трубопровод теплоносителя, *21* – трубопровод хладоносителя, *22* расширитель

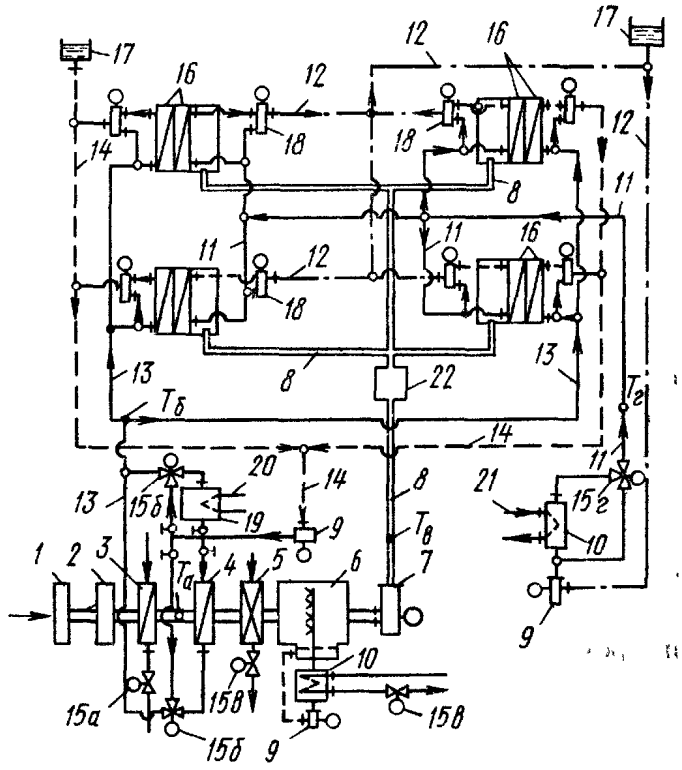


Рис. 15.20. Схема центральной одноканальной четырехтрубной эжекционной СКВ с вводом к ЭКД холодного первичного воздуха, горячей и холодной воды

1 – приемный клапан, *2* – фильтр, *3* воздухоподогреватель, *4* охладитель воды для холодного периода года; *5* воздухоохладитель, *6* – форсуночная камера орошения; *7* – вентилятор, *8* – воздуховод, *9* насос, *10* – водоподогреватель, *11* - трубопровод горячей воды, *12* трубопровод отработавшей горячей воды, *13* и *14* – трубопроводы холодной и отработавшей холодной воды; *15* – автоматические клапаны регуляторов температуры $T_а$, $T_б$, $T_в$, $T_г$; *16* – эжекционные кондиционеры-доводчики с воздухоохладителем и воздухонагревателем; *17* расширитель; *18* – клапан регулятора РТК-5215 $\frac{\text{1ТС-15}}{\text{2ТС-15}}$, *19* – охладитель воды для теплого периода года, *20* – трубопровод с холодильной станции; *21* – трубопровод теплоснабжения; *22* – шумоглушитель

дают воздух по двум воздуховодам – охлажденного и подогретого воздуха. Подогрев воздуха рассчитывается так, чтобы обеспечить максимальную потребность помещений в теплоте в холодный период года. Терморегуляторы помещений управляют смесительными клапанами, изменяющими соотношение холодного и подогретого воздуха, вводимого в каждое помещение, а холодная вода в холодный период года в теплообменники ЭКД или КД не подается. В теплый период в теплообменники подается холодная вода по двухтрубной схеме, и терморегуляторы помещений после полного открытия клапана холодного воздуха включают и регулируют расход холодной воды.

При снабжении ЭКД и КД одноканальных СКВ горячей и холодной водой применяют следующие графики регулирования их работы:

1) **график на рис. 15.21, *а* при двухтрубной схеме 1а с постоянным снабжением доводчиков холодным воздухом и горячей водой.** В течение периода τ_1 вода имеет постоянную $t_г$ или незначительно меняющуюся температуру $t'_г$. В течение периода τ_2 температура воды поддерживается на уровне $t''_г$. Температуры первичного воздуха $t_{перв}$ и воздуха помещения $t_п$ изменяются при переходе от холодного к теплому периоду года. Температура смеси первичного воздуха и воздуха, подогретого в доводчике, $t_{см}$ устанавливается терморегуляторами-доводчиками; на графике в период τ_1 показан характер средних ее изменений, а в период τ_2 – возможная минимальная величина.

В теплый период года ассимиляция избы-

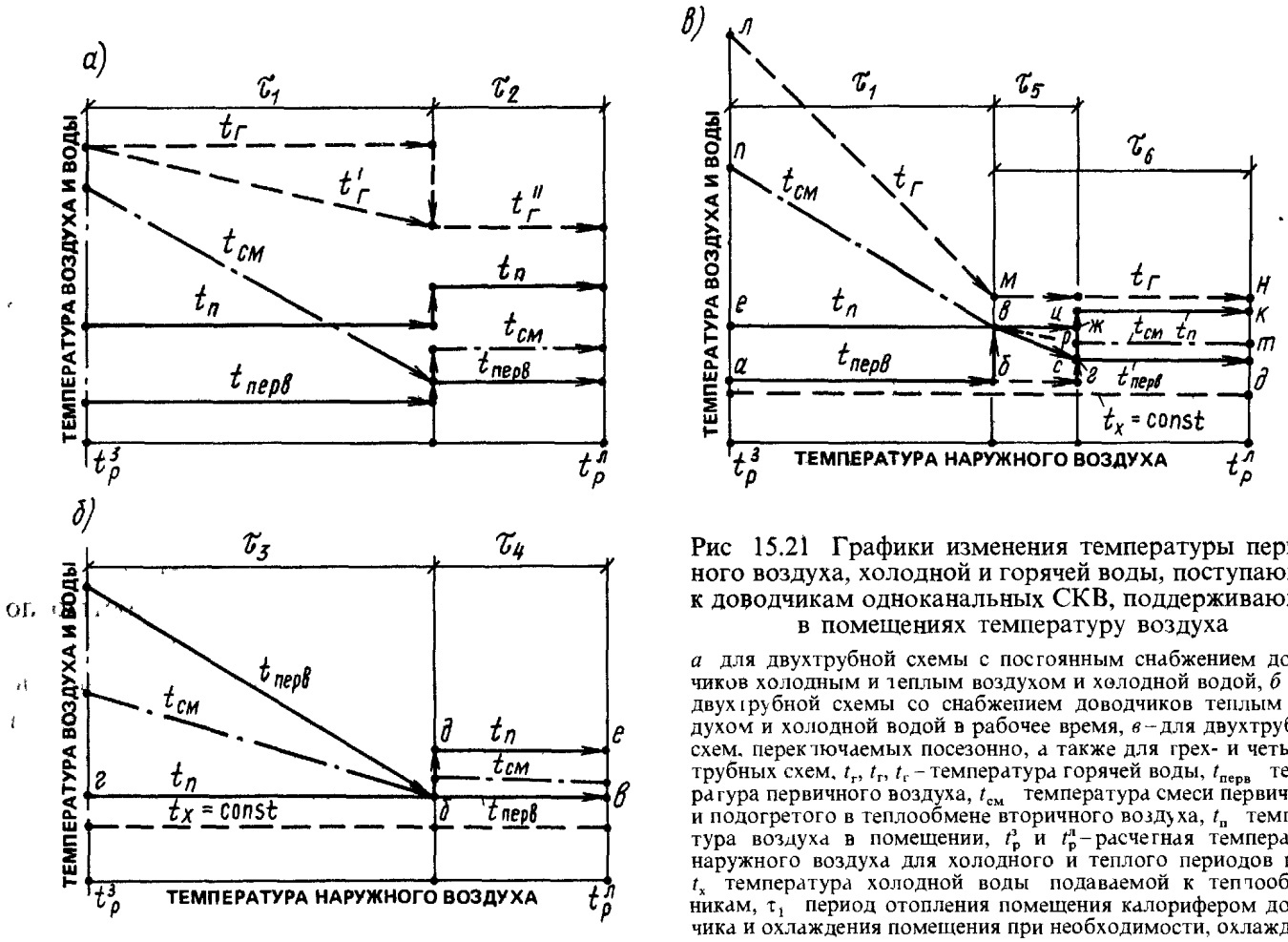


Рис 15.21 Графики изменения температуры первичного воздуха, холодной и горячей воды, поступающих к доводчикам одноканальных СКВ, поддерживающих в помещениях температуру воздуха

а для двухтрубной схемы с постоянным снабжением доводчиков холодным и теплым воздухом и холодной водой, *б* для двухтрубной схемы со снабжением доводчиков теплым воздухом и холодной водой в рабочее время, *в* – для двухтрубных схем, переключаемых посезонно, а также для трех- и четырехтрубных схем, $t_г$, $t'_г$, $t''_г$ – температура горячей воды, $t_{перв}$ температура первичного воздуха, $t_{см}$ температура смеси первичного и подогретого в теплообмене вторичного воздуха, $t_п$ температура воздуха в помещении, $t_р^з$ и $t_р^л$ – расчетная температура наружного воздуха для холодного и теплого периодов года, t_x температура холодной воды подаваемой к теплообменникам, τ_1 период отопления помещения калорифером доводчика и охлаждения помещения при необходимости, охлаждение производится первичным воздухом, τ_2 – период охлаждения помещения первичным воздухом и отопления помещения при необходимости калорифером доводчика, τ_3 – период отопления помещения первичным воздухом и охлаждения помещения при необходимости воздухоохладителем доводчика, τ_4 – период охлаждения помещения первичным воздухом и воздухоохладителем доводчика, τ_5 – период, характерный для двухтрубных схем, переключаемых посезонно на снабжение доводчиков холодной и горячей воды, τ_6 – период охлаждения помещений, обслуживаемых по трех- и четырехтрубным схемам, первичным воздухом и воздухоохладителями доводчиков

точной теплоты производится первичным воздухом; при этом приходится применять центральные кондиционеры и воздуховоды больших размеров;

2) **график на рис. 15.21, *б* при двухтрубной схеме 1б со снабжением доводчиков теплым воздухом и холодной водой в рабочее время.**

Температуру первичного воздуха $t_{пер}$ регулируют по ломаной *а-б-в*, а температуру холодной воды t_x поддерживают постоянной. Температура помещения $t_п$ изменяется по ломаной *г-б-д-е*, а температура смеси $t_{см}$ первичного воздуха и воздуха, охлажденного в доводчике, регулируется терморегуляторами доводчиков; на графике показан характер средних изменений этой температуры.

Охлаждение воды в холодный период года целесообразно производить наружным воздухом, предварительно подогретым до +3 °С. Температура помещений регулируется автоматически путем изменения расхода воды, поступающей в кондиционеры-доводчики, или вручную – изменением расхода воздуха, пропускаемого через их теплообменники;

3) **график на рис. 15.21, *в* при двух-, трех- и четырехтрубной схемах.** В период τ_1 температура горячей воды $t_г$ изменяется приблизительно по закону прямой линии, а в период τ_6 поддерживается постоянной. Температура холодной воды t_x поддерживается постоянной в течение всего года.

Температуру первичного воздуха для двухтрубной схемы, переключаемой посезонно на снабжение холодной и горячей водой, изменяют, как показано ломаной *а-б-в-г-д*, подогревая воздух в течение периода τ_5 в пофасадных воздухонагревателях (см. 7 на рис. 15.18). Одновременно в начале периода τ_5 в теплообменники доводчиков включается холодная вода, а в конце этого периода прекращается подогрев воздуха пофасадно В результате в период τ_5 помещения, в которых имеются недостатки теплоты, подогреваются первичным воздухом, а помещения с теплоизбытками

охлаждаются теплообменниками доводчиков. Однако этот процесс сопровождается перерасходом теплоты и холода.

В одноканальных системах, снабжаемых теплотой и холодом по трех- и четырехтрубным схемам (см. рис. 15.21, *в*), первичный воздух приготовляется как показано ломаной *а-б-с-г-д*: подъем температуры *с-г* соответствует изменению точки росы первичного воздуха при изменении параметров в помещении от принятых для холодного периода года до принятых для теплого периода. Температуры в помещениях представлены линией *е-в-ж-и-к*, горячей воды – *л-м-н*, смеси первичного воздуха и воздуха, прошедшего теплообменники, – *п-в-г-т*.

В снабжении помещений холодом рассматривают два периода: *первый* – свободного охлаждения, когда для охлаждения помещения достаточно холода, вносимого воздухом из центрального кондиционера; *второй* – период принудительного охлаждения, когда требуется подача холодной воды в доводчики.

Чем ниже температура первичного воздуха в холодное время года, тем продолжительнее первый период. Если первичный воздух подается в объеме, регламентируемом санитарными нормами, то снижение его температуры в холодное время года приводит к снижению эксплуатационных затрат и увеличению первого периода. При всех схемах тепло- и холодоснабжения (кроме двухтрубной, питаемой в рабочее время в течение всего года холодной водой) температуру первичного воздуха в холодное время года стремятся поддерживать возможно более близкой к температуре точки росы, необходимой для обеспечения заданной относительной влажности воздуха в помещениях. Начальную температуру холодной воды $t_{в.н}$ для доводчиков выбирают такой, чтобы в их теплообменниках не выпадал конденсат, как правило, на 1–2 °С выше температуры точки росы воздуха помещений.

15.3.7. Местные системы кондиционирования воздуха

Системы с кондиционерами, устанавливаемыми внутри или в непосредственной близости к обслуживаемым помещениям, называются **местными.** Они, как правило, имеют производительность до 20 тыс. м^3/ч и могут быть построены по любой из схем приготовления воздуха, применяемых для центральных систем, но в большинстве случаев схемы упрощают и применяют готовые агрегатированные кондиционеры.

Промышленность выпускает автономные кондиционеры типа КПА1 производительностью по воздуху 2,2; 3,5;4,4; 7 и 11 тыс. м^3/ч, холодопроизводительностью 11; 17,6; 22; 32 и 51 кВт.

Кондиционеры имеют электрические калориферы 2-го подогрева, которые по заказу могут быть дополнены водяными, и паровые увлажнители радиационного типа. Конденсаторы холодильных машин охлаждаются водой.

Выпускаются также неавтономные кондиционеры серии КНБ производительностью по воздуху 3,15; 6,3; 10 и 20 тыс. м^3/ч.

За рубежом распространены системы с автономными кондиционерами, которые имеют теплообменники непосредственного испарения и встроенные холодильные машины. Для снижения шума некоторые автономные кондиционеры выпускают в виде двух агрегатов – внутреннего и наружного. Внутренний состоит из вентилятора, воздухоохладителя-испарителя и увлажнителя воздуха. Наружный агрегат устанавливают вне обслуживаемого помещения; он состоит из холодильного компрессора и воздушного конденсатора хладагента. Агрегаты связаны между собой трубопроводами хладагента длиной, как правило, не более 10 м.

Автоматизация местных систем часто сводится к двухпозиционному включению или отключению кондиционера или к отключению и включению его теплообменников.

Недостатки местных систем: повышенный шум, создаваемый работой вентиляторов и холодильных машин, затруднительность обслуживания большого числа агрегатов, а также сравнительно короткий срок службы местных кондиционеров (в среднем 7 лет) по сравнению с центральными системами, срок службы которых 20 лет.

Наиболее дешевыми по первоначальной стоимости являются СКВ с местными вентиляторными неавтономными кондиционерами*

---

* Кокорин О. Я., Урушидзе Г. В. Воздушный режим в зданиях при применении местных вентиляторных кондиционеров // Водоснабжение и сан. техника.– 1975.– № 5.

и непосредственным забором санитарной нормы наружного воздуха. Одно из условий эффективного применения таких систем обеспечение надежного поступления воздуха, которое зависит от температуры и влажности наружного и внутреннего воздуха, давления ветра, этажности здания, давления вентилятора кондиционера и механической вытяжной вентиляции из помещений. Анализ совместного влияния перечисленных факторов на условия поступления наружного воздуха через отверстия в стене можно осуществить моделированием с использованием электроаналоговой установки. Исследовано 21-этажное здание типа гостиницы для климатических условий Тбилиси, где применена система кондиционирования воздуха с неавтономными кондиционерами с непосредственным забором наружного воздуха через отверстия в стене здания.

В результате исследований установлено:

1) применение СКВ с местными вентиляторными кондиционерами в зданиях повышенной этажности не обеспечивает постоянного и равномерного по высоте здания поступления санитарной нормы наружного воздуха при круглогодичной работе системы;

2) в зданиях повышенной этажности для СКВ с местными вентиляторными кондиционерами следует применять централизованную подачу санитарной нормы наружного воздуха;

3) в СКВ с непосредственным приемом наружного воздуха через местные вентиляторные агрегаты надежно обеспечивают поступление санитарной нормы наружного воздуха в зданиях высокой только до четырех этажей;

4) в зданиях повышенной этажности регулирование поступления наружного воздуха через отверстия в наружных ограждениях путем усиления вытяжной вентиляции с искусственным побуждением не дает положительных результатов;

5) в зданиях до восьми этажей обеспечивается поступление санитарной нормы наружного воздуха при устройстве вытяжки с искусственным побуждением.

15.3.8. Комбинированные системы

СКВ, работающие совместно с системами лучистого охлаждения и отопления, местного доувлажнения воздуха и другими местными устройствами, называют **комбинированными**.

Системы панельного охлаждения в холодный период года используются для отопления. СКВ ассимилируют влаговыделения и подают в помещения обработанный воздух при расходе, удовлетворяющем требования санитарных норм, а системы панельного охлаждения отводят теплоизбытки. Доля явной теплоты, отводимой панельным охлаждением, ограничивается минимальной допустимой температурой точки росы на охлаждаемых поверхностях.

Применение панельного охлаждения позволяет сократить холодильные нагрузки на системы кондиционирования воздуха, уменьшить воздухообмены и снизить капитальные и эксплуатационные расходы. Такие комбинированные СКВ применяют главным образом в помещениях с незначительными влаговыделениями, когда отсутствует опасность образования конденсата на поверхностях лучистого охлаждения.

В качестве приборов радиационного охлаждения используются бетонные потолки с заделанными в них трубами или потолки из листового металла (алюминия) с присоединенными змеевиками из труб. Радиационные приборы обычно рассчитывают на восприятие 40–50% явной тепловой нагрузки помещений; температура их поверхности должна быть на 2–3 °С выше температуры точки росы воздуха в помещении. Регулирование параметров воздуха производят местными подогревателями СКВ. Применяют также постепенное пропорциональное регулирование охладительной способности радиационных приборов (обычно в зависимости от наружных условий). Комбинированное использование панельного охлаждения и СКВ экономит площадь помещений для размещения оборудования систем. Недостатки панельного охлаждения: повышенная металлоемкость и стоимость панелей; большая трудоемкость их монтажа, вызванная необходимостью тщательного исполнения сварных соединений; повышенная тепловая инерционность и, следовательно, замедленная отзывчивость на изменения тепловых нагрузок.

Применение комбинированных систем с форсунками местного доувлажнения в цехах, в которых требуется поддерживать высокую влажность воздуха, весьма экономично, так как существенно уменьшает расходы воздуха, теплоты, холода и электроэнергии.

15.3.9. Системы кондиционирования воздуха для термоконстантных помещений

В термоконстантных помещениях создают условия, стабилизирующие линейные размеры обрабатываемых деталей и мерительного инструмента в пределах, не превышающих заданных. Например, допустимое отклонение температуры воздуха при измерении бронзового кольца диаметром $d = 0{,}8$ м с точностью $\Delta l = 12$ мкм, имеющего коэффициент линейного расширения $\alpha = 23{,}8$ мкм/(м·°С), не должно превышать $\Delta t = 12 \cdot 10^{-6}/(0{,}8 \cdot 23{,}8 \times \times 10^{-6}) = 0{,}6$ °С, что соответствует допустимым колебаниям температуры от среднего уровня $\pm 0{,}3$ °С.

Термоконстантные лаборатории и предприятия прецизионного приборостроения в зависимости от точности поддержания температуры делятся на четыре группы.

В помещениях 1-й группы, где допустимы отклонения температуры ± 1 до ± 2 °С, а иногда и 2-й группы при отклонении $\pm 0{,}5$ °С кондиционирование воздуха может быть осуществлено многозональными СКВ, описанными ранее, если тщательно продумать разбивку помещений на зоны соответственно распределению тепловых нагрузок, особенно для помещений 2-й группы, и предусмотреть воздухораспределители, обеспечивающие равномерность параметров в этих зонах. В точке установки датчика поддержание температуры с отклонениями в пределах $\pm 0{,}3 - 0.5$ °С не представляет значительных трудностей, но на некоторых расстояниях от датчика отклонения температуры зависят от взаимодействия тепловых воздушных потоков, в результате чего отклонения существенно увеличиваются.

Для достижения заданной точности поддержания температур в помещениях 3-й и 4-й групп (допустимые отклонения $\pm 0{,}1$, $\pm 0{,}2$ °С и $\pm 0{,}03$ до 0,05 °С) необходимо кондиционируемое помещение заключать внутрь другого помещения – в оболочку.

В. В. Ловцов* для повышения точности и упрощения системы регулирования СКВ 3-й и 4-й групп предложил применять периодическое охлаждение – нагревание воздуха термоконстантных помещений, вызывающее гармонические тепловые колебания температуры и количества аккумулированной теплоты в воздухе, ограждениях помещений и в установленном оборудовании.

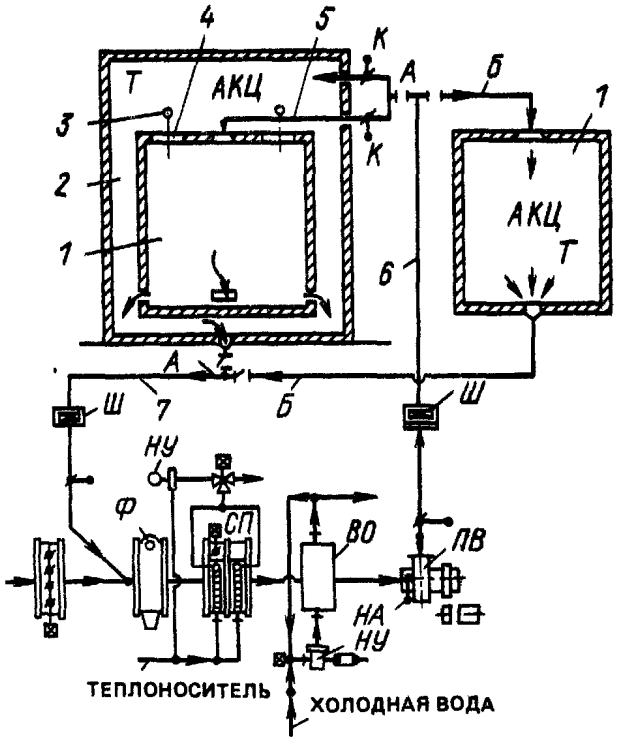


Рис 15.22 Центральная система кондиционирования воздуха для термоконстантных помещений, регулируемых внешним генератором тепловых колебаний (помещение присоединяется по схеме *А*) или внутренним генератором тепловых колебаний (присоединение по схеме *Б*)

1 – термоконстантное помещение, *2* – вспомогательное помещение-оболочка, *3* светильник, *4* остекленный проем, *5* приточный воздуховод, *6* – рециркуляционный воздуховод, *7* ответвление к помещению, АКЦ автоматический регулятор циклов (остальные обозначения см в табл 15 10)

СКВ, работающие по этому принципу, делятся на два вида:

1) системы с внешним генератором тепловых колебаний, расположенным за ограждениями кондиционируемого объекта (в оболочке), рассчитываемые на затухание создаваемых снаружи тепловых колебаний и присоединяемые к кондиционеру по схеме *А* (рис. 15.22);

2) системы с внутренним генератором тепловых колебаний создают колебания непосредственно в кондиционируемом объеме и присоединяются к кондиционеру по схеме *Б* (рис. 15.22).

Системы с внешним генератором тепло-

---

* Ловцов В. В Системы прецизионного кондиционирования воздуха.– Л.: Стройиздат, 1971,

Ловцов В В. Кондиционирование воздуха в прецизионных цехах и лабораториях.– М.: Машиностроение, 1977

вых колебаний применяют в тех случаях, когда в помещениях практически отсутствуют выделения теплоты, например при исследовании оптических систем, нарезке дифракционных решеток и делении шкал измерительных приборов. Системы с внутренним генератором тепловых колебаний могут применяться при небольших тепловыделениях, например при сборке приборов, станков и доводке их деталей.

Термоконстантные помещения с внешним генератором тепловых колебаний должны освещаться только искусственным светом – светильниками, расположенными внутри оболочки и охлаждаемыми водой (или воздухом), отводящей теплоту за пределы оболочки. Приводы механизмов должны находиться за пределами обслуживаемого помещения, а операции, в течение которых колебания температуры должны быть в пределах $\pm 0{,}05°$, следует производить автоматами. На это время люди должны выйти из помещений и выключить свет.

В период подготовки и наладки технологического оборудования в помещение можно подавать небольшое количество воздуха от кондиционера, определяемое максимальными избытками явной теплоты и рабочей разностью температур $\Delta t_р = 1°$. При включении технологического оборудования на автоматическую работу приток воздуха в помещение *1* прекращается и через 2–2,5 ч колебания температуры могут быть уменьшены до заданных. В это время воздух подается только во вспомогательное помещение *2*, где терморегулятором *Т* поддерживается температура $20 \pm \Delta t$, причем Δt определяется расчетом затухания температуры в ограждениях, отделяющих помещения *1* от оболочки *2*, и составляет обычно 0,2–0,5 °С.

Терморегулятор Т управляет воздухоохладителем ВО и воздухонагревателем СП с помощью трехходовых клапанов, установленных перед насосами НУ. Гармонические колебания создаются попеременным включением и выключением насосов автоматическим корректором циклов АКЦ. Кондиционеры в обоих случаях собираются по одинаковой схеме и, как правило, работают с минимальным и постоянным расходом наружного воздуха, который охлаждается поверхностными воздухоохладителями ВО и нагревается воздухонагревателями СП, снабженными отдельными циркуляционными насосами для обеспечения плавного регулирования температуры.

15.3.10. Системы кондиционирования воздуха для особо чистых помещений

Процессы производства полупроводников, точной оптики и механики и многие другие требуют высокой чистоты воздуха. Для ведения этих процессов необходимы специальные помещения, оборудованные сложными и надежными устройствами для обеспыливания и кондиционирования воздуха.

Пыль вносится в помещения с наружным воздухом, подаваемым СКВ, а также через двери и окна обслуживаемых помещений и генерируется работающими людьми и оборудованием.

По ОСТ 1114.3302–87, воздух помещений по предельному содержанию в нем пыли диаметром 0,5 мкм и более в 1 л воздуха подразделяется на три класса: I класс – не более 3,5 пылинок в 1 л, при чем пылинки диаметром 5 мкм и более должны полностью отсутствовать; II класс – 350 пылинок; при содержании пылинок диаметром 5 мкм и более до 2,3 шт.; III класс – 3500 пылинок; при содержании пылинок диаметром 5 мкм и более до 24,5 шт.

По данным И. П. Куприянова*, к естественным «источникам аэрозольных частиц относятся бактерии и вирусы, продукты жизнедеятельности животных, насекомых, растений, споры, пыль, образующаяся в результате эрозии почвы, солевые и другие остатки брызг воды, туман, дисперсный дым пожарищ и вулканов, космическая пыль. Все эти источники генерируют частицы независимо от деятельности людей». Главный источник пыли в помещении – деятельность людей: один человек генерирует за 1 мин от 10^5 до $3 \cdot 10^7$ частиц пыли диаметром 0,3 мкм и более, например медленная ходьба человека сопровождается выделением $5 \cdot 10^6$, а быстрая – 10^7 пылинок. Но пыль выделяется также оборудованием: частицы смазочных материалов, паяльные флюсы, клей, продукты коррозии и др.

---

* Куприянов И. П. Технологический микроклимат. – М.: Сов. радио, 1976.

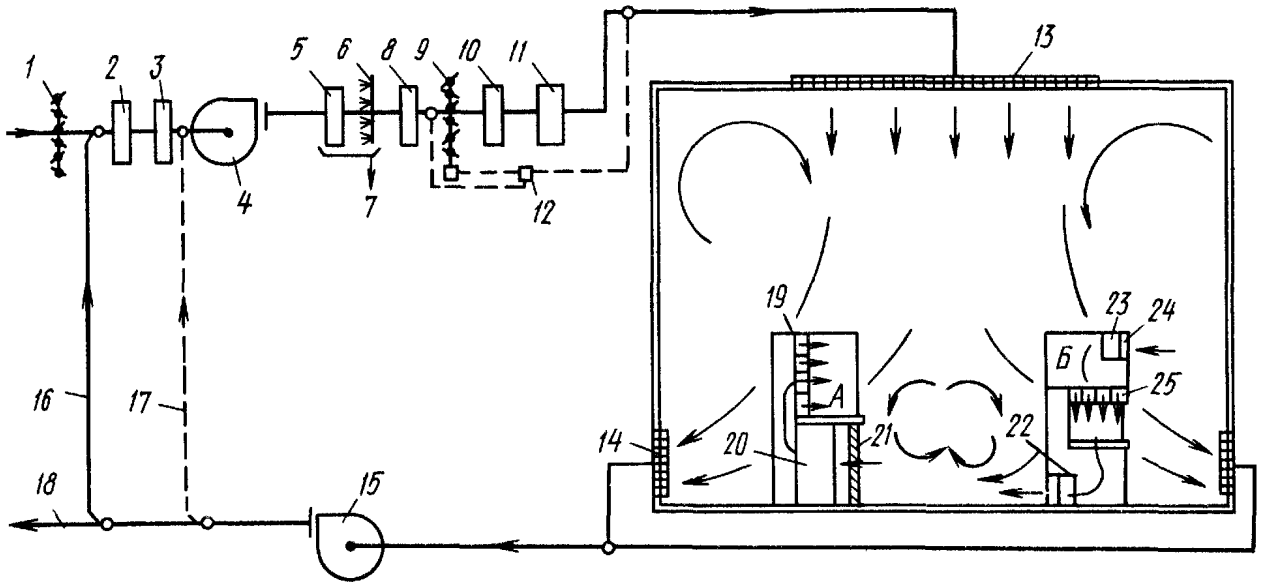


Рис. 15.23. Центральная система кондиционирования воздуха для чистых помещений

А и *Б* – местные обеспыливающие установки, *1* клапан, *2* фильтр грубой очистки, *3* воздухоподогреватель первого подогрева; *4, 20, 22, 23* вентиляторы, *5* – воздухоохладитель, *6* – увлажнитель, *7* дренаж, *8* – воздухоподогреватель второго подогрева; *9* – клапан, *10, 21, 24* промежуточные фильтры, *11, 19, 25* – абсолютные фильтры, *12* – регулятор давления, *13* – воздухораспределитель; *14* – вытяжная решетка; *15* – рециркуляционно-вытяжной вентилятор; *16* и *17* – варианты положения рециркуляционного воздуховода, *18* воздуховод для выброса воздуха

По массе частицы пыли диаметром менее 5 мкм составляют только 7% всей содержащейся в воздухе пыли, а по количеству частиц – более 98%; эта часть пыли особенно вредна для точных производств.

Загрязнение наружного воздуха в сельской местности составляет 0,05–0,5 мг/м^3, в городских районах – 0,1–1 и в промышленных центрах – 0,2–5 мг/м^3.

Для борьбы с пылью в особо чистых помещениях применяют специальные системы кондиционирования с многократными рециркуляцией и фильтрацией воздуха (рис. 15.23). В СКВ воздух сначала проходит фильтр грубой очистки *2*, промежуточный фильтр *10*, а затем фильтр тонкой очистки с тканью Петрянова *11*, где улавливаются частицы пыли размером до 0,3–0,5 мкм. Чистый воздух поступает в помещения через безвихревые воздухораспределители, плафоны, перфорированные стены или потолки и решетки.

Воздух удаляется через решетки у пола *14* вентилятором *15*, направляющим часть воздуха на повторную обработку в кондиционер по воздуховоду *16* или *17*, а остаток – в атмосферу по воздуховоду *18*. Такие системы могут снизить запыленность воздуха в помещении до 1,75 тыс. пылинок в 1 л, так как в помещении возникают зоны с повышенной турбулентностью, где поднимается пыль, и застойные зоны, в которых оседают пылевые частицы размером до нескольких сотен микрон. Для создания в помещении рабочих мест с более высокой чистотой воздуха устанавливают камеры или боксы *А* и *Б* (см. рис. 15.23), в которых воздух проходит дополнительную очистку. В боксы встроены вентиляторы *20, 22* и *23* и воздушные фильтры – промежуточные *21* и *24* и абсолютные *19* и *25*.

Для обеспечения более высокой чистоты воздуха применяют системы с ламинарным потоком воздуха (рис. 15.24). Воздух подается в чистое помещение через очень большую поверхность, например через потолок (помещение *А*) или стены (помещение *Б*), а удаляется через всю поверхность пола или противоположную стену. Приточный воздух предварительно очищается от пылинок размером 0,3–0,5 мкм и более. Здесь также возможна частичная турбулизация приточных струй при встрече с препятствиями, однако нарушения основного направления потока невелики, если в поперечном сечении помещения воздух движется со средней скоростью 0,45 ± 0,1 м/с, что соответствует подаче 1620 ± 360 м^3/ч на 1 м^2 общей площади потолка или стены помещения, и когда в помещении высотой 3 м создается обмен воздуха около 500 1/ч. При уменьшении средней скорости потока до 0,35 м/с, т.е. при подаче воздуха 1260 м^3/(м^2·ч), возникающие в помеще-

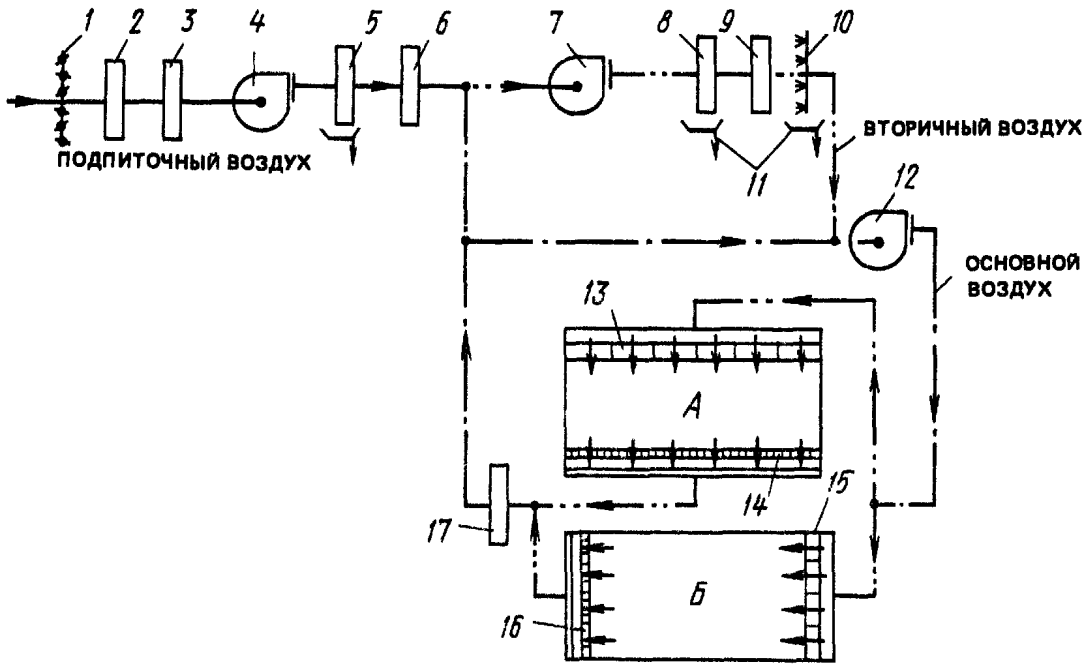


Рис. 15.24. Центральная система кондиционирования воздуха для чистых помещений с ламинарным потоком воздуха

А и *Б* – чистые помещения соответственно с вертикальным и поперечным ламинарным потоком воздуха, *1* клапан, *2* фильтр грубой очистки; *3*, *17* промежуточные фильтры, *4*, *7*, *12* вентиляторы; *5*, *8* воздухоохладители, *6*, *9* воздухонагреватели, *10* – увлажнитель; *11* - дренаж; *13*, *15* абсолютные фильтры; *14* – решетчатый пол; *16* - вытяжное устройство

нии загрязнения частично отклоняются от направления основного потока. При увеличении подачи воздуха до 1960–2130 м^3/(м^2 · ч) еще более повышается чистота воздуха в помещении.

Системы с подачей воздуха через потолок (помещение *А* на рис. 15.24) и удалением воздуха через пол более совершенны, чем системы с горизонтальной подачей воздуха (помещение *Б*). Абсолютные фильтры *13* обычно устанавливают перед распределительными потолочными панелями. Пыль, образующаяся в помещении, уносится вниз. В помещениях с такой схемой очистки воздуха уровень запыленности может быть снижен до требований I класса.

В помещении с поперечным ламинарным потоком воздуха (помещение *Б* на рис. 15.24) запыленность увеличивается на участках, прилегающих к стене, в которой расположены приемные решетки. Исследованиями такой схемы было установлено, что в помещении длиной около 35 м и при числе работающих более 50 чел. уровень запыленности был не постоянен и в «грязном» конце помещения колебался от 3,5 до 2100 пылинок в 1 л воздуха. Этот способ очистки воздуха легче осуществим и поэтому применяется в помещениях промышленных объектов, если по технологическому процессу более чистые операции располагаются в «чистом» конце помещения, а операции, допускающие большие загрязнения,– в токе удаляемого воздуха.

В чистых помещениях должно поддерживаться избыточное статическое давление не менее 12 Па, в том числе и при открывании двери в смежное помещение.

Постоянная температура в чистых помещениях поддерживается в зависимости от технологических требований, как правило, для обеспечения комфорта работающим (табл. 15.10). Постоянство влажности необходимо для защиты материалов, изделий и инструмента от коррозии, предотвращения выпадения влаги на рабочих поверхностях и снижения зарядов статического электричества. Коррозия точно обработанных поверхностей существенно усиливается при относительной влажности воздуха более 50%, а образование статического электричества на этих поверхностях - при 40% и менее. Статические заряды способствуют притяжению взвешенных частиц и могут привести к повышению концентрации пыли в зоне обработки деталей до недопустимых пределов.

Для тонкой очистки воздуха следует применять фильтры, улавливающие пылевые час-

ТАБЛИЦА 15.10. ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА В ОСОБО ЧИСТЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Параметры	Место измерения	
	в пределах помещения	в точке регулирования
Температура, °С	20–26	22
Допустимые отклонения; °С:		
обычные	±2	
предельно точные	±0,5	
Относительная влажность, %	40–55	45
Допустимые отклонения; %:		
обычные	±5	
предельно точные	±2	

тицы размером более 0,3 мкм при общем коэффициенте очистки до 99,97%.

Пример 15.1. Определить производительность СКВ для особо чистого помещения *А*, снабжаемого воздухом по схеме на рис. 15.24. Площадь помещения 100 м^2, высота 3 м, объем 300 м^3. Теплоизбытки составляют 23,2 Вт/м^3.

Решение. Принимаем скорость «ламинарного» потока воздуха сверху вниз, равную 0,45 м/с, что соответствует расходу воздуха 1620 м^3/ч на 1 м^2 площади помещения или 540 воздухообменам в 1 ч.

Рабочая разность температур составляет

$$\Delta t = \frac{23{,}2 \cdot 3}{1{,}2 \cdot 1620 \cdot 0{,}278} = 0{,}13\ ^\circ\text{C}.$$

Производительность вентилятора *12* (см. рис. 15.24) основного потока воздуха $1620 \cdot 100 = 162\,000$ м^3/ч. Мощность, затрачиваемая им на перемещение воздуха, согласно расчету, равна 28 кВт. Производительность вентилятора вторичного потока *7* при рабочей разности температур 7 °С должна быть равна:

$$L = \frac{23{,}2 \cdot 300 + 28\,000 + 10\,000}{7 \cdot 0{,}278 \cdot 1{,}2} = 19\,250\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Здесь учтены переходящие в теплоту мощности, затрачиваемые на перемещение воздуха в вентиляторах *12* и *7*, соответственно 28 и 10 кВт.

Производительность вентиляторов *4* (см. рис. 15.24) принимается из расчета создания подпора в помещении и всей системе $5 \cdot 300 = 1500$ м^3/ч, или 0,417 м^3/с, на что расходуется вентилятором 0,8 кВт. В системе имеются воздухоохладитель *5* для охлаждения наружного воздуха, имеющего энтальпию 60 кДж/кг, и воздухоохладитель, снижающий эту энтальпию до энтальпии внутреннего воздуха в помещении 48 кДж/кг, на что расходуется $(60-48)\ 0{,}417 \cdot 1{,}2 = 6$ кВт. Общая нагрузка на воздухоохладитель *5* составляет $6 + 0{,}8 = 6{,}8$ кВт, а на воздухоохладитель *8* $\frac{23{,}2 \cdot 300}{1000} + 28 + 10 = 44{,}96$ кВт.

Следует отметить, что 84,5% всей тепловой нагрузки на воздухоохладитель дают вентиляторы.

15.3.11. Индивидуальное кондиционирование воздуха

Для индивидуального охлаждения головных шлемов, жилетов, скафандров и другой производственной одежды применяют вихревые трубки, предложенные инженером-металлургом Ранком в 1933 г. и запатентованные во Франции и США. Теория процесса разработана и опубликована в США в 1945 г. Хильшем. Аппараты, в которых используется эффект Ранка, в настоящее время называют трубами Ранка, трубами Хильша, вихревыми трубами или вихревыми холодильниками.

В левый конец трубы диаметром 32 мм и длиной 250 мм через тангенциально расположенные сопла, образующие вместе с распределительным кольцом своеобразную турбину без вращающихся частей, подается сжатый профильтрованный и осушенный воздух с давлением 70 МПа и температурой 28 °С. На этом же конце трубы имеется выходное отверстие, сечение которого заранее рассчитано. В правом конце трубы также имеется выходное отверстие, снабженное регулировочным клапаном. Воздушный поток приобретает вначале частоту вращения около $5 \cdot 10^5$ об/мин, затем частота вращения достигает $5 \cdot 10^6$ об/мин. Через центрально расположенное левое отверстие выходит охлажденный воздух с температурой около 5 °С, а через правое отверстие – горячий воздух с температурой 132 °С. Соотношение количеств воздуха, вытекающего через отверстия, регулируется клапаном: обычно холодного воздуха получается 75%, а горячего – 25%.

Фултон (США) объясняет эффект Ранка следующим образом. Поступающий в трубу по касательной поток сжатого воздуха выходит из сопел, образует почти свободный вихрь, угловая скорость вращения которого мала у периферии и весьма велика у оси. Трение между слоями воздуха приводит к тому, что скорость вращения всей массы воздуха стремится к выравниванию, т.е. по мере движения воздуха вдоль трубы во внутренних его слоях скорость падает, а во внешних возрастает. Совершается работа, направленная от центра к периферии. В то же время от внешних слоев к внутренним, имеющим вследствие расширения более низкую температуру, передается теплота. Однако поток теплоты по своей величине меньше количества передаваемой кинетической энергии. Внешние слои, получая больше кинетической энергии, чем отдаваемое ими количество теплоты, вследствие трения повышают свою температуру, т.е. избыток энергии вызывает нагрев воздуха, поступающего из клапана. Поток воздуха сильно турбулизирован, скорость вихря превышает скорость звука. Низшая достижимая температура холодного воздуха может быть определена из уравнения

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(k-1)/k}, \qquad (15.48)$$

где T_1 и T_2 – абсолютная температура, К, подводимого к трубе воздуха и холодного воздуха, уходящего из трубы; P_1 и P_2 – давление, МПа, подводимого к трубе воздуха и холодного воздуха, уходящего из трубы; $k = c_p/c_v$ – показатель адиабаты; c_p и c_v – удельные теплоемкости воздуха при постоянных давлении и объеме.

Недостатки вихревых труб – низкий коэффициент полезного действия и значительная потребность в сжатом воздухе. Поэтому эти трубы используются пока только в небольших лабораторных установках, а также для охлаждения производственных костюмов. Рабочий горячего цеха одевает покрытый алюминиевой краской защитный костюм с прикрепленной к поясному ремню вихревой трубой. Труба присоединена гибким шлангом к источнику сжатого воздуха. Холодный воздух, выходящий из трубы, поступает к шлему, горячий воздух выбрасывается в цех. Степень охлаждения воздуха изменяется с помощью выпускного клапана.

На одного рабочего расходуется 360–900 м³/ч сжатого воздуха, что равно производительности компрессора, для привода которого требуется электродвигатель мощностью 2,9–4,4 кВт.

15.3.12. Системы кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами

В. И. Прохоров разработал методику расчета*, ряд устройств и схем кондиционирования воздуха производственных помещений небольших размеров с помощью наружного и рециркуляционного воздуха, приготовляемого воздушной холодильной машиной (рис. 15.25). Наружный воздух в количестве 0,15 кг/с (545 кг/ч) при температуре 36 °С сжимается в первой ступени компрессора *1*, приобретая давление 135,5 кПа. Нагреваясь до 71,3 °С, воздух поступает в теплообменник *7*, где охлаждается наружным воздухом до 41 °С и при давлении 135 кПа поступает во вторую ступень компрессора *2*. В компрессоре воздух сжимается до 181,2 кПа и нагревается до 75,5 °С, охлаждается в теплообменнике *6* до 26 °С воздухом, отсасываемым из кондиционируемого помещения *5*, и поступает в теплообменник *3*, где его давление снижается до 102 кПа, а температура падает до −10 °С. Холодный воздух поступает в эжектор *4*, подсасывающий воздух из помещения при температуре 23 °С. Смесь с температурой 9 °С нагнетается в помещение поста управления, охлаждает панель, расположенную над оператором, и выходит в помещение струей, настилающейся на стекло кабины.

Существуют более простые, но менее экономичные схемы кондиционирования воздуха с применением турбодетандеров**.

---

* Прохоров В.И. Термодинамический расчет и анализ систем кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами // Водоснабжение и сан. техника.– 1977.– № 12.

** Прохоров В. И Системы кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами.– М.: Стройиздат, 1980.

Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин.– Л.: Машиностроение, 1976.

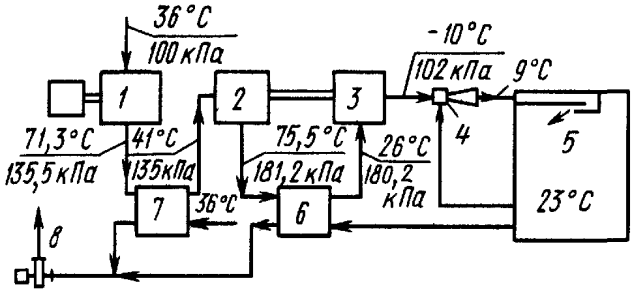


Рис. 15.25. Система кондиционирования воздуха с воздушной холодильной машиной

1 и *2* – первая и вторая ступени воздушного компрессора, *3*, *6*, *7* – теплообменники, *4* – эжектор, *5* – обслуживаемое помещение, *8* – вытяжной вентилятор

15.3.13. Применение потолочных перемешиваемых вентиляторов в СКВ

Потолочные вентиляторы уменьшают температурный градиент по вертикали и главное создают большую скорость движения воздуха, что в ряде случаев способствует улучшению самочувствия людей и повышению энергетической эффективности работы СВ и СКВ, так как высокая скорость позволяет повысить температуру воздуха и снизить расход холода. Выпускается несколько видов потолочных осевых вентиляторов, которые, однако, обслуживают недостаточно большую площадь помещения. Стремясь устранить этот недостаток, Таш ЗНИИЭП* разработал ряд осевых потолочных вентиляторов с плоскими лопатками, установленными под углом к горизонту. Благодаря этому при вращении вентилятора образуется закрученный поток, обслуживающий большую площадь и создающий более высокую средневзвешенную по объему скорость воздуха. Эту скорость, м/с, следует определять по формуле

$$v_{ср} = \frac{0{,}4236 n d_в^{1,79} d_к^{1,24} k_N^{0,95}}{b^{0,177} \Pi^{0,52} x^{1,34} (\sin\beta)^{1,17}}, \quad (15.49)$$

где n – частота вращения, мин$^{-1}$; $d_в$ – диаметр вентилятора, м; $d_к$, b – удвоенное расстояние от оси вращения до основания (корня) лопатки и ширина лопаток, м, β – угол установки лопаток к горизонту; Π, h – периметр и высота помещения или обслуживаемого модуля, м; $K_N = N/\rho n^3 d_в^5$ – коэффициент мощности (здесь N – затраты мощности на валу вентилятора, Вт; ρ – средняя плотность воздуха, кг/м^3).

Потребляемая вентилятором мощность при диаметре колеса 1,5–2,4 м составляет соответственно 70–150 Вт, частота вращения зависит от диаметра колеса и обычно не превышает 100 1/мин. В одном из многочисленных опытов средняя взвешенная скорость воздуха по объему оказалась в пределах $v_{ср} = 0{,}563 \div 0{,}57$ м/с, минимальная – 0,42 ÷ – 0,35 м/с, максимальная – 0,86 ÷ 1,12 м/с.

Согласно СНиП 2.04.05–86, потолочные вентиляторы следует предусматривать, как правило, дополнительно к системам приточной вентиляции.

15.4. ФОРСУНОЧНЫЕ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

15.4.1. Общие сведения

Форсуночные камеры орошения являются тепло- и массообменными аппаратами кондиционеров, предназначенными для приготовления воздуха с заданными температурой и влажностью.

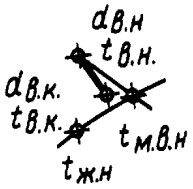
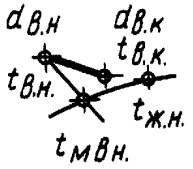
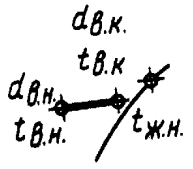
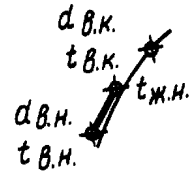
Для тепловлажностной обработки воздуха могут использоваться камеры орошения ОКФ-3, ОКС-3 и оросительная система блока тепломассообмена БТМ-3, которыми в зависимости от базовых схем комплектуются центральные кондиционеры КТЦ3*.

Камеры орошения ОКФ-3 оснащены эксцентриситетными широкофакельными форсунками ЭШФ 7/10 (диаметр входного отверстия 7 мм, соплового отверстия 10 мм) с равномерным распределением воды по окружности распыла (разработка ЦНИИЭП инженерного оборудования). Оросительная система камер состоит из двух рядов стояков. Камеры изготовляют в двух исполнениях: исполнение 1 – первый ряд по ходу воздуха имеет большую плотность установки форсунок, второй – меньшую; исполнение 2 – форсунки установлены с одинаковой плотностью в каждом ряду, равной плотности форсунок первого ряда камеры

* Насонов Е. А., Крюкова Т. И. Исследование потолочных вентиляторов новой конструкции // Водоснабжение и сан. техника. – 1979. – № 4.

* Руководящий материал по центральным кондиционерам и кондиционерам-теплоутилизаторам КТЦ3. – Ч. 1. – Харьков: ВНИИкондиционер, 1988

Таблица 15.11. ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Процесс обработки воздуха		Схема	Начальная температура распыляемой воды $t_{ж.н}$
	Охлаждение и осушение $t_{в.к} < t_{в.н}$; $d_{в.к} < d_{в.н}$		$t_{ж.н} < t_{р.в.н}$
Политропный (с понижением энтальпии)	Охлаждение при постоянном влагосодержании $t_{в.к} < t_{в.н}$; $d_{в.к} = d_{в.н}$		$t_{ж.н} < t_{р.в.н}$
	Охлаждение и увлажнение $t_{в.к} < t_{в.н}$; $d_{в.к} > d_{в.н}$		$t_{ж.н} < t_{м.в.н}$
Адиабатный (без изменения энтальпии)	Охлаждение и увлажнение $t_{в.к} < t_{в.н}$; $d_{в.к} > d_{в.н}$		$t_{ж.н} = t_{м.в.н}$
	Охлаждение и увлажнение $t_{в.к} < t_{в.н}$; $d_{в.к} > d_{в.н}$		$t_{ж.н} > t_{м.в.н}$
Политропный (с повышением энтальпии)	Увлажнение при постоянной температуре $t_{в.к} = t_{в.н}$; $d_{в.к} > d_{в.н}$		$t_{ж.н} > t_{в.н}$
	Нагрев и увлажнение $t_{в.к} > t_{в.н}$; $d_{в.к} > d_{в.н}$		$t_{ж.н} > t_{в.н}$

орошения исполнения 1. Подачу разбрызгиваемой воды можно предусматривать в один или два ряда стояков:

1) в первый по ходу воздуха ряд (далее однорядные прямоточные камеры ОКФ);

2) во второй по ходу воздуха ряд (далее однорядные противоточные камеры ОКФ);

3) в два ряда (далее двухрядные камеры ОКФ).

В камерах орошения ОКС оросительная система состоит из горизонтального коллектора с высокорасходными форсунками УП14-10/15 (разработка ВНИИКондиционера) (размер входного сечения 10 × 15 мм, диаметр соплового отверстия 14 мм) в верхней части камеры и двух ярусов сеток под ним, создающих вторичное дробление капель разбрызгиваемой воды. Камеры изготовляют в двух исполнениях, отличающихся друг от друга плотностью установки форсунок (камеры исполнения 1 имеют меньшую плотность, исполнения 2 – бóльшую).

Блоки тепломассообмена БТМ включают теплообменники (для политропных процессов) и оросительную систему (для адиабатных процессов). Оросительная система состоит из одного ряда стояков с широкофакельными форсунками ЭШФ 7/10, количество которых соответствует числу форсунок одного ряда камеры орошения ОКФ-3 исполнения 2.

Камеры ОКФ, ОКС и блоки БТМ могут быть применены для реализации как адиабатных, так и политропных процессов обработки воздуха, включая процессы с переменным (регулируемым вручную или автоматически) расходом разбрызгиваемой воды, при которых за счет изменения расхода разбрызгиваемой воды создается переменная площадь поверхности теплообмена между водой и обрабатываемым воздухом, что позволяет обеспечить различные заданные параметры воздуха после аппарата. Применение процессов с переменным расходом воды позволяет отказаться от байпаса камер, а также в ряде случаев (если не требуется поддержание постоянной относительной влажности) от воздухонагревателя П подогрева. Процессы с переменным расходом воды в ряде работ называются «процессами с неполным увлажнением или недоувлажнением», «управляемыми процессами».

Камеры орошения ОКС могут также использоваться для испарительного нагрева воздуха (нагрев и увлажнение теплой водой воздуха с отрицательной температурой), так как конструкция камеры без входного сепаратора исключает образование наледи в таком режиме обработки воздуха. Минимально допустимая температура холодного воздуха по мокрому термометру при испарительном нагреве (обработке его теплой водой) в камерах орошения ОКС-3 минус 27 °С, выше которой, по результатам исследований ВНИИкондиционера, практически не образуются иней и лед.

В камерах орошения ОКФ-3 процесс испарительного нагрева может применяться при температуре воздуха на входе в камеру орошения выше 0°.

Схематично процессы обработки воздуха в контактных аппаратах приведены в табл. 15.11.

15.4.2. Расчет камер орошения

Методика расчета камер орошения центральных кондиционеров КТЦЗ базируется на экспериментальных и теоретических исследованиях, проведенных во ВНИИкондиционере*, позволяет определить эффективность тепломассообмена в контактных аппаратах с учетом конструктивных характеристик камер орошения и блоков тепломассообмена, температурных и гидродинамических условий обработки воздуха и подробно изложена в материалах ГПКНИИ «СантехНИИпроект»**.

Разработанная методика позволяет проводить расчеты камер орошения и блоков тепломассообмена при адиабатных и политропных процессах обработки воздуха в диапазоне температур разбрызгиваемой воды $2\,°C \leqslant t_{ж\,н} \leqslant 30\,°C$, воздуха по мокрому термометру –

---

* Бялый Б. И., Степанов А. В. Методика расчета и выбора камер орошения центральных кондиционеров КТЦЗ. Кондиционеростроение / Тр. ВНИИкондиционера.– Харьков, 1987.– Вып. 16.

Юхно И. Ф., Соин И. В., Дрокин А. В. Расширение области применения камер орошения ОКС кондиционеров КТЦЗ при испарительном нагреве воздуха в зимний период. Кондиционеростроение / Тр. ВНИИкондиционера.– Харьков, 1987.– Вып. 16.

** Методические материалы по расчету и выбору оборудования центральных кондициоиеров КТЦЗ. Альбом 1. Методика расчета камер орошеиия. АЗ-977.- М.: ГПКНИИ «СантехНИИпроект», 1989.

минус $27\,^{\circ}C \leqslant t_{м.в.н} \leqslant 30\,^{\circ}C$ и в интервалах коэффициентов орошения $\mu \leqslant 1{,}6$ для БТМЗ, $\mu \leqslant 2{,}5$ для ОКФ-3 и $\mu \leqslant 3$ для ОКС-3.

Контактные аппараты кондиционеров КТЦЗ могут использоваться при давлении воды, обеспечивающем устойчивую работу форсунок от 20 до 300 кПа в ОКФЗ и БТМ-3 от 5 до 250 кПа в ОКС-3.

При расчетных коэффициентах орошения $\mu_р$ меньше 0,7 для камер ОКФ-3, БТМ-3 и 0,6 для камер ОКС-3 необходимо сравнить их с минимально допустимыми значениями $\mu_{мин}$, определяемыми по формуле

$$\mu_{мин} = \frac{q_{ф.мин}\, n}{G_в}, \qquad (15.50)$$

где $q_{ф.мин} = 460$ кг/ч для форсунок ЭШФ 7/10 и $q_{ф.мин} = 870$ кг/ч для форсунок УЦ14 = 10/15; n – количество работающих форсунок в камере орошения; $G_в$ – расход воздуха, кг/ч.

Количество форсунок по рядам для каждого исполнения камер ОКФ-3, ОКС-3 и БТМ-3 приведено в табл. 15.12 - 15.14.

Зависимости расхода разбрызгиваемой воды от давления перед форсунками $q_ф(\Delta p_ф)$ приведены на рис. 15.26.

Если $\mu_р > \mu_{мин}$, камера орошения будет работать в устойчивом режиме, при $\mu_р < \mu_{мин}$ принятая камера в расчетном режиме будет работать неустойчиво и не обеспечит заданные параметры обрабатываемого воздуха. В этом случае следует уменьшить количество подключенных форсунок, изменив исполнение или число рядов стояков (подавая воду только в один ряд стояков) или тип камеры.

При теплотехническом расчете камер орошения встречаются два вида задач – прямые и обратные.

Прямая задача – определение расхода и начальной температуры разбрызгиваемой воды при заданных расходах, начальных и конечных параметрах обрабатываемого воздуха.

Обратная задача – прочие варианты расчетов, в частности определение конечных параметров воздуха при заданных начальных параметрах и расходах воздуха и воды.

Теплотехнический расчет камер орошения и блоков тепломассообмена ведется в такой последовательности:

I. Режим обработки воздуха – адиабатный. Тип задачи – прямая. Исходные данные: $G_в$, $t_{в.н}$, $t_{м.и}$, $t_{в.к}$. Требуется определить μ, $G_ж$.

ТАБЛИЦА 15.12. КОЛИЧЕСТВО ФОРСУНОК ПО РЯДАМ В КАМЕРЕ ОРОШЕНИЯ ОКФ-3

Индекс	Кондиционер	Исполнение	Количество форсунок в ряду стояков по ходу воздуха		
			первом	втором	всего
01.01304	КТЦЗ-10	1	12	6	18
		2	12	12	24
02.01304	КТЦЗ-20	1	24	18	42
		2	24	24	48
03.01304	КТЦЗ-31,5	1	36	27	63
		2	36	36	72
04.01304	КТЦЗ-40	1	48	36	84
		2	48	48	96
06.01304	КТЦЗ-63	1	81	63	144
		2	81	81	162
08.01304	КТЦЗ-80	1	108	84	192
		2	108	108	216
12.01304	КТЦЗ-125	1	162	126	288
		2	162	162	324
16.01304	КТЦЗ-160	1	216	168	384
		2	216	216	432
20.01305	КТЦЗ-200	1	234	180	414
		2	234	234	468
25.01304	КТЦЗ-250	1	312	240	552
		2	312	312	624

ТАБЛИЦА 15.13. КОЛИЧЕСТВО ФОРСУНОК В БЛОКЕ ТЕПЛОМАССООБМЕНА БТМ2-3

Индекс	Кондиционер	Количество форсунок
01.02124	КТЦЗ-10	12
02.02124	КТЦЗ-20	24
03.02124	КТЦЗ-31.5	36
04.02124	КТЦЗ-40	48
06.02124	КТЦЗ-63	81
08.02124	КТЦЗ-80	108
12.02124	КТЦЗ-125	162
16.02124	КТЦЗ-160	216
20.02124	КТЦЗ-200	234
25.02124	КТЦЗ-250	312

ТАБЛИЦА 15.14. КОЛИЧЕСТВО ФОРСУНОК В КАМЕРЕ ОРОШЕНИЯ ОКС-3

Индекс		Кондиционер	Исполнение	Количество форсунок
ОКС1-3	ОКС2-3			
03.01204	03.01404	КТЦЗ-31,5	1 2	20 24
04.01204	04.01404	КТЦЗ-40	1 2	24 30
06.01204	06.01404	КТЦЗ-63	1 2	42 48
08.01204	08.01404	КТЦЗ-80	1 2	54 60

Решение. 1. Коэффициент адиабатной эффективности E_A определяется по формуле

$$E_A = 1 - \frac{t_{в\,к} - t_{м\,в.\,н}}{t_{в\,н} - t_{м.\,н}}, \qquad (15.51)$$

где $t_{в\,к}$, $t_{в\,н}$, $t_{м.\,в\,н}$ – температура воздуха, °С, конечная, начальная и по мокрому термометру.

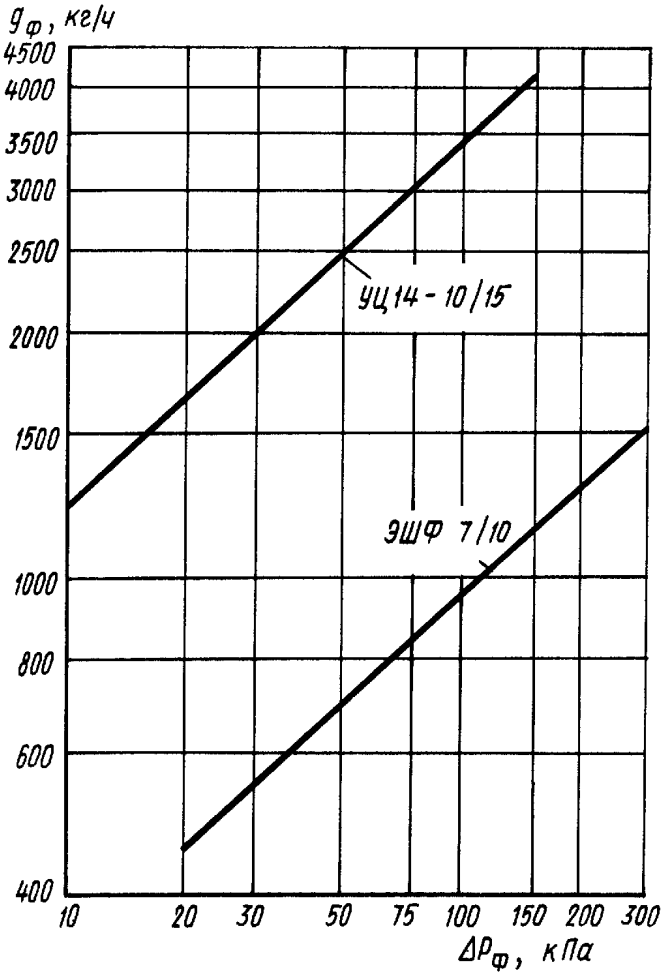


Рис. 15.26. Зависимости расхода воды $q_ф$ от давления воды перед форсунками $\Delta p_ф$

2. Коэффициент орошения μ находим по графикам на рис. 15.27–15.31, соответствующим выбранному типоразмеру и исполнению камеры орошения или блока тепломассообмена.

3. Расход разбрызгиваемой воды $G_ж$ составит

$$G_ж = \mu G_в, \qquad (15.52)$$

где $G_в$ – расход воздуха, кг/ч.

II. Режим обработки воздуха – адиабатный. Тип задачи – обратная. Исходные данные: $G_в$, $t_{в.\,н}$, $G_ж$, $t_{м.\,н} = t_{м.\,к}$. Требуется определить $t_{в.\,к}$.

Решение. 1. Коэффициент орошения μ:

$$\mu = G_ж/G_в. \qquad (15.53)$$

2. Коэффициент адиабатной эффективности $E_а$ по графикам на рис. 15.27–15.30, соответствующим выбранному типоразмеру и исполнению камеры орошения.

3. Конечная температура воздуха после камеры орошения $t_{в.\,к}$

$$t_{в.\,к} = (1 - E_А)(t_{в.\,н} - t_{м.\,н}) + t_{м.\,н}. \qquad (15.54)$$

III. Режим обработки воздуха – политропный. Тип задачи – прямая. Исходные данные: $G_в$, $t_{в.\,н}$, $J_{в.\,н}$, $t_{в.\,к}$, $J_{в.\,к}$. Требуется определить: μ, $G_в$, $t_{ж.\,н}$, $t_{ж.\,к}$.

Решение. 1. Температура $t_в^{пр}$ и энтальпия $J_в^{пр}$ предельного состояния воздуха на $J - d$-диаграмме, графически определяемая как точка пересечения луча процесса обработки воздуха в камере с кривой насыщения φ = 100%.

2. Коэффициент адиабатной эффективности $E_А$:

$$E_А = \frac{J_{в.\,к} - J_{в.\,н}}{J_в^{пр} - J_{в.н}^{пр}}, \qquad (15.55)$$

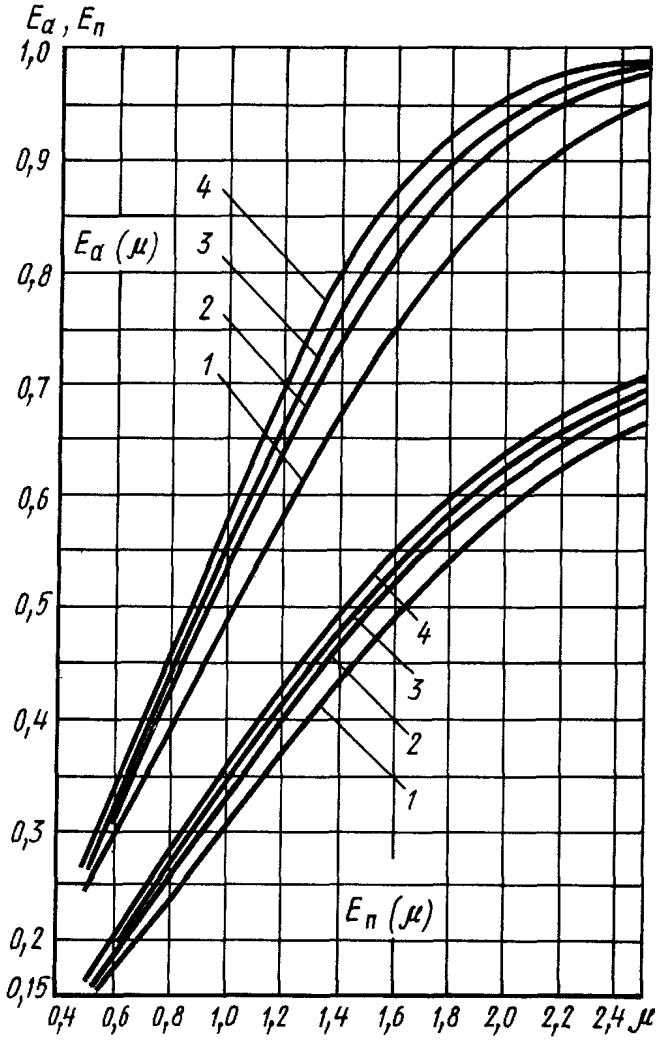
где $J_{в.\,к}$, $J_{в.\,н}$ – конечная и начальная энтальпия воздуха, кДж/кг.

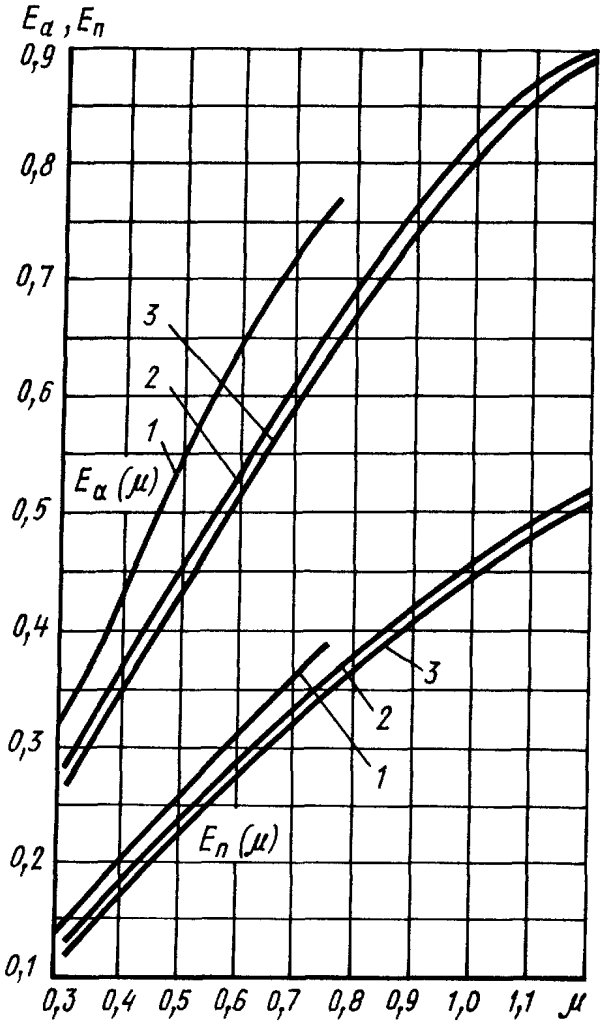
3. Коэффициент орошения μ и коэффициент энтальпийной эффективности $E_п$ для принятого типоразмера и исполнения камеры орошения находим по графикам на рис. 15.27–15.31.

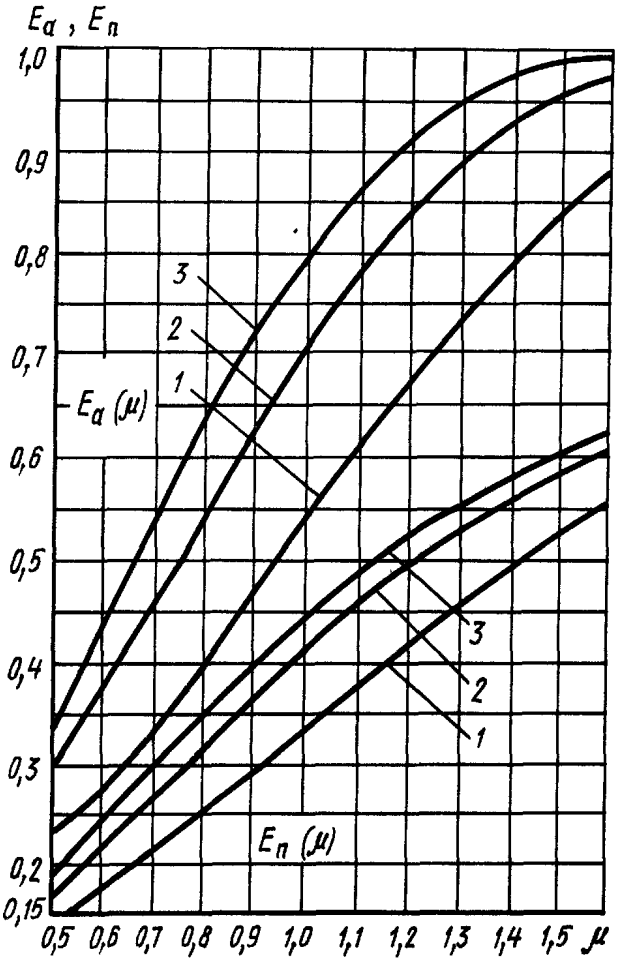
4. Относительная разность температур воздуха θ по формуле

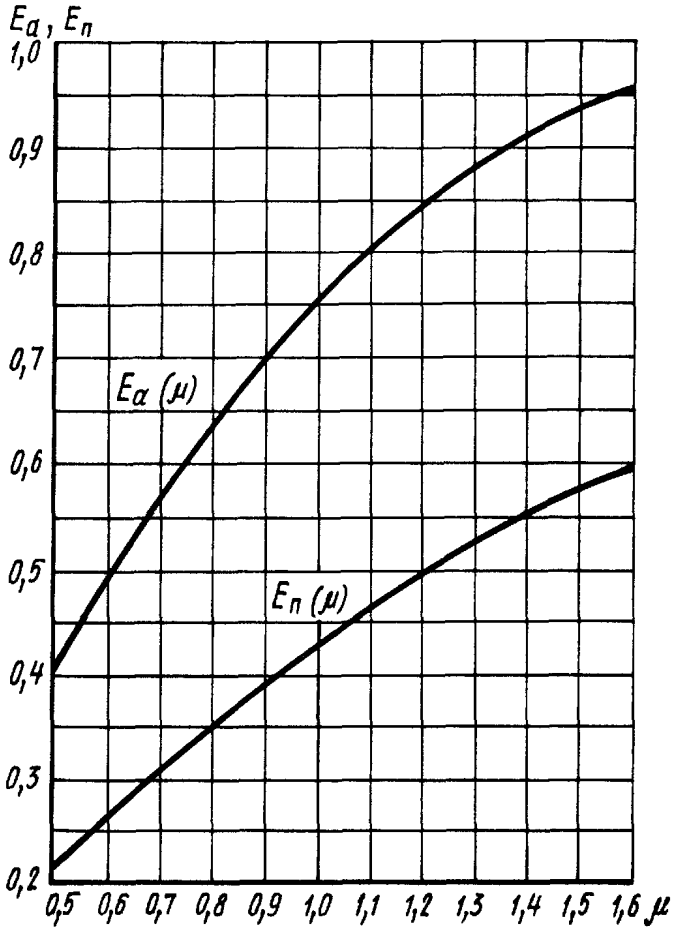
$$\theta = b\, c_ж\, \mu \left(\frac{1}{E_п} - \frac{1}{E_А} \right), \qquad (15.56)$$

где b – коэффициент аппроксимации, равный 0,33 кг·°С/кДж; $c_ж$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°С).


Eα , Eп
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,15
Eα (μ)
4
3
2
1
4
3
2
1
Eп (μ)
0,4 0,6 0,8 1,0 1,2 1,4 1,6 1,8 2,0 2,2 2,4 μ


Eα , Eп
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
3
2
1
Eα (μ)
3
2
1
Eп (μ)
0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 1,1 μ


Eα , Eп
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,15
3
2
1
Eα (μ)
3
2
1
Eп (μ)
0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5 μ


Eα , Eп
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
Eα (μ)
Eп (μ)
0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1,0 1,1 1,2 1,3 1,4 1,5 1,6 μ

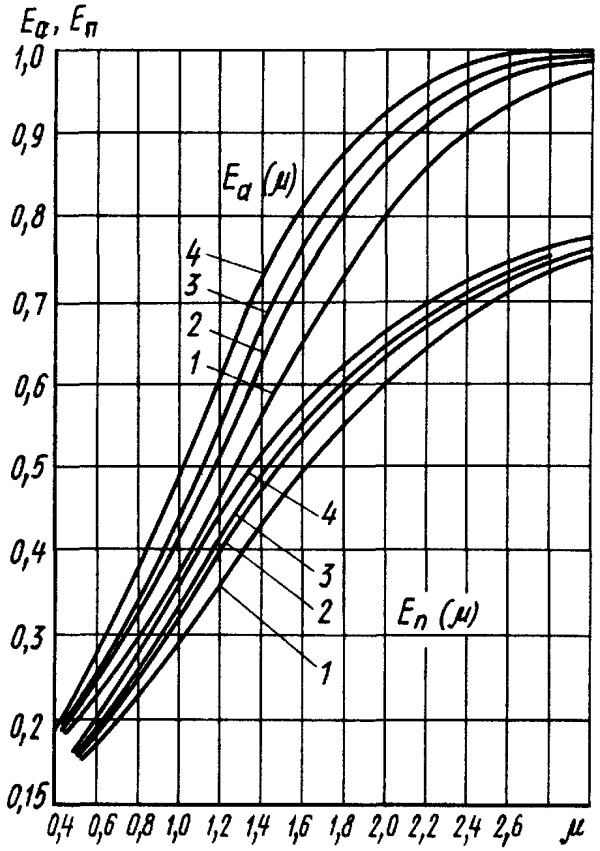


Рис 15 31. Определение коэффициентов адиабатной $E_а$ и энтальпийной $E_п$ эффективности камер орошения ОКС-3

1 и *2* – ОКС2-3 исп 2 и 1, *3* и *4* – ОКС1-3 исп 2 и 1

Рис 15 27 Определение коэффициентов адиабатной $E_а$ и энтальпийной $E_п$ эффективности двухрядных камер орошения ОКФ-3 (исполнения *1* и *2*)

1 – ОКФ-3 01 01304, исп 2 (02 01304, исп 2), *2* – ОКФ-3 02 01304, исп 2 (06 01304, исп 2, 08 01304, исп 2, 12 01304, исп 2, 16 01303, исп 2, 25 01304, исп 2), *3* – ОКФ-3 01 01304, исп 1 (03 01304, исп 1, 06 01304, исп 1, 08 01304, исп 1, 04 01304, исп 1, 12 01304, исп 1, 16 01304, исп 1, 20 01304, исп 1, 25 01304, исп 1), *4* – ОКФ-3 03 01304, исп 1 (04 01304, исп 1, 25 01304, исп 1),

Рис 15 28 Определение коэффициентов адиабатной $E_а$ и энтальпийной $E_п$ эффективности однорядных прямоточных камер орошения ОКФ-3 (исполнение 2)

1 – ОКФ-3 01 01304 (02 01304), *2* – ОКФ-3 03 01304 (04 01304), 06 01304, *3* – ОКФ-3 12 01304 (16 01304), 20 01304 (25 01304)

Рис. 15.29. Определение коэффициентов адиабатной $E_а$ и энтальпийной $E_п$ эффективности однорядных противоточных камер орошения ОКФ-3 (исполнение 1)

1 – ОКФ-3 01 01304, *2* – ОКФ-3 02 01304 (03 01304) 04 01304 (20 01304), *3* – ОКФ-3 06 01304 (08 01304), 12 01304 (25 01304)

Рис 15 30 Определение коэффициентов адиабатной $E_а$ и энтальпийной $E_п$ эффективности блоков тепломассообмена БТМ2.1-3 и Ь1М2 2-3

5. Начальная температура воды $t_{ж\ н}$:

$$t_{ж\ н} = t_в^{пр} + \frac{\theta}{G_ж \mu}(J_{в\ к} - J_{в\ н}). \qquad (15.57)$$

6. Конечная температура воды $t_{ж\ к}$

$$t_{ж\ к} = t_{ж\ н} - \frac{J_{в\ к} - J_{в\ н}}{c_ж \mu}. \qquad (15\ 58)$$

7. Расход разбрызгиваемой воды $G_ж$ по формуле (15.52).

IV. Режим обработки воздуха – политропный. Тип задачи – обратная. Исходные данные: $G_в$, $t_{в\ н}$, $J_{в\ н}$, $t_{ж\ н}$, $G_ж$ и $\theta_х$ Требуется определить. μ, $t_{в\ к}$, $J_{в\ к}$, $t_{ж\ к}$.

Решение. 1 Коэффициент орошения μ – по формуле (15.53).

2. Коэффициенты адиабатной и энтальпийной эффективности $E_А$ и $E_п$ по графикам на рис. 15.27 – 15.31, соответствующим выбранному типоразмеру и исполнению камеры орошения.

3. Энтальпия насыщенного воздуха $J_{в\ нас}$, соответствующая начальной температуре воды $t_{ж\ н}$ на $J - d$-диаграмме.

4. Конечная удельная энтальпия воздуха $J_{в\ к}$ по формуле

$$J_{в\ к} = J_{в\ н} + E_п(J_{в\ нас} - J_{в\ н}) \times$$
$$\times [1 + \alpha(J_{в\ нас} - J_{в\ н}) + \beta(J_{в\ нас} - J_с)], \qquad (15.59)$$

где α и β – корректирующие коэффициенты, равные соответственно 0,000716 и 0,00351 кг/кДж, $J_с$ – середина диапазона аппроксимации кривой насыщения $\varphi = 100\%$, равная 54 кДж/кг При заданном расходе холода $J_{в\ к}$ определяется по формуле $J_{в\ к} = \Delta J - J_{в\ н}$, где $\Delta J = Q_х/G_в$

5. Конечная температура воздуха $t_{в\ к}$:

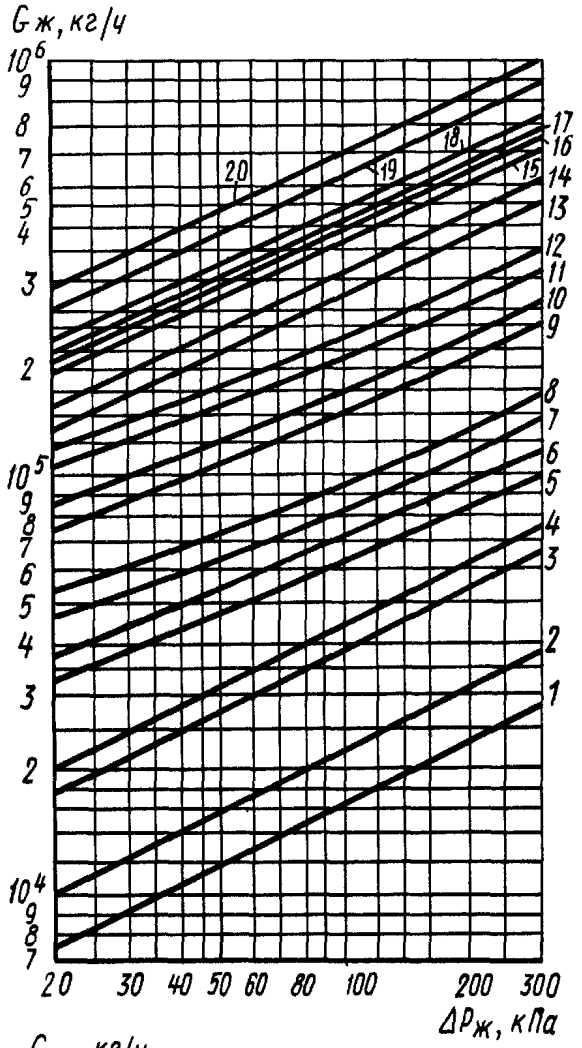
$$t_{в\ к} = t_{в\ н} + E_А(t_{ж\ н} - t_{в\ н}) +$$
$$+ b\left(1 - \frac{E_А}{E_п}\right)(J_{в\ к} - J_{в\ н}), \qquad (15.60)$$

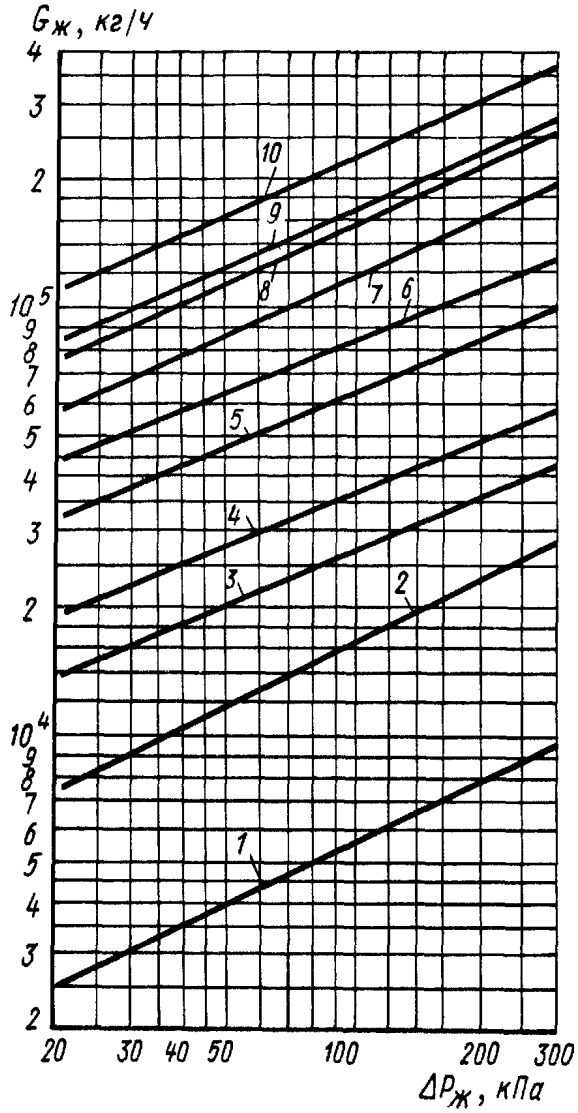
где b – коэффициент аппроксимации, равный 0,33 кг °С/кДж

6. Конечная температура воды $t_{ж\ к}$ – по формуле (15.58).

Необходимое давление воды перед форсунками $\Delta p_ж$ определяется по номограмме на рис. 15.32 – 15.35.

Пример 15.2. Прямая задача. Исходные данные: режим обработки воздуха в камере орошения – адиабатный с переменным расходом разбрызгиваемой воды; кондиционер





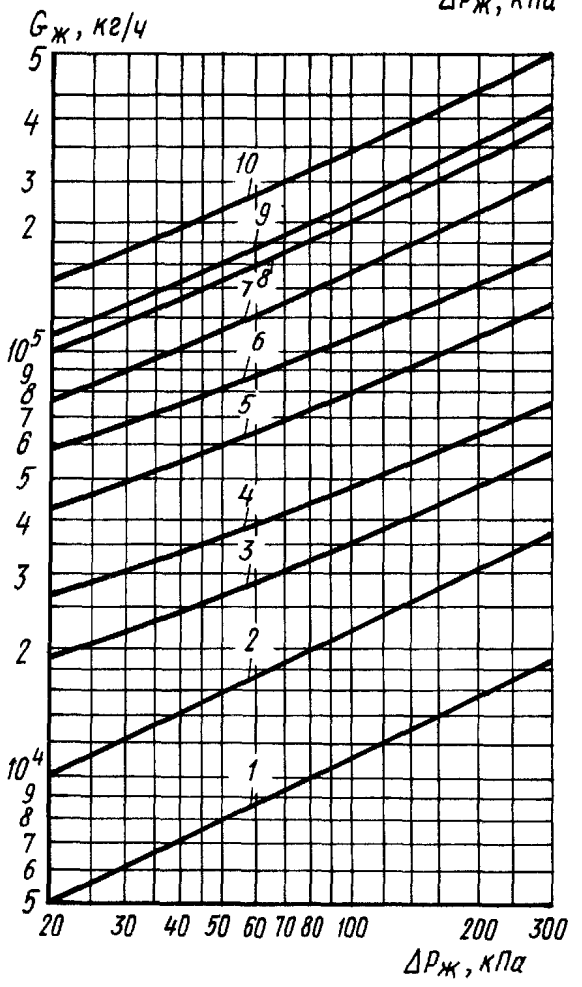


Рис 15 32 Зависимость давления воды перед форсунками $\Delta P_ж$ от расхода воды $G_ж$ для двухрядных камер орошения ОКФ-3

1 и *2* ОКФ-3 01 01304, исп 1 и 2, *3* и *4* ОКФ-3 02 01304, исп 1 и 2, *5* и *6* ОКФ-3 03 01304, исп 1 и 2, *7* и *8* ОКФ-3 04 01304, исп 1 и 2, *9* и *10* ОКФ-3 06 01304, исп 1 и 2, *11* и *12* – ОКФ-3 08 01304, исп 1 и 2, *13* и *14* – ОКФ-3 12 01304, исп 1 и 2, *15* и *16* ОКФ-3 16 01304, исп 1 и 2, *17* и *18* – ОКФ-3 20 01304, исп 1 и 2, *19* и *20* ОКФ-3 25 01304, исп 1 и 2,

Рис 15 33 Зависимость давления воды перед форсунками $\Delta P_ж$ от расхода воды $G_ж$ для однорядных прямоточных камер орошения ОКФ-3 и блока тепломассообмена БТМ-3

1 БТМ2 1-3 01 02123 (БТМ2 2-3 01 02224), *2* БТМ2 1-3 02 02124 (БТМ2 2-3 02 02224), *3* БТМ2 1-3 03 02124 (БТМ2 2-3 03 02224), *4* БТМ2 1-3 04 02124 (БТМ2 2-3 04 02224), *5* БТМ2 1-3 06 02124 (БТМ2 2-3 06 02224), *6* БТМ2 1-3 08 02124 (БТМ2 2-3 08 02224), *7* – БТМ2 1-3 12 02124 (БТМ2 2-3 12 02224), *8* БТМ2 1-3 16 02124 (БТМ2 2-3 16 02224), *9* БТМ2 1-3 20 02124 (БТМ2 2-3 20 02224), *10* БТМ2 1-3 25 02124 (БТМ2 2-3 25 02224)

Рис 15 34 Зависимость давления воды перед форсунками $\Delta P_ж$ от расхода воды $G_ж$ для однорядных противоточных камер орошения ОКФ-3

1 ОКФ-3 01 01304, исп 1, *2* ОКФ-3 02 01304, исп 1, *3* – ОКФ-3 03 01304, исп 1, *4* ОКФ-3 04 01304, исп 1, *5* – ОКФ-3 06 01304, исп 1, *6* – ОКФ-3 08 01304, исп 1, *7* ОКФ-3 12 01304, исп 1, *8* – ОКФ-3 16 01304, исп 2, *9* – ОКФ-3 20 01304, исп 2, *10* ОКФ-3 25 01304, исп 2

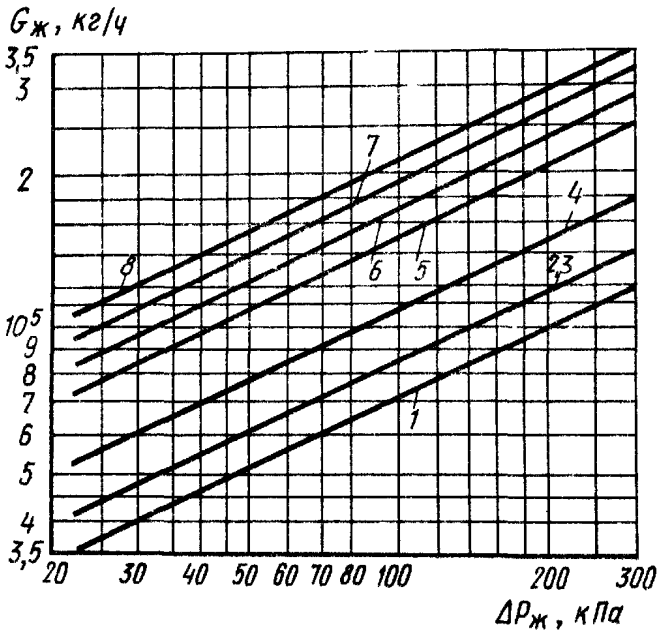


Рис. 15.35. Зависимость давления воды перед форсунками $\Delta P_ж$ от расхода воды $G_ж$ для камер орошения ОКС-3

1 и *2* ОКС1-3 03.01204 (ОКС2-3 03.01404) соответственно исп. 1 и 2; *3* и *4* - ОКС1-3 04 01204 (ОКС2-3 04 01404) исп 1 и 2, *5* и *6* - ОКС103 06 01204 (ОКС2-3 06.01404) исп 1 и 2, *7* и *8* ОКС1-3 08. 01204 (ОКС2-3 08. 01404) исп 1 и 2

КТЦ3-31,5; камера орошения ОКФ-3 однорядная, исполнение 1 (к первому по ходу воздуха ряду стояков вода не подается); $G_в = 37\,800$ кг/г; $t_{в\,н} = 23{,}7\,^\circ$C; $t_{в\,к1} = 12\,^\circ$C; $t_{в\,к2} = 15\,^\circ$C; $t_{в.к3} = 19\,^\circ$C; соответственно $\Delta t_{п1} = t_{п1} - t_{в\,к} = 7\,^\circ$C; $\Delta t_{п2} = 4\,^\circ$C; $\Delta t_{п3} = 0\,^\circ$C; $t_{м\,н} = t_{м\,к} = 7{,}7\,^\circ$C.

Требуется определить: μ_1, $G_{ж1}$ при $t_{в\,к1} = 12\,^\circ$C; μ_2, $G_{ж2}$ при $t_{в\,к2} = 15\,^\circ$C; μ_3, $G_{ж3}$ при $t_{в\,к3} = 19\,^\circ$C.

Решение. 1. Вычисляем $E_а$ по формуле (15.51):

при $t_{в\,к1} = 12\,^\circ$C

$$E_A = 1 - \frac{12 - 7{,}7}{23{,}7 - 7{,}7} = 0{,}73;$$

при $t_{в\,к2} = 15\,^\circ$C

$$E_A = 1 - \frac{15 - 7{,}7}{23{,}7 - 7{,}7} = 0{,}545;$$

при $t_{в\,к3} = 19\,^\circ$C

$$E_A = 1 - \frac{19 - 7{,}7}{23{,}7 - 7{,}7} = 0{,}294.$$

2. Находим μ по графику на рис. 15.27:

при $E_{A1} = 0{,}73$ $\mu = 0{,}84$;

при $E_{A2} = 0{,}545$ $\mu = 0.61$;

при $E_{A3} = 0{,}294$ $\mu = 0{,}325$.

Так как μ_2 и $\mu_3 < 0{,}7$, определяем $\mu_{мин}$ по формуле (15.50):

$$\mu_{мин} = \frac{460\ \ 27}{37\,800} = 0{,}329,$$

где $n = 27$ шт. принимаем по табл 15.12.

Полученные значения μ_2 и μ_3 больше $\mu_{мин}$, значит принятая камера орошения будет работать устойчиво во всех заданных режимах.

3. Определяем $G_ж$ по формуле (15.52): $G_{ж1} = 0{,}84 \cdot 37\,800 = 31\,750$ кг/ч; $G_{ж2} = 0{,}61 \times \times 37\,800 = 23\,060$ кг/ч; $G_{ж3} = 0{,}325 \cdot 37\,800 = = 12\,100$ кг/ч.

4. Находим $\Delta p_ж$ для однорядной противоточной камеры ОКФ-3 исполнения 1 кондиционера КТЦ3-31,5 по номограмме на рис. 15.33: при $G_{ж1} = 31\,750$ кг/ч $\Delta p_{ж1} = 142$ кПа; при $G_{ж2} = 23\,060$ кг/ч $\Delta p_{ж2} = 71$ кПа; при $G_{ж3} = = 12\,100$ кг/ч $\Delta p_{ж3} = 14$ кПа.

Пример 15.3. Обратная задача. Исходные условия: режим обработки воздуха в камере орошения - политропный, кондиционер КТЦ3-40, камера орошения ОКС1-3 исполнения 1; $G_в = 58\,000$ кг/ч; $t_{в.н} = 32\,^\circ$C; $J_{в\,н} = = 68{,}2$ ккал·кг; $t_{ж.н} = 12\,^\circ$C; $G_ж = 145\,000$ кг/ч. Требуется определить: μ, $t_{в\,к}$, $J_{в.к}$, $t_{ж.к}$.

Решение. 1. Определяем μ по формуле (15.53):

$$\mu = 145\,000/58\,000 = 2{,}5.$$

2. Находим $E_а$ и $E_п$ по графику на рис. 15.30 при $\mu = 2{,}5$: $E_а = 0{,}985$, $E_п = 0{,}74$.

3. На $J - d$-диаграмме находим $J_{в\,нас}$ при $t_{ж\,н} = 12$ С и $J_{в\,нас} = 34{,}5$ кДж/кг.

4. Вычисляем $J_{в\,к}$ по формуле (15.59):

$$J_{в\,к} = 68{,}2 + 0{,}74(34{,}5 - 68{,}2)[1 + 0{,}000716 \times$$

$$\times (34{,}5 - 68{,}2) + 0{,}00350 \times$$

$$\times (34{,}5 - 54) = 45{,}05 \text{ кДж/кг}.$$

5. Определяем $t_{в\,к}$ по формуле (15.60)

$$t_{в\,к} = 32 + 0{,}985(12 - 32) + 0{,}33\left(1 - \right.$$

$$\left. - \frac{0{,}985}{0{,}74}\right)(45{,}05 - 68{,}2) = 15{,}1\,^\circ\text{C}.$$

6. Находим $t_{ж\,к}$ по формуле (15.58):

$$t_{ж\,к} = 12 - \frac{45{,}05 - 68{,}02}{4 \cdot 187 \cdot 2{,}5} = 14{,}2\,^\circ\text{C},$$

где $c_ж = 4{,}187$ кДж/(кг·°C).

7. Определяем $\Delta p_ж$ по номограмме на рис. 15.34 при $G_ж = 145\,000$ кг/ч: $\Delta p_ж = 260$ кПа.

15.5. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ С ОРОШАЕМЫМИ НАСАДКАМИ

Орошаемые насадки (слои) служат для развития площади поверхности контакта между воздухом и водой. Насадки бывают регулярной (пластинчатые, сотовые) и нерегулярной структуры (ленты, сетки, волокна и другие материалы заполнения слоев), неподвижные и вращающиеся. В воздухоохладителях с орошаемыми насадками можно осуществлять процессы изоэнтальпийного и политропного увлажнения воздуха, охлаждения и осушения воздуха на небольшую глубину.

15.5.1. Насадки регулярной и нерегулярной структуры

Основное преимущество насадок регулярной структуры – обеспечение высоких коэффициентов тепло- и влагообмена при сравнительно небольшом аэродинамическом сопротивлении, малых коэффициентах орошения и малых затратах энергии на перемещение воды.

А. А. Гоголин* исследовал тепло- и массообмен в противоточных насадках регулярной структуры, конструктивные характеристики которых приведены в табл. 15.15, и получил следующие общие для насадок зависимости, описывающие изменения коэффициентов явного α, Вт/(м$^2\cdot$ С), и полного теплообмена σ, кг/(м$^2\cdot$ч):

$$\alpha = 353\,(v\rho)^{0,72}\,H_\omega^{0,35}\,(l/d_э)^{-0,72} \times \times \left(\frac{t_{м1} - t_{в.н}}{t_{р1} - t_{в.н}}\right); \qquad (15.61)$$

$$\sigma = 141\,(v\rho)^{0,72}\,H_\omega^{0,35}\,(l/d_э)^{-0,72}, \qquad (15.62)$$

где $15 \leqslant H_\omega \leqslant 60$ кг/(м$^2\cdot$ч); $25 \leqslant l/d_э \leqslant 75$; для щелевых насадок $v\rho \leqslant 38$ кг/(м$^2\cdot$с), для синусоидальной и сотоблочной $v\rho \leqslant 6$ кг/(м$^2\cdot$с), $t_{р1}$ – начальная температура точки росы, °С, l, $d_э$ – длина и наружный диаметр колец, мм, которыми заполнена насадка; $H_ж$ – расход воды на 1м^2 поверхности насадки («высота дождя»)

Аэродинамическое сопротивление насадок характеризуется выражением

$$\Delta h = A\,(v\rho)^m\,H_\omega^n\,(l/d_э)^r, \qquad (15.63)$$

где значения A, m, n, r приведены в табл. 15.16.

Основное достоинство **насадок нерегулярной структуры** – возможность достижения высоких коэффициентов тепло- и массообмена при низком давлении орошающей воды. Одновременно обеспечивается частичная очистка воздуха от пыли и запахов.

В работах О. Я. Кокорина* и в табл. 15.17 приведены расчетные зависимости для различных насадок нерегулярной структуры.

15.5.2. Роторные контактные теплообменники

Эти теплообменники представляют собой вращающуюся насадку регулярной или нерегулярной структуры. Достоинствами этих аппаратов являются: способность поверхности к самоочищению; небольшое аэродинамическое сопротивление вследствие малой глубины насадки, возможность регулирования параметров воздуха и воды изменением количества воды и частоты вращения ротора. Недостатки аппаратов этого типа – затраты энергии на вращение ротора и наличие приводного механизма.

Характеристики этих воздухоохладителей приведены в каталогах для конкретных конструкций аппаратов.

15.6. УВЛАЖНЕНИЕ И ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

15.6.1. Системы местного доувлажнения воздуха

Непосредственное введение влаги в воздух помещения путем тонкого распыления воды называется **местным доувлажнением**.

Схема процесса изменения состояния паровоздушной смеси при полном испарении

* Гоголин А. А. Исследование процесса охлаждения и осушения воздуха в орошаемых регулярных насадках для систем кондиционирования воздуха: Автореф. дисс. на соиск.учен.степени канд.техн наук.– М., 1968/НИИсантехники.

* Кокорин О. Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха.– М.: Стройиздат, 1965; Установки кондиционирования воздуха.– М.: Машиностроение, 1978.

ТАБЛИЦА 15.15. КОНСТРУКТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСАДОК РЕГУЛЯРНЫХ СТРУКТУР

Насадка	Удельная площадь поверхности, $м^2/м^3$	Эквивалентный диаметр канала, $м \cdot 10^{-3}$	Относительная площадь сечения для прохождения воздуха
Щелевая мипластовая с каналами размером 25 × 2 мм	706	3,65	0,64
Синусоидальная из чередующихся гофрированных и плоских листов бумаги, пропитанных раствором синтетической смолы	604	5,35	0,87
Сотоблочная бумажная, пропитанная раствором синтетической смолы	580	5,9	0,89

ТАБЛИЦА 15.16. ЗНАЧЕНИЯ A, m, n, r В ФОРМУЛЕ (15.63)

Насадка	A	m	n	r	Пределы действия формулы		
					v_ρ, кг/(м²·с)	H_ω, кг/(м·ч)	$l/d_э$
Щелевая	2,35	1	0,55	0	3,6–3,8	18,1–45,2	51,5
	0,0616	0,55	0,55	0	3,8–7,3	18,1–45,2	51,5
Синусоидальная и сотоблочная	0,981	1,2	0,6	0,47	3,5–3,9	25,1–56,6	27–75
	0,0265	2,1	0,6	0,47	3,9–6,5	25,1–56,6	27–75
	$5,58 \cdot 10^{-4}$	4,5	0,6	0,47	6,5–9	25,1–56,6	27–75

воды на $J-d$-диаграмме характеризуется лучом тепловлажностного отношения

$$\varepsilon = 100\frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2} = c_в t_в, \qquad (15.64)$$

где J_1 и J_2 – начальная и конечная удельные энтальпии увлажняемого воздуха, кДж/кг; d_1 и d_2 – начальное и конечное влагосодержание увлажняемого воздуха, г/кг; $c_в$ – удельная теплоемкость воды, равная 4,2 кДж/(кг·°С); $t_в$ – температура распыляемой воды, °С.

Практически считают, что процесс доувлажнения идет адиабатически при $J_1 = J_2 = \text{const}$ и $\varepsilon = 0$.

Для доувлажнения воздуха применяют автоматическую пневматическую установку «Туман», разработанную СКБПрибор по техническим условиям ТУ 25-03-1503-69, с электрическими исполнительными механизмами (рис. 15.36). Датчиком влажности служит волосяной влагорегулятор двухпозиционного действия, градуированный от 30 до 90% относительной влажности; дифференциал прибора составляет 3% относительной влажности.

Автоматика установки «Туман» по серии 2-737-89 ГПИ-1 обеспечивает запаздывание открывания вентиля «вода» по отношению к вентилю «воздух» не менее чем на 10 с при включении установки и запаздывание закрывания вентиля «воздух» по отношению к вентилю «вода» не менее чем на 1 мин при выключении установки. Таким образом, при включении установки к форсункам подается сначала сжатый воздух, а потом вода, а при выключении ее сначала отключается подача воды, а затем подача воздуха. Такой режим работы обеспечивает отсутствие капели из форсунок доувлажнения во время включения и выключения установки и подачу воды в помещение только в распыленном состоянии. Кроме того, реле давления, расположенное за вентилем «воздух», отключает подачу воды к форсункам при падении давления воздуха ниже 1,1 кгс/см².

Узел управления рассчитан на обслуживание до 40 форсунок типа ФД-2 конструкции Ипполитова – ЦНИИХБИ (рис. 15.37). Форсунка ФД-2 дает два туманообразных факела

ТАБЛИЦА 15.17. ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ E_a И АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ОРОШАЕМЫХ СЛОЕВ Δh

Характеристика материала слоев	d_0, мм	q, л/(м²·ч)	Зависимости для определения	
			E_a	Δh, Па
Гофрированная алюминиевая лента толщиной 0,225 мм и шириной 51 мм при толщине слоя 51 мм, удельной площади поверхности 510 м²/м³ и площади поверхности ячейки 3 м²	2,5	1125	$B^{0,135}$ $(0,15 \leqslant B \leqslant 0,2)$ $v_ф^{-0,21}$ $(0,6 \leqslant B \leqslant 3)$	$5,65\ v_ф^{1,97}$ $(0,6 \leqslant v_ф \leqslant 3)$
Сетки из латунной проволоки диаметром 0,25 мм при толщине слоя 102 мм, удельной площади поверхности 394 м²/м³ и площади поверхности ячейки 4,75 м²	2,4	1125	$0,95\ v_ф^{-0,13}$ $(0,6 \leqslant v_ф \leqslant 3)$	$9,05\ v_ф^{1,9}$ $(0,6 \leqslant v_ф \leqslant 3)$
Стекловолокно диаметром 135 мкм с длиной волокон 100–200 мм и плотностью 52 кг/м³ при толщине слоя 51 мм, удельной площади поверхности 690 м²/м³ и площади поверхности ячейки 4,84 м²	2,4	–	$0,945\ B^{0,1}$ $(0,04 \leqslant B \leqslant 0,4)$	$29\ v_ф^{2,1}$ $(0,6 \leqslant v_ф \leqslant 3)$
	2,2	1125	$0,925\ v_ф^{-0,13}$	
	2,2	1225	$0,965\ v_ф^{-0,1}$	
	2,4	1470	$0,975\ v_ф^{-0,1}$	
	5,4	–	$1,05\ B^{0,1}$ $(0,45 \leqslant B \leqslant 2)$	
	5,4	1960	$0,785\ v_ф^{-0,1}$	
	5,4	2940	$0,865\ v_ф^{-0,08}$	
	5,4	3680	$0,88\ v_ф^{-0,1}$	
	5,4	4400	$0,96\ v_ф^{-0,1}$ $(1,8 \leqslant v_ф \leqslant 3)$	
Витое нейлоновое волокно диаметром 250 мкм с длиной волокон 100 мм и плотностью 19 кг/м³ при толщине слоя 44,5 мм, удельной площади поверхности 265 м²/м³ и площади ячейки 1,4 м²	4	Без орошения		$24,5\ v_ф^{-1,75}$
	2,4	1125	$0,94\ v_ф^{-0,13}$ $(0,75 \leqslant v_ф \leqslant 3)$	
	2,4	1470	–	$46,5\ v_ф^{1,75}$
	2,4	5900	–	$53,5\ v_ф^{1,75}$ $(0,6 \leqslant v_ф \leqslant 3,5)$
Гофрированное стекловолокно диаметром 37 мкм с длиной волокон 25–50 мм и плотностью 10,85 кг/м³ при толщине слоя 51 мм			$1,04\ B^{0,15}$	$150\ v_ф$ $(0,5 \leqslant v_ф \leqslant 3)$
	2,4	1125	$0,95\ v_ф^{-0,085}$	
	2,4	1225	$0,94\ v_ф^{-0,17}$	
	2,4	1470	$0,95\ v_ф^{-0,12}$	
	5,4		$0,96\ B^{0,13}$ $(0,13 \leqslant B \leqslant 0,9)$	
	5,4	3680	$0,9\ v_ф^{-0,14}$	
	5,4	4400	$0,905\ v_ф^{-0,125}$ $(0,75 \leqslant v_ф \leqslant 3)$	

Примечание. $v_ф$ – скорость потока воздуха в фасадном сечении, м/с, и q, л/(м²·ч), даны по отношению к площади поверхности ячейки; d_0 – диаметр выходного отверстия форсунки, мм; B – коэффициент орошения, определяемый по формуле (15.53), где $B = \mu$.

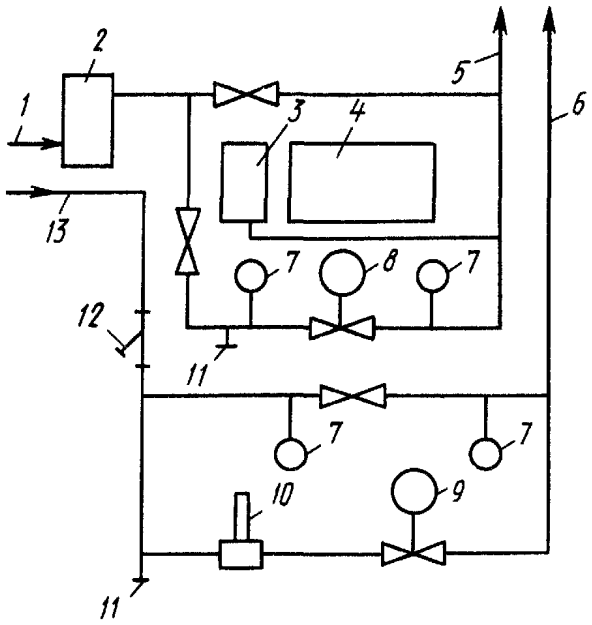


Рис 15 36. Узел управления доувлажнительной установки «Туман»

1 – трубопровод сжатого воздуха, *2* масловодоотделитель, *3* – реле давления, *4* – щиток автоматики, *5* трубопровод сжатого воздуха к форсункам, *6* водопровод к форсункам, *7* – манометр, *8* и *9* вентили электромагнитные типа СВМ диаметром 40 и 15 мм, *10* – регулятор давления воды, *11* штуцеры для присоединения к сливному трубопроводу, *12* фильтр для воды, *13* – водопровод

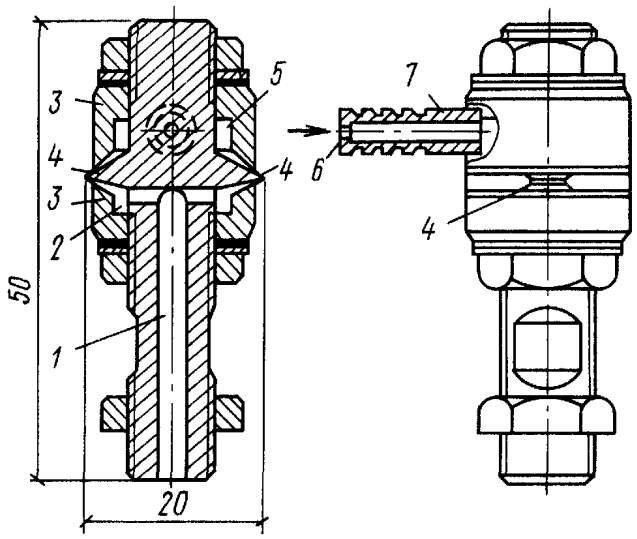


Рис. 15 37 Пневматическая форсунка типа ФД-2 ЦНИИХБИ

1 канал для сжатого воздуха, *2* – полость, *3* – колпачок с полостью *5*, *4* щели, *6* – отверстие в штуцере, *7* – штуцер для воды

длиной 2,5–3 м. Производительность каждой форсунки 5 л/ч при расходе сжатого воздуха 4 м^3/ч (при давлении 11 кПа). Вода, подаваемая к узлу управления, должна быть питьевого качества и иметь давление от 10 до 60 кПа. Давление воды после редуктора (на уровне установки форсунок) должно составлять 2 кПа.

Для предотвращения конденсации влаги на водяных трубах и капели с них следует подогревать воду, подаваемую к узлу управления, до температуры 25–30 °С или изолировать водяные трубы. В месте присоединения трубопровода воды к магистралям цеха следует устраивать водяной затвор.

Сжатый воздух, подаваемый к узлу, должен быть очищен от воды и масла. Рекомендуется охлаждать подаваемый воздух до температуры 25 °С. Давление сжатого воздуха перед узлом управления должно быть не менее 20 и не более 60 кПа. При обслуживании узлом управления более 25 форсунок его нужно размещать симметрично по отношению к разводящим трубам с форсунками.

Форсунки доувлажнения следует устанавливать над основными проходами цеха и так, чтобы водяные факелы были направлены вдоль проходов между машинами. Свободное пространство до препятствий (стен, колонн, машин), на которые может осаждаться взвешенная влага из факела, должно быть на 0,7–1,2 м больше длины видимого водяного факела. Форсунки устанавливают на высоте не ниже 3 м над полом или 1,25 м над оборудованием и на расстоянии не менее 0,7 м от потолка.

15.6.2. Увлажнение воздуха паром

Схема процесса изменения состояния паровоздушной смеси на $J - d$-диаграмме характеризуется лучом тепловлажностного отношения

$$\varepsilon = 1000\frac{J_1 - J_2}{d_1 - d_2} = J_{\text{п}}, \qquad (15.65)$$

где $J_{\text{п}}$ – удельная энтальпия вводимого пара, кДж/кг, J_1, J_2, d_1 и d_2 – то же, что и в формуле (15.64).

Пренебрегая небольшим повышением температуры воздуха при его увлажнении паром, обычно считают этот процесс изотермическим.

Пар применяют для общего и зонального увлажнения воздуха; при этом повышается стерильность воздуха, обеспечивается раздельное регулирование влажности и может быть достигнута экономия затрат на увлажнение. Перспективно использование парового увлажнения в местных кондиционерах. Запах пара

возникает вследствие возгонки органических соединений, содержащихся в конденсате или в воде, поступающих в котлы.

В местных автономных кондиционерах применяют увлажнители в виде ванны с водой, поверхность которой обдувается воздухом. Такие увлажнители работают бесшумно, производят пар без запаха и без включения минеральных частиц.

Увлажнители в виде герметических генераторов пара более компактны и удобны в эксплуатации, однако при необходимости избавиться от взвешенных солей жесткости воды пар требуется фильтровать.

15.6.3. Двухступенчатое испарительное охлаждение воздуха

Двухступенчатое испарительное охлаждение воздуха производится в водовоздушном теплообменнике (I ступень) и в форсуночной или насадочной камере (II ступень). В теплообменнике воздух охлаждается поступающей холодной водой, которая предварительно охлаждается (при частичном испарении в воздух) в градирне. СКВ с двухступенчатым испарительным охлаждением можно классифицировать по пропуску воздуха через градирню (работающие на наружном воздухе; на воздухе, удаляемом из помещений; на смеси наружного и удаляемого воздуха) и по виду охладителей I ступени (с водовоздушными теплообменниками рекуперативного или регенеративного типа).

Процессы двухступенчатой обработки воздуха в системе с рекуперативным водовоздушным теплообменником, в которой пленочная градирня и кондиционер работают на одном наружном воздухе, показаны на рис. 15.38. Наружный воздух проходит поверхностный воздухоохладитель и охлаждается в нем от состояния *1* до состояния *2*. Затем воздух орошается циркулирующей водой, разбрызгиваемой в камере, и изоэнтальпийно увлажняется и охлаждается до состояния *3*. Проходя через вентилятор B_1, воздух нагревается на 0,5–1 °С и выпускается в помещение с параметрами, соответствующими точке *4*, а после ассимиляции теплоты и влаги в помещении принимает параметры точки *5*. Вода для теплообменника охлаждается в градирне *Г* (или в камере орошения), через которую проходит наружный воздух с параметрами, характеризуемыми точкой *1*. При этом воздух увлажняется, температура его понижается, а энтальпия повышается за счет теплоты охлаждаемой воды.

Для построения схемы этого процесса на $J-d$-диаграмме находят температуру наружного воздуха по мокрому термометру (точка *6*) и устанавливают величину $\Delta\theta$:

$$\Delta\theta = t^{г}_{в.к} - t_{м1}. \qquad (15.66)$$

Обычно при охлаждении воды на 5.5; 4 и 3° соответственно принимают $\Delta\theta$ равной 5,5; 4 и 3 °С. Конечную температуру, °С, охлажденной в градирне воды (точка *7*) находят из формулы (15.66):

$$t^{г}_{в.к} = t_{м1} + \Delta\theta. \qquad (15.67)$$

При построении процесса охлаждения воздуха в воздухоохладителе (прямая *1–2*) следует иметь в виду, что перепад температур

$$\Delta t_{в} = t_2 - t^{г}_{в.к} \geqslant 2, \qquad (15.68)$$

но желательно принимать $\Delta t_{в} \geqslant 3$.

Разность температур воды в воздухоохладителе *А* принимают равной $\Delta t_{в} = t_{в.н} - t_{в.к} \leqslant 3$. Далее находят точку *8*, характеризующую начальную температуру воды, поступающей в градирню,

$$t^{г}_{в.н} = t^{г}_{в.к} + \Delta t_{в}. \qquad (15.69)$$

Если энтальпия воздуха в помещении существенно ниже энтальпии наружного воздуха, например равна J_5, то целесообразно направлять в градирню *Г* внутренний, удаляемый из здания воздух вместо наружного. Тогда дальнейший расчет охлаждения воды в градирне можно вести от точки *6'*. Вода, поступающая в воздухоохладитель *А*, будет иметь более низкую температуру, чем при пропускании через градирню наружного воздуха.

Далее вычисляют коэффициент эффективности испарительного охлаждения воды в градирне. По И. А. Шепелеву*,

$$E^{г}_{в} = (t^{г}_{в\,н} - t^{г}_{в\,к})/(t^{г}_{в\,н} - t_{м1}) = (1 - M)/(1 - KM), \qquad (15.70)$$

где M – вспомогательная величина:

---

* Шепелев И. А. О типовом расчете пленочных градирен // Холодильная техника.– 1979.– № 4.

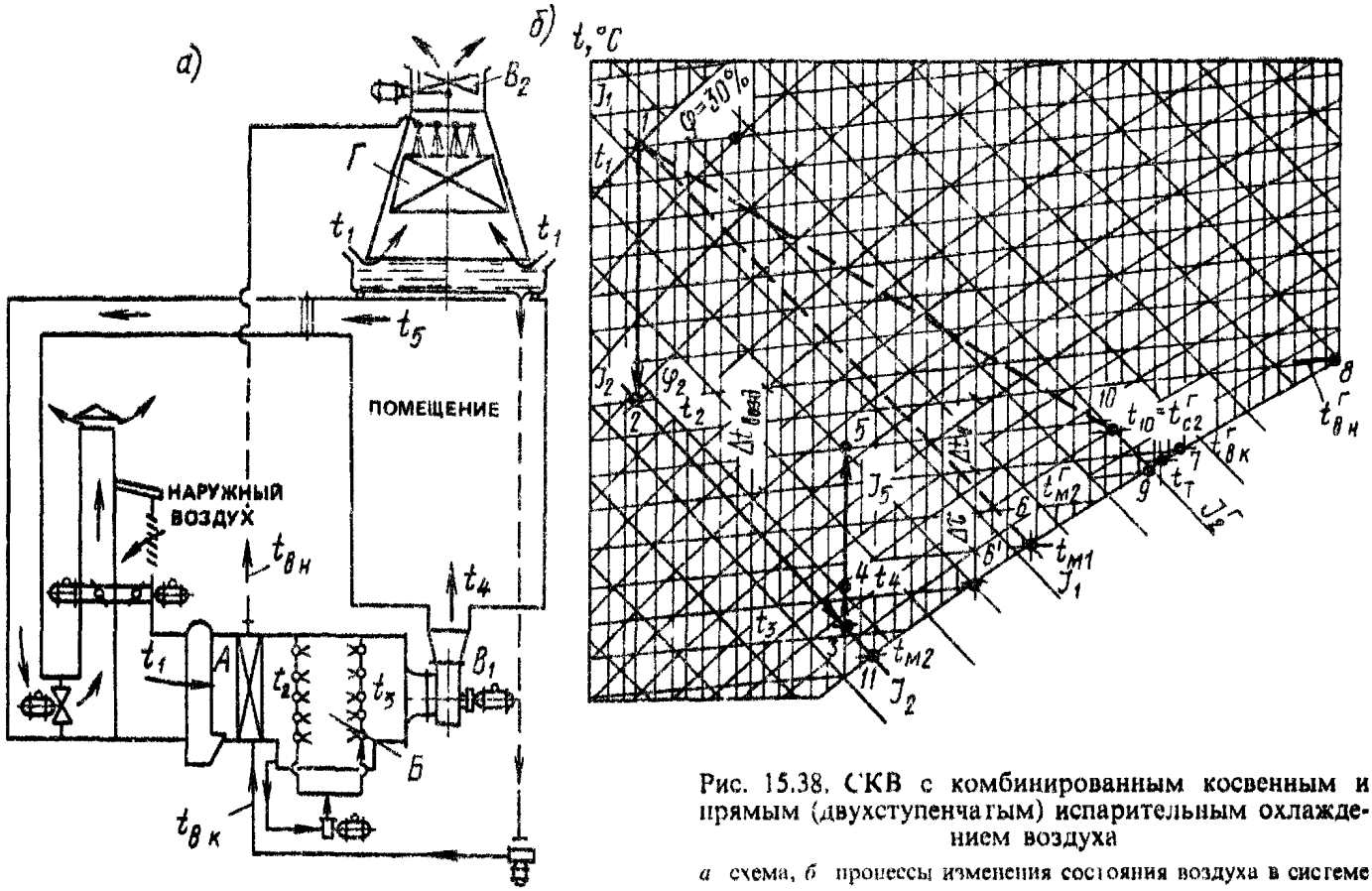


Рис. 15.38. СКВ с комбинированным косвенным и прямым (двухступенчатым) испарительным охлаждением воздуха

а схема, *б* процессы изменения состояния воздуха в системе

$$M = \exp\left(-\frac{1-K}{K}\Psi\right); \qquad (15.71)$$

$$K = 4{,}187\,(t^{c}_{в.н} - t_{м1})\,B_{г}/(J''_{в\,н} - J_1); \qquad (15.72)$$

$$\Psi = 0{,}092\,v^{0.2}\,h^{0.8}/\tau v^{0.2}; \qquad (15.73)$$

τ, h – соответственно просвет между пластинами пленочной градирни и их высота, м; v скорость воздуха в живом сечении насадки, м/с, ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с; B_1 – коэффициент орошения воздуха водой в градирне, кг/кг

Конечную температуру воздуха, °С, после градирни можно приближенно найти по формуле

$$E^{г}_{в} = (t_{c1} - t^{г}_{c2})/(t_{c1} - t^{г}_{в\,к}) = 1{,}58\,B_{г}^{0.19}\,(v\rho)_{г}^{-0.53}\,\xi^{-0.1}. \qquad (15.74)$$

При $(v\rho)_{г} \geqslant 3$ кг/(м²·°С) и $\xi = 1{,}25$ из формулы (15.74) следует

$$t^{г}_{c2} \approx t_{c1} - 0{,}9\,(t_{c1} - t^{г}_{в\,к})\,B_{г}^{0.2} \qquad (15.75)$$

Энтальпия воздуха на выходе из градирни определяется из уравнения теплового баланса

$$J^{г}_{2} = J_1 + 4{,}187\,(t^{г}_{в\,м} - t^{г}_{в\,к})\,B_{г}.$$

По известным значениям t_{c1} и $t_{м1}$ и найденным значениям $t^{г}_{c2}$ и $J^{г}_{2}$ строят на $J-d$-диаграмме процесс изменения состояния воздуха в градирне (точки *1–10*).

Пример 15.4. В помещении выделяется 11,61 кВт явной теплоты. Параметры наружного воздуха. $t_{c1} = 30$ °С; $\varphi_1 = 30\%$; $J_1 = 50{,}6$ кДж/кг. Температура воздуха, уходящего из помещения, должна быть $t_5 = 21$ °С. Требуется определить количество воздуха, которое необходимо пропустить через градирню и ввести в помещение.

Проводим на $J-d$-диаграмме прямую *1 6* и находим $t_{м1} = 18$ °С. Принимаем значение $\Delta\theta = 2°$ и по уравнению (15.66) получаем $t^{г}_{в\,к} = 18 + 2 = 20$ °С.

Принимаем $\Delta t_{в} = 3$ и по уравнению (15.67) находим $t_2 = 20 + 3 = 23$ °С. Строим прямую *1-2* по $d_1 = \text{const}$ при $t_2 = 23$ °С и прямую *2–11* по $J_2 = \text{const}$, тогда $t_{м2} = 15{,}4$ °С.

Принимаем эффективность процесса теплообмена $E_{в}$ в камере орошения *Б* равной 0,9 и находим температуру выходящего из камеры воздуха: $t_3 = 23 - (23 - 15{,}4)\,0{,}9 = 16{,}2$ °С. Плотность воздуха $\rho = 1{,}193$ кг/м³.

Принимаем повышение температуры воздуха в вентиляторе равным 1 °С, тогда $t_4 = 17{,}2$ °С.

Вычисляем расход вводимого в помещение воздуха

$$L_{в}^{п} = Q_{в}/c'_{р}\rho(t_5 - t_4) = 11{,}61/1 \times$$

$$\times 1{,}193(21 - 17{,}2) = 2{,}56 \text{ кг/с (9140 кг/ч)}.$$

Производительность вентилятора B_1 с учетом 10% потерь воздуха составит $L_{в} = 2{,}56 \cdot 1{,}1 = 2{,}78$ (10 300 м^3/ч).

Принимаем $\Delta t_{в} = 2°$, тогда по формуле (15.69) $t_{в.н}^{г} = 20 + 2 = 22$. Находим расход воды, охлаждаемой в градирне (с учетом 10% дополнительных теплопоступлений в трубопроводы и в градирню):

$$W_{г} = 11{,}61 \cdot 1{,}1/(4{,}187 \cdot 2) = 1{,}52 \text{ кг/с (5480 кг/ч)}.$$

Начальной температуре воды $t_{в.н}^{г} = 22\,°C$ соответствует по $J - d$-диаграмме энтальпия насыщенного воздуха $J_{в.н} = 64{,}1$ кДж/кг.

Принимаем высоту пленконесущих пластин в градирне $h = 2$ м, промежуток между ними $\tau = 0{,}05$ м, скорость в живом сечении насадки $v = 3{,}5$ м/с, кинематическую вязкость воздуха $\nu = 16{,}61 \cdot 10^{-6}$ м^2/с и по формуле (15.73) вычисляем

$$\Psi = 0{,}092(16{,}61 \cdot 10^{-6})^{0{,}2}\, 2^{0{,}8}/(0{,}05 \cdot 3{,}5^{0{,}2}) = 0{,}278.$$

Принимаем коэффициент орошения в градирне $B_{г} = 0{,}6$ и по формуле (15.72) находим

$$K = 4{,}187(22 - 18)\,0{,}6/(64{,}1 - 50{,}6) = 0{,}744.$$

По формуле (15.73) вычисляем вспомогательную величину

$$M = \exp[-(1 - 0{,}744)\,0{,}278/0{,}7] = 0{,}9.$$

По формуле (15.70) определяем коэффициент эффективности теплообмена в градирне $E_{в}^{г} = (1 - 0{,}9)/(1 - 0{,}744 \cdot 0{,}9) = 0{,}3$.

Из уравнения (15.69) находим конечную температуру воды, °С, после градирни

$$t_{в.к}^{г} = 22 - 0{,}3(22 - 18) = 20{,}8.$$

Из уравнения (15.75) и уравнения теплового баланса находим конечную температуру воздуха и его энтальпию после градирни:

$$t_{с2}^{г} \approx 30 - 0{,}9(30 - 20{,}8)\,0{,}6^{0{,}2} = 22{,}5\,°C;$$

$$J_2^{г} = 50{,}6 + 4{,}187(22 - 20{,}8)\,0{,}6 = 53{,}6 \text{ кДж/кг}.$$

Затем рассчитываем и подбираем теплообменник косвенного испарительного охлаждения (I ступень), форсуночную камеру (II ступень охлаждения) и градирню. Количество воздуха, пропускаемого через градирню, составит $W_{г} = 1{,}52/0{,}6 = 2{,}53$ кг/с (9100 кг/ч).

15.7. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

15.7.1. Общие сведения

Для охлаждения и осушки воздуха помимо камер орошения могут использоваться воздухоохладители блоков тепломассообмена БТМ2, которыми комплектуется третья базовая схема центральных кондиционеров КТЦ3 (см. прил. III). В режимах охлаждения и осушки (влаговыпадения) могут быть применены также поверхностные теплообменники блоков теплоутилизации БТЧ-3 и БТОЧ-3, которыми комплектуется четвертая базовая схема, а также воздухонагреватели I подогрева.

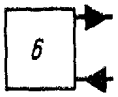
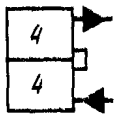
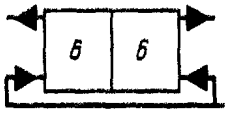
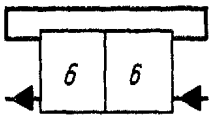
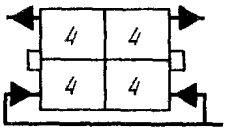
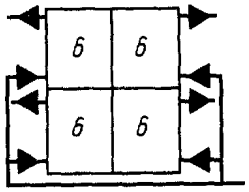
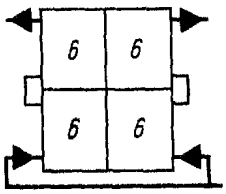
В воздухоохладителях (ВО) в качестве холодоносителя используется охлажденная вода при давлении до 1,2 МПа. Применение воздухоохладителей и соответственно закрытой системы холодоснабжения целесообразно при отсутствии воды питьевого качества, при необходимости сокращения продольного размера установки или невозможности организации самотечного слива отепленной воды от установки и т. п.

Воздухоохладители центральных кондиционеров комплектуются из групп базовых теплообменников различной или одинаковой рядности. Число и тип базовых теплообменников, заполняющих фронтальное сечение ВО, для каждого типоразмера кондиционера приведены в табл. 15.18. Технические и конструктивные характеристики базовых теплообменников даны в прил. III. Для группы теплообменников, расположенных последовательно по воздуху, применяется по ходу воздуха параллельная или последовательно-противоточная схема обвязки по холодоносителю.

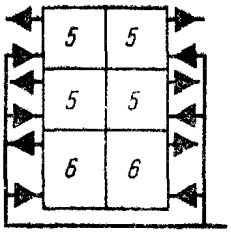
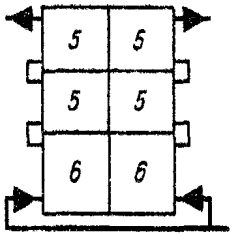
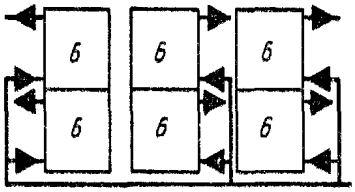
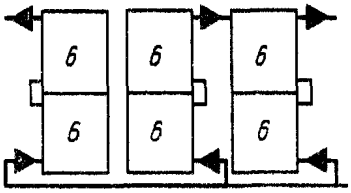
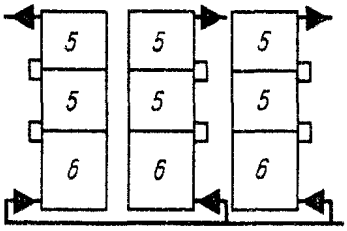
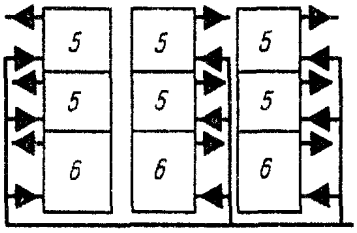
15.7.2. Расчет поверхностных воздухоохладителей

Графоаналитический метод теплотехнического и аэрогидродинамического расчета воздухоохладителей центральных кондиционеров, основанный на теоретических и экспериментальных работах, проведенных во ВНИИкондиционере, разработан Б. И. Бялым

ТАБЛИЦА 15.18 ЧИСЛО И ТИП БАЗОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Кондиционер	Схема обвязки теплообменника по воде		№ рисунка
	по фронту	по ходу воздуха	
КТЦ3-10		Параллельная	15.40, а
		Последовательно-противоточная	15.40, б
КТЦ3-20		Параллельная	15.40, в
		Последовательно-противоточная	15,40, г
КТЦ3-31,5		Параллельная	15.41, а
		Последовательно-противоточная	15.41, б
КТЦ3-40		Параллельная	15.41, в
		Последовательно-противоточная	15.41, г
КТЦ3-63		Параллельная	15.41, а
		Последовательно-противоточная	15.41, б
		Параллельная	15.42, б
КТЦ3-80		Параллельная	15.41, в
		Последовательно-противоточная	15.41, г
КТЦ3-125		Параллельная	15.41, а
		Последовательно-противоточная	15.41, б
		Параллельная	15.42, а

Продолжение табл. 15.18

Кондиционер	Схема обвязки теплообменника по воде		№ рисунка
	по фронту	по ходу воздуха	
КТЦ3-160		Параллельная	15.42, б
		Последовательно-противоточная	15.42, в
КТЦ3-160		Параллельная	15.42, г
КТЦ3-200		Параллельная	15.41, а
		Последовательно-противоточная	15.41, б
		Параллельная	15.42, а
КТЦ3-250		Параллельная	15.42, б
		Последовательно-противоточная	15.42, в
КТЦ3-250		Параллельная	15.42, г

Условные обозначения на эскизах: 3 и 4 – базовые теплообменники $H = 1{,}25$ м и соответственно $l_т = 828$ и 1655 мм; 5 и 6 – базовые теплообменники $H = 1{,}5$ м и 2 м; $l_т = 1655$ мм.

и А. В. Степановым*. Методика справедлива в широком диапазоне изменения скорости воды $0{,}1 < w < 2{,}0$ м/с и массовой скорости воздуха во фронтальном сечении $v\rho = 2 - 5$ кг/(м$^2 \cdot$ с).

В основу методики теплотехнического расчета ВО положено представление об условном процессе сухого охлаждения, принимаемом вместо расчетного реального процесса и описываемом безразмерными теплотехническими характеристиками.

Для построения условного процесса (рис. 15.39) через заданные точки с начальными ($J_{в.н}$, $t_{в.н}$) и конечными ($J_{в.к}$, $t_{в.к}$) параметрами охлаждаемого воздуха проводится луч процесса обработки воздуха в ВО до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$ в точке $t_п$. В режимах с влаговыпадением указанная точка характеризует среднюю температуру поверхности ВО. Через заданные точки проводятся также изоэнтальпы ($J_{в.н} = \text{const}$, $J_{в.к} = \text{const}$) до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_п = \text{const}$ точки $t_п$. Значения температур ($t^р_{в.н}$ и $t^р_{в.к}$) в точках пересечения изоэнтальп с линией $d_п = \text{const}$ являются расчетными и характеризуют условный процесс сухого охлаждения воздуха.

Теплотехнические характеристики выражаются относительными перепадами температур по воздуху $\theta_в$ и воде $\theta_ж$, соответствующими относительному охлаждению воздуха и относительному нагреву воды в ВО.

В общем виде относительные перепады температур выражаются зависимостями:

$$\theta_в = \Delta t_в / \Delta t_н; \qquad (15.76)$$

$$\theta_ж = \Delta t_ж / \Delta t_н, \qquad (15.77)$$

где

$$\Delta t_в = t_{в.н} - t_{в.к}; \qquad (15.78)$$

$$\Delta t_ж = t_{ж.к} - t_{ж.н}; \qquad (15.79)$$

$$\Delta t_н = t_{в.н} - t_{ж.н}. \qquad (15.80)$$

Для режимов с влаговыделением рекомендуется использовать зависимости:

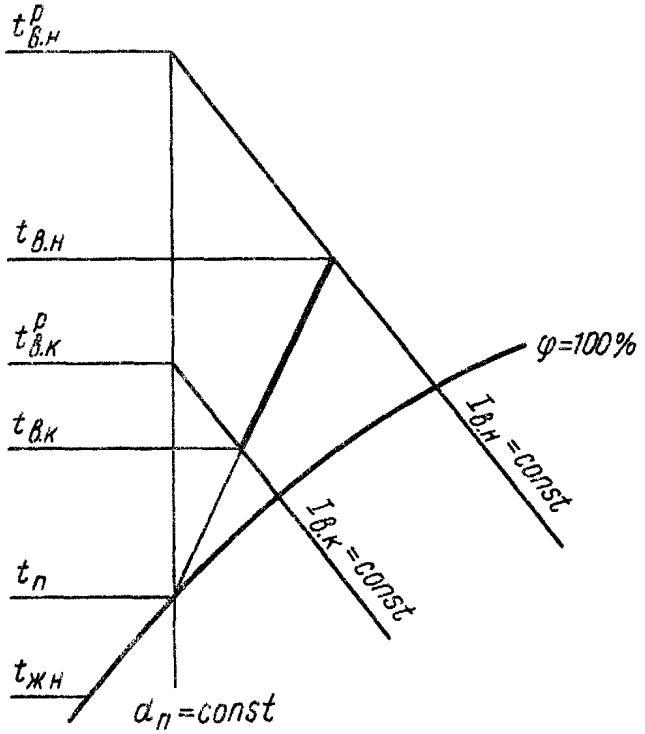


Рис. 15.39 Построение условного процесса сухого охлаждения

$$\theta_в = \frac{J_{в.н} - J_{в.к}}{J_{в.н} - r d_п - c_в t_{ж.н}}; \qquad (15.81)$$

$$\theta_ж = \frac{t_{ж.н} - t_{ж.к}}{(J_{в.н} - r d_п)/c_в - t_{ж.н}}. \qquad (15.82)$$

Относительные перепады температур $\theta_в$ и $\theta_ж$ зависят от площади теплопередающей поверхности ВО, массовых расходов воздуха и воды, схем обвязки базовых теплообменников по фронту и по ходу воздуха. Расчетные зависимости для вычисления $\theta_в$ и $\theta_ж$ ВО, состоящих из группы базовых теплообменников, сложны и громоздки. Поэтому для упрощения выбора воздухоохладителей ВНИИкондиционером разработаны теплотехнические характеристики установок ВО в виде графиков зависимостей $\theta_ж(\theta_в)$, представленные на номограммах рис. 15.40–15.42.

Графики зависимостей $\theta_ж(\theta_в)$, расположенные в одном квадранте координатной плоскости, построены для воздухоохладителей блоков тепломассообмена БТМ-2 и блоков теплоутилизации БТЧ-3 и БТОЧ-3 кондиционеров КТЦЗ производительностью от 10 до 250 тыс. м^3/ч с числом рядов трубок $n = 1–8$. Обозначения кривых $\theta_ж(\theta_в)$ на номограммах рис. 15.40–15.42 приведены в табл. 15.19.

Кривые $\theta_в(\theta_ж)$ построены при значениях

---

* Руководящий материал по центральным кондиционерам. ч. II. Методические материалы по расчету и выбору оборудования центральных кондиционеров КТЦЗ. Альбом III. Методика расчета воздухоохладителей.– М.: СантехНИИпроект 1981

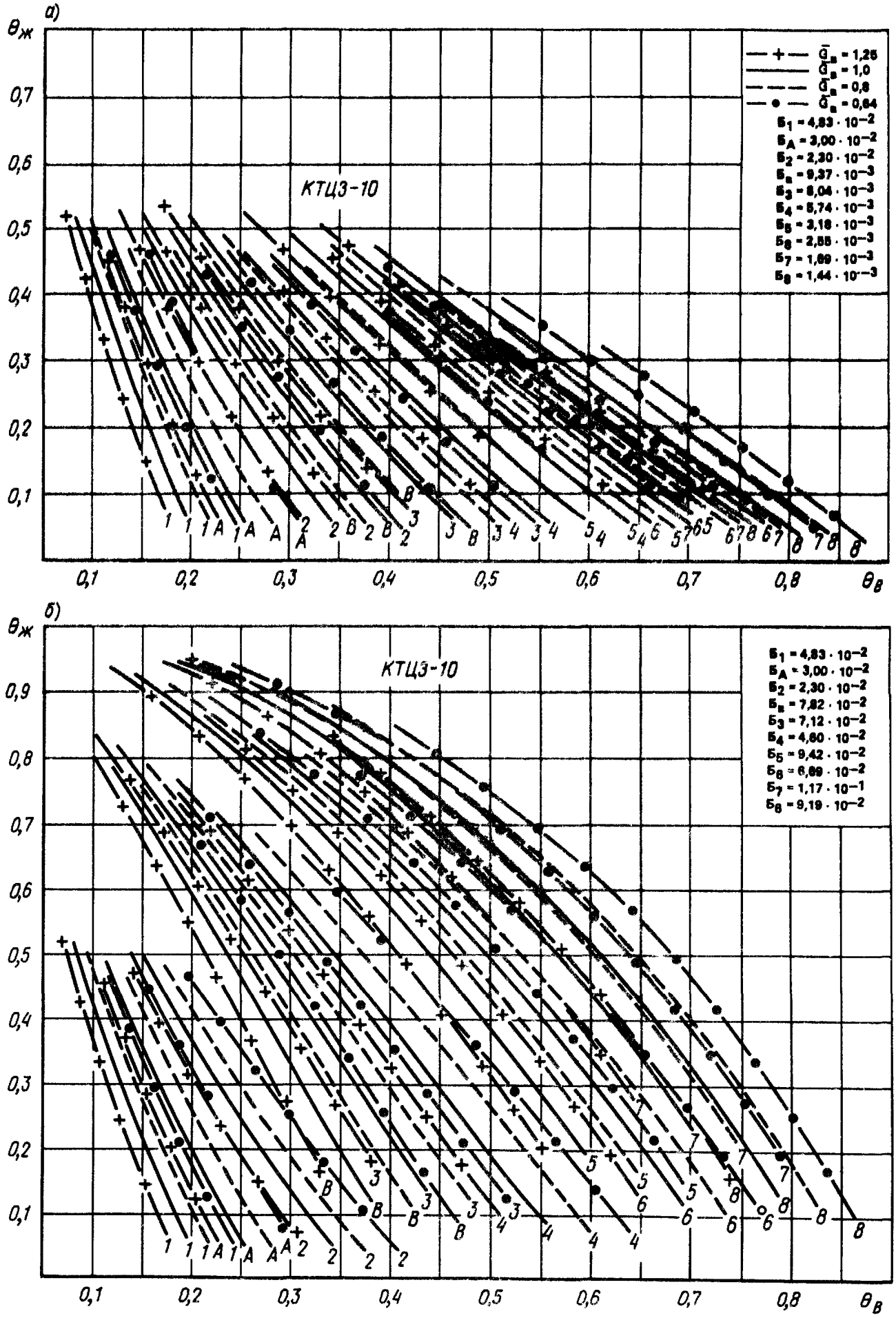
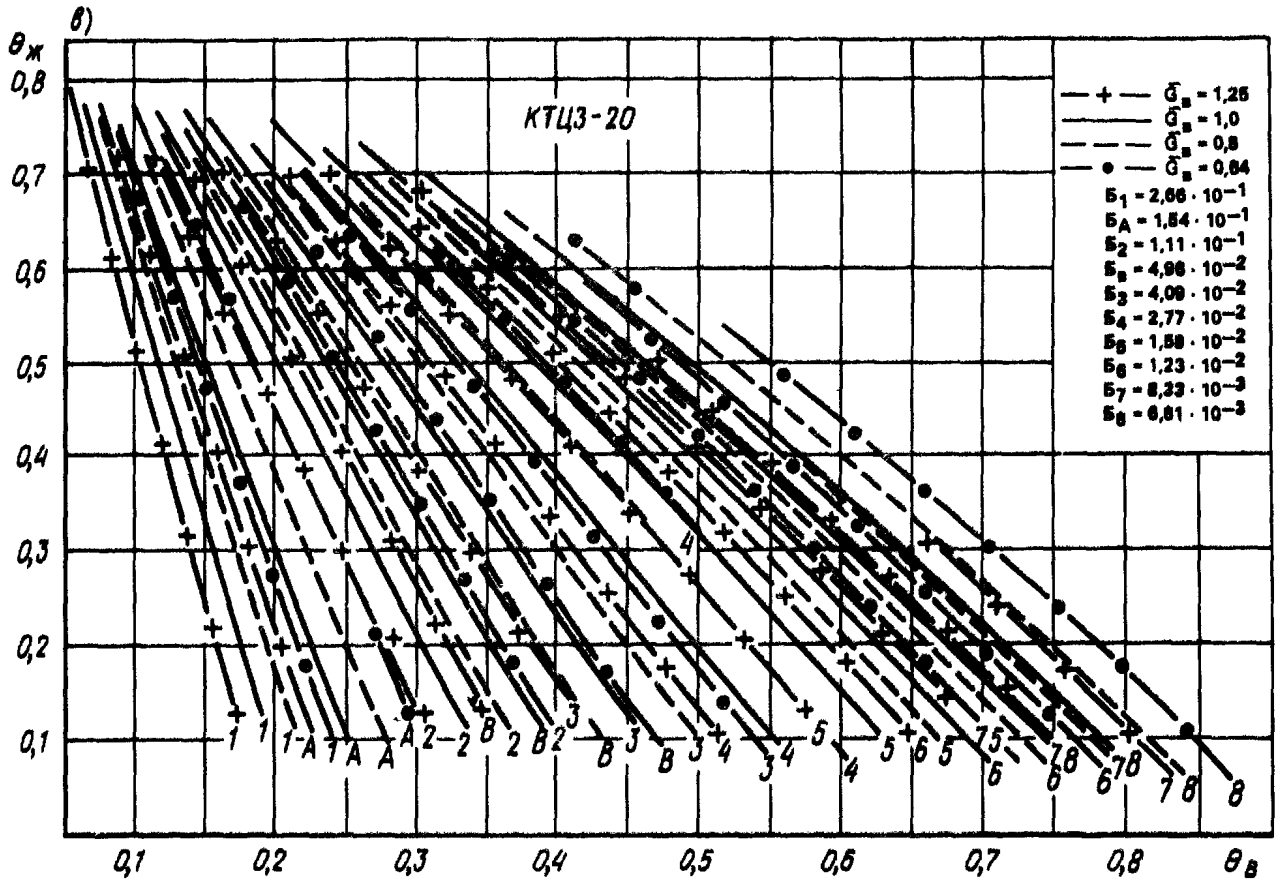
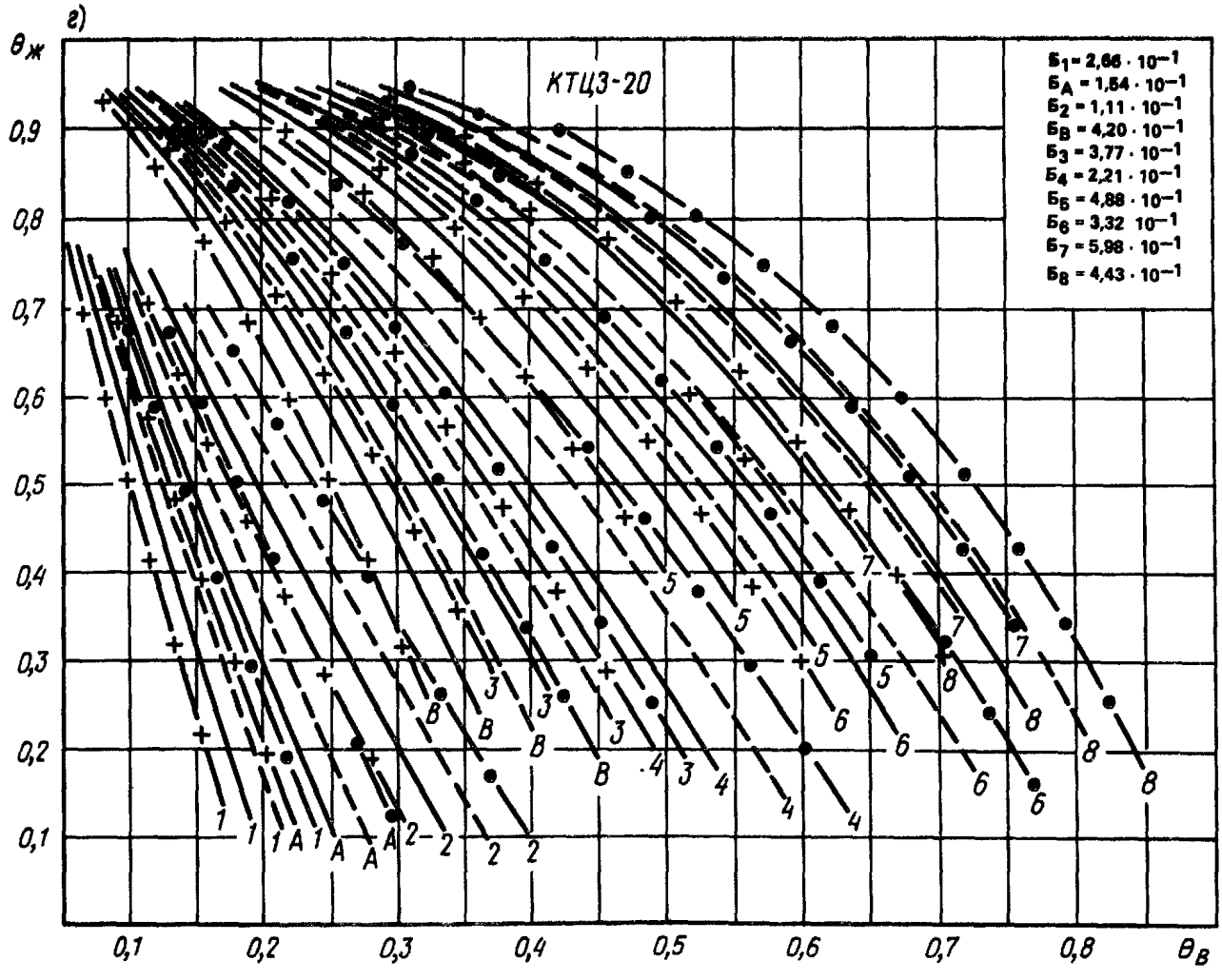


Рис. 15.40. Теплотехнические и гидравлические характеристики теплообменников кондиционеров КТЦ3-10 и КТЦ3-20 с параллельной схемой обвязки (*а*, *в*) и последовательно-противоточной (*б*, *г*)


в)
КТЦ3-20
$\theta_ж$
$\theta_в$
$\bar{G}_в$ = 1,25
$\bar{G}_в$ = 1,0
$\bar{G}_в$ = 0,8
$\bar{G}_в$ = 0,64
$Б_1 = 2,66 \cdot 10^{-1}$
$Б_A = 1,54 \cdot 10^{-1}$
$Б_2 = 1,11 \cdot 10^{-1}$
$Б_B = 4,96 \cdot 10^{-2}$
$Б_3 = 4,09 \cdot 10^{-2}$
$Б_4 = 2,77 \cdot 10^{-2}$
$Б_5 = 1,58 \cdot 10^{-2}$
$Б_6 = 1,23 \cdot 10^{-2}$
$Б_7 = 8,33 \cdot 10^{-3}$
$Б_8 = 6,81 \cdot 10^{-3}$


г)
КТЦ3-20
$\theta_ж$
$\theta_в$
$Б_1 = 2,66 \cdot 10^{-1}$
$Б_A = 1,54 \cdot 10^{-1}$
$Б_2 = 1,11 \cdot 10^{-1}$
$Б_B = 4,20 \cdot 10^{-1}$
$Б_3 = 3,77 \cdot 10^{-1}$
$Б_4 = 2,21 \cdot 10^{-1}$
$Б_5 = 4,88 \cdot 10^{-1}$
$Б_6 = 3,32\ 10^{-1}$
$Б_7 = 5,98 \cdot 10^{-1}$
$Б_8 = 4,43 \cdot 10^{-1}$

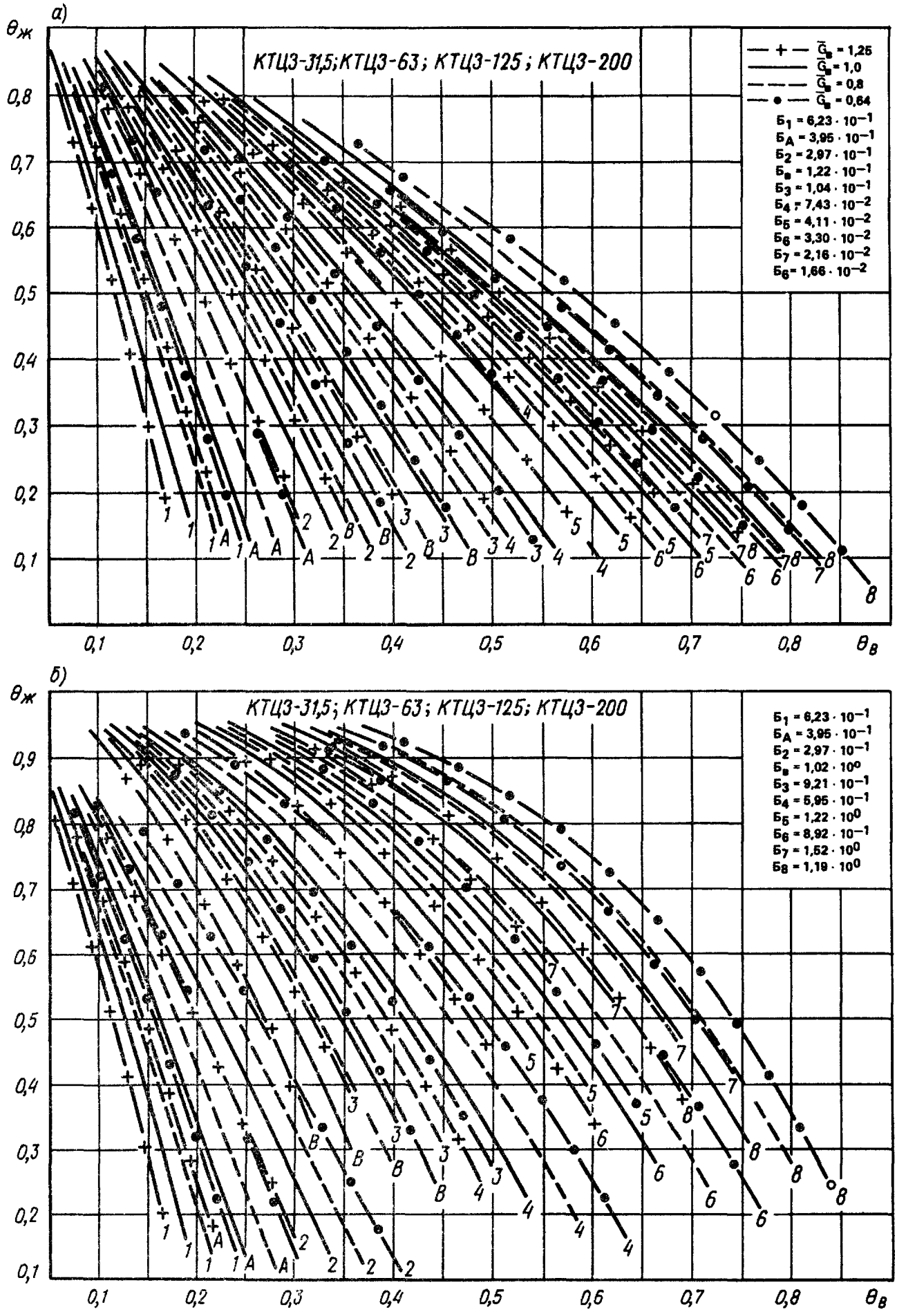
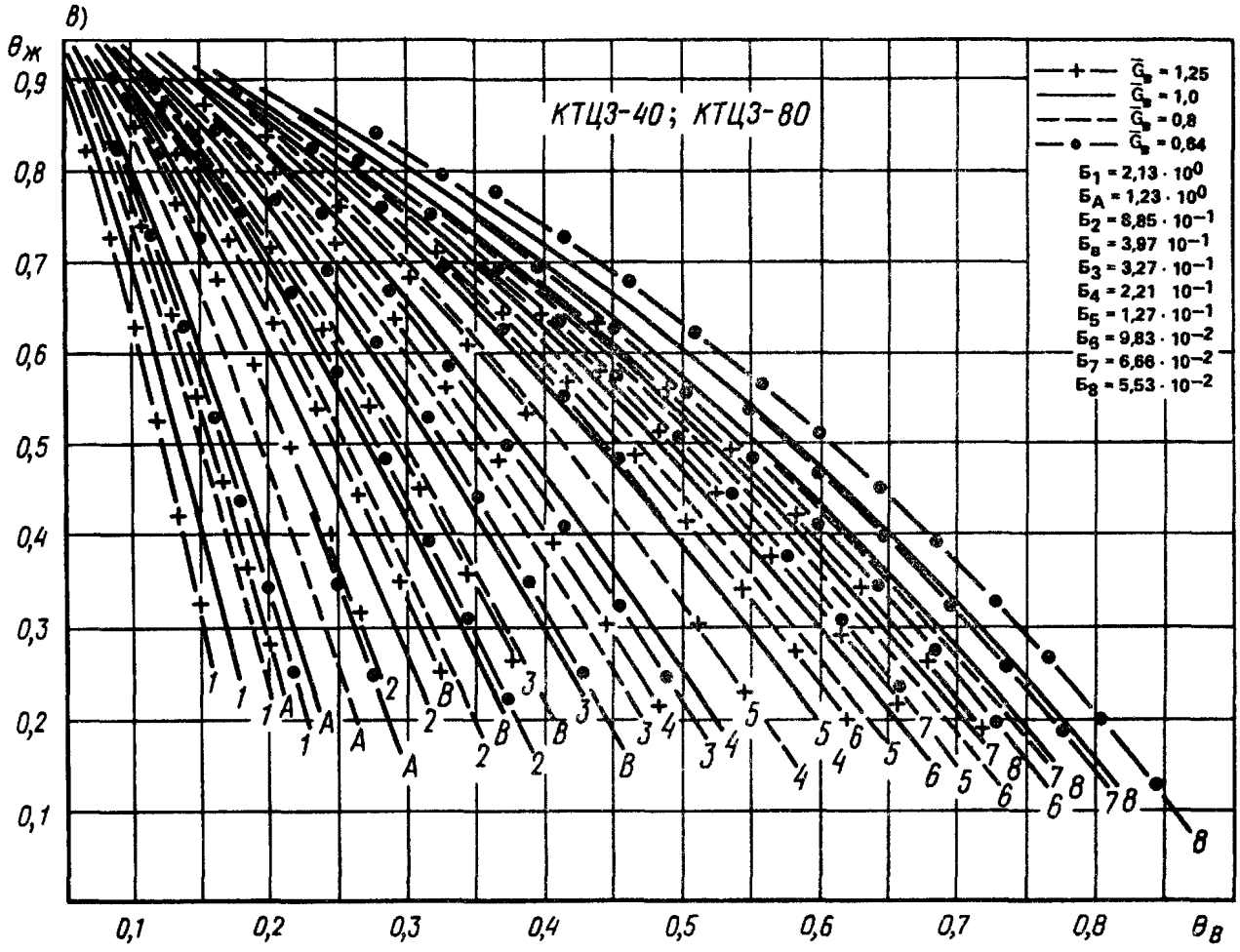
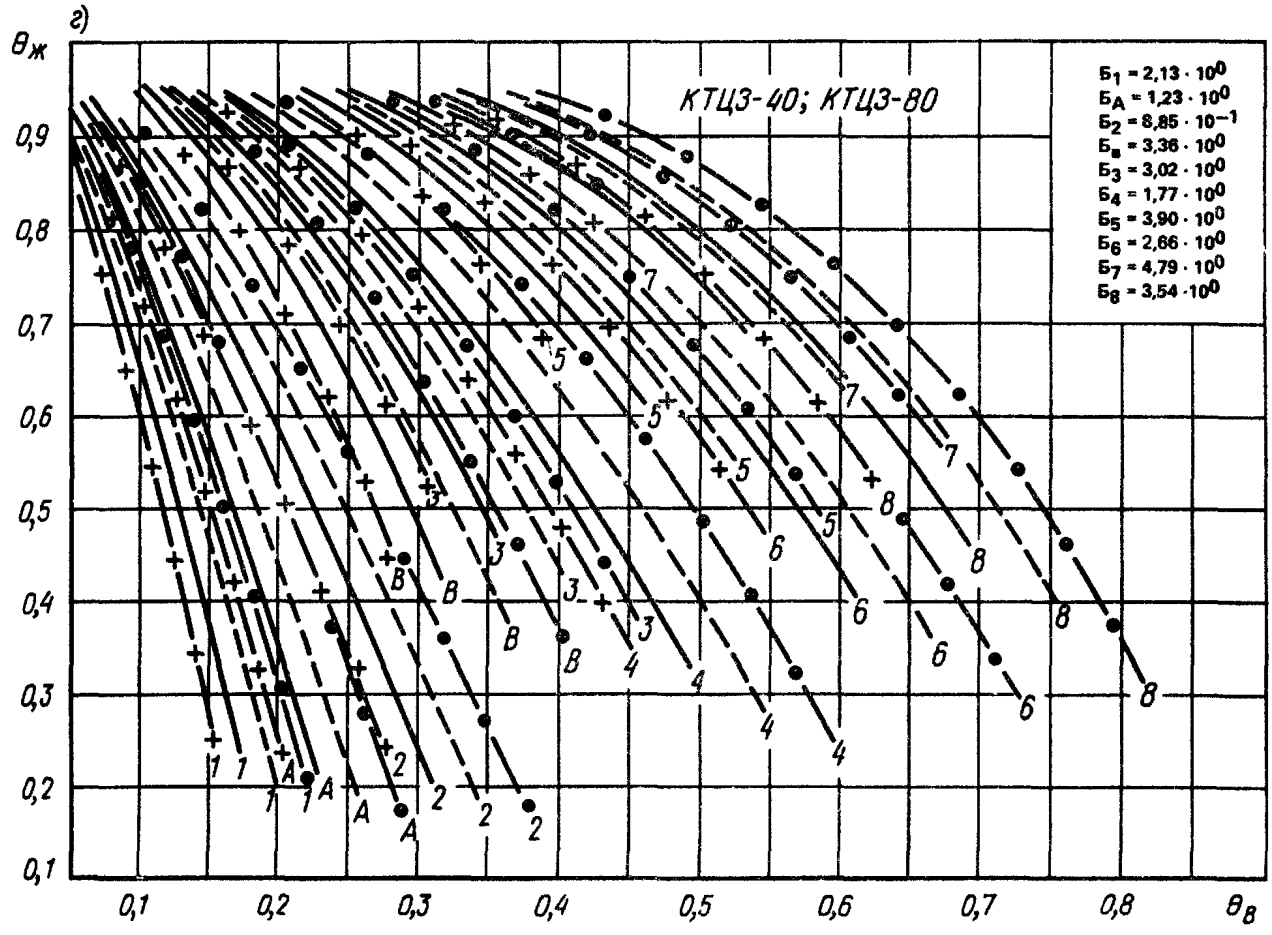


Рис. 15.41. Теплотехнические и гидравлические характеристики теплообменников кондиционеров КТЦ3-31,5; КТЦ3-40; КТЦ3-63; КТЦ3-80; КТЦ3-125; КТЦ3-200 с параллельной схемой обвязки (*а*, *в*) и последовательно-противоточной (*б*, *г*)


в)
θж
КТЦЗ-40; КТЦЗ-80
$\bar{G}_в$ = 1,25
$\bar{G}_в$ = 1,0
$\bar{G}_в$ = 0,8
$\bar{G}_в$ = 0,64
Б1 = 2,13 · 10^0
БА = 1,23 · 10^0
Б2 = 8,85 · 10^-1
Бв = 3,97 10^-1
Б3 = 3,27 · 10^-1
Б4 = 2,21 10^-1
Б5 = 1,27 · 10^-1
Б6 = 9,83 · 10^-2
Б7 = 6,66 · 10^-2
Б8 = 5,53 · 10^-2
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
θв


г)
θж
КТЦЗ-40; КТЦЗ-80
Б1 = 2,13 · 10^0
БА = 1,23 · 10^0
Б2 = 8,85 · 10^-1
Бв = 3,36 · 10^0
Б3 = 3,02 · 10^0
Б4 = 1,77 · 10^0
Б5 = 3,90 · 10^0
Б6 = 2,66 · 10^0
Б7 = 4,79 · 10^0
Б8 = 3,54 ·10^0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
θв

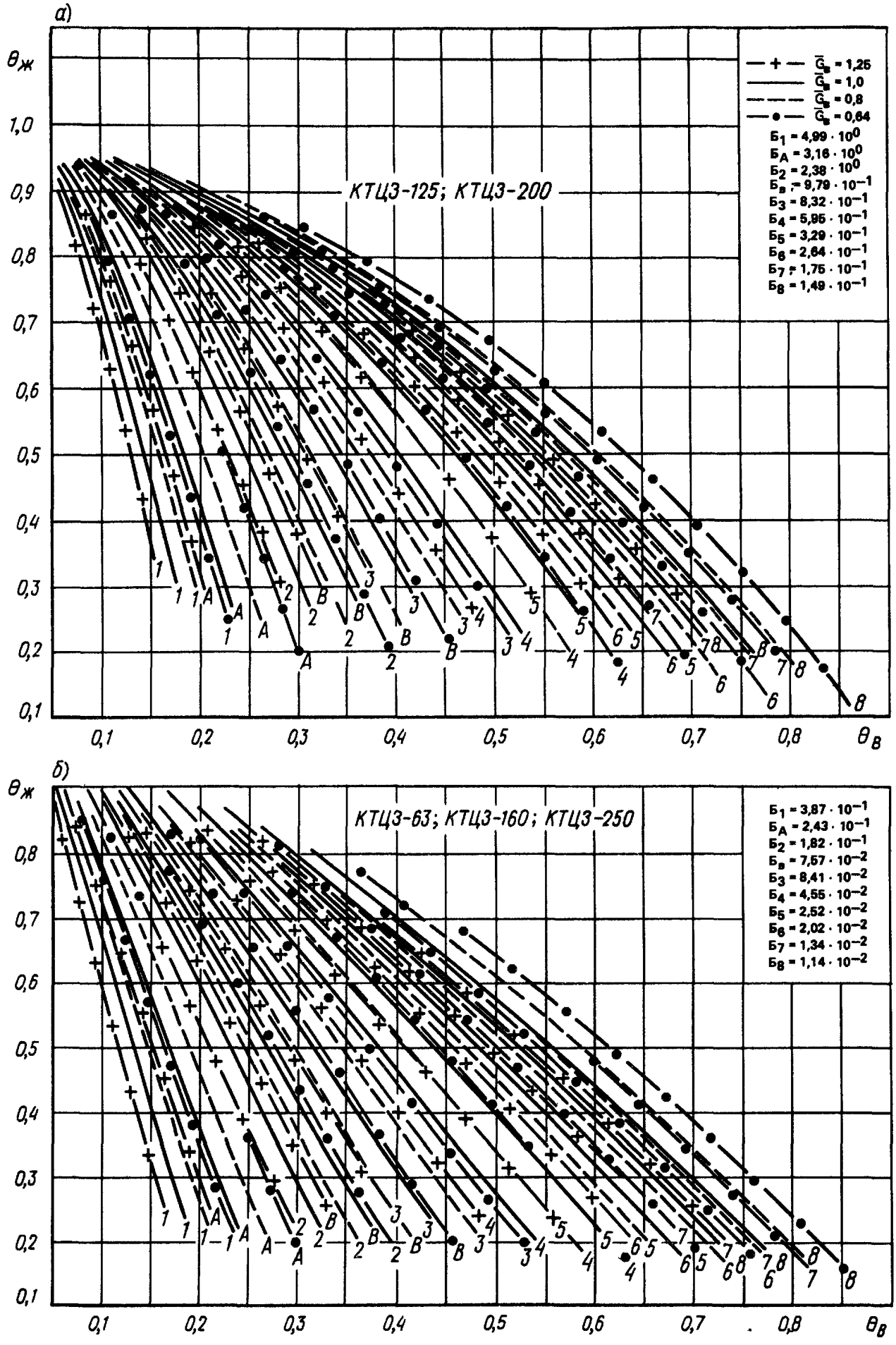
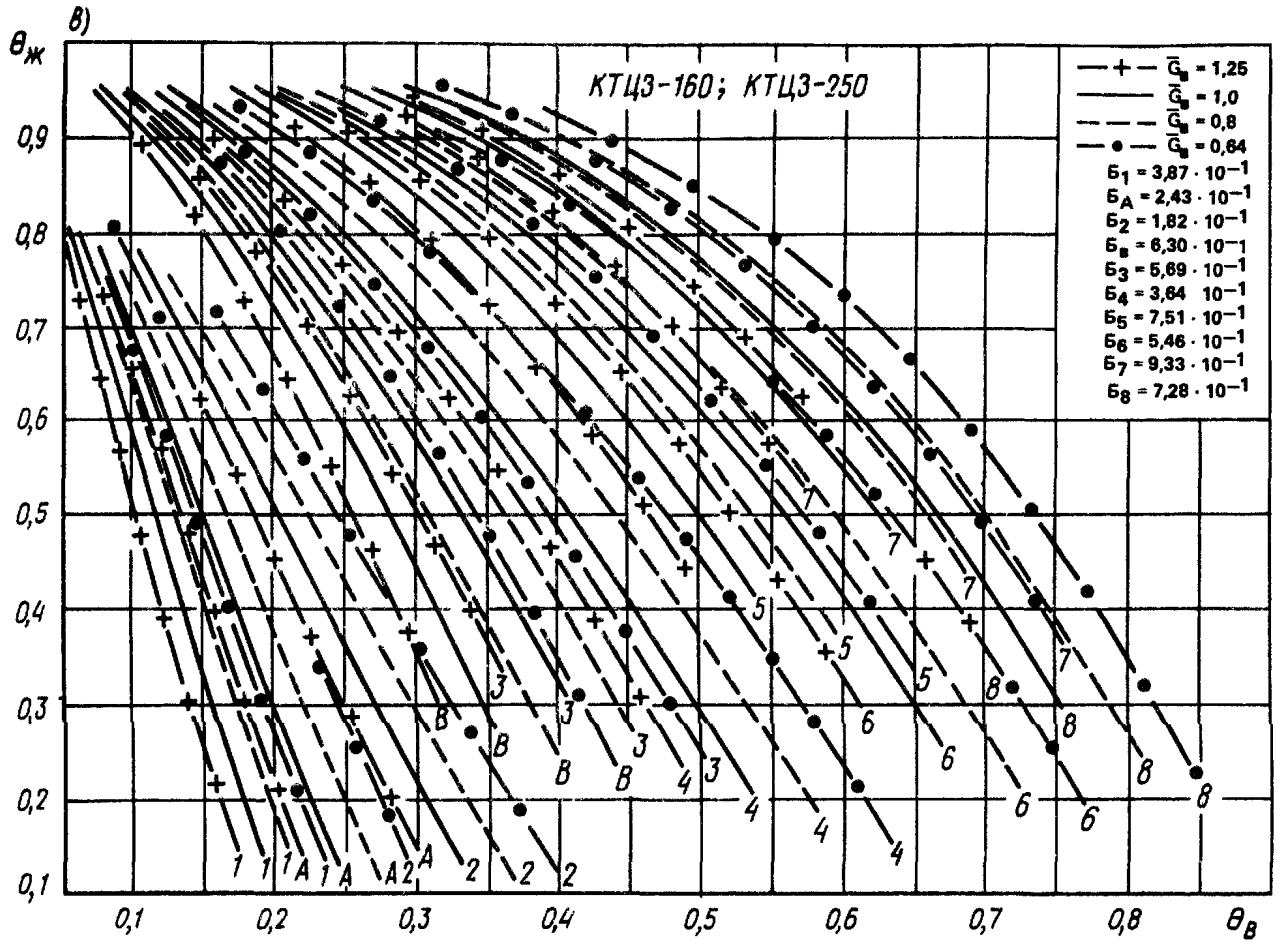


Рис. 15.42. Теплотехнические и гидравлические характеристики теплообменников кондиционеров КТЦЗ-63; КТЦЗ-125; КТЦЗ-160; КТЦЗ-200; КТЦЗ-250 (*а*, *б*, *в*, *г* – см. в табл. 15.18)


в)
θж
КТЦ3-160; КТЦ3-250
— + — $\bar{G}_в$ = 1,25
——— $\bar{G}_в$ = 1,0
— — — $\bar{G}_в$ = 0,8
— • — $\bar{G}_в$ = 0,64
Б1 = 3,87 · 10−1
БA = 2,43 · 10−1
Б2 = 1,82 · 10−1
Бв = 6,30 · 10−1
Б3 = 5,69 · 10−1
Б4 = 3,64 10−1
Б5 = 7,51 · 10−1
Б6 = 5,46 · 10−1
Б7 = 9,33 · 10−1
Б8 = 7,28 · 10−1
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
θв

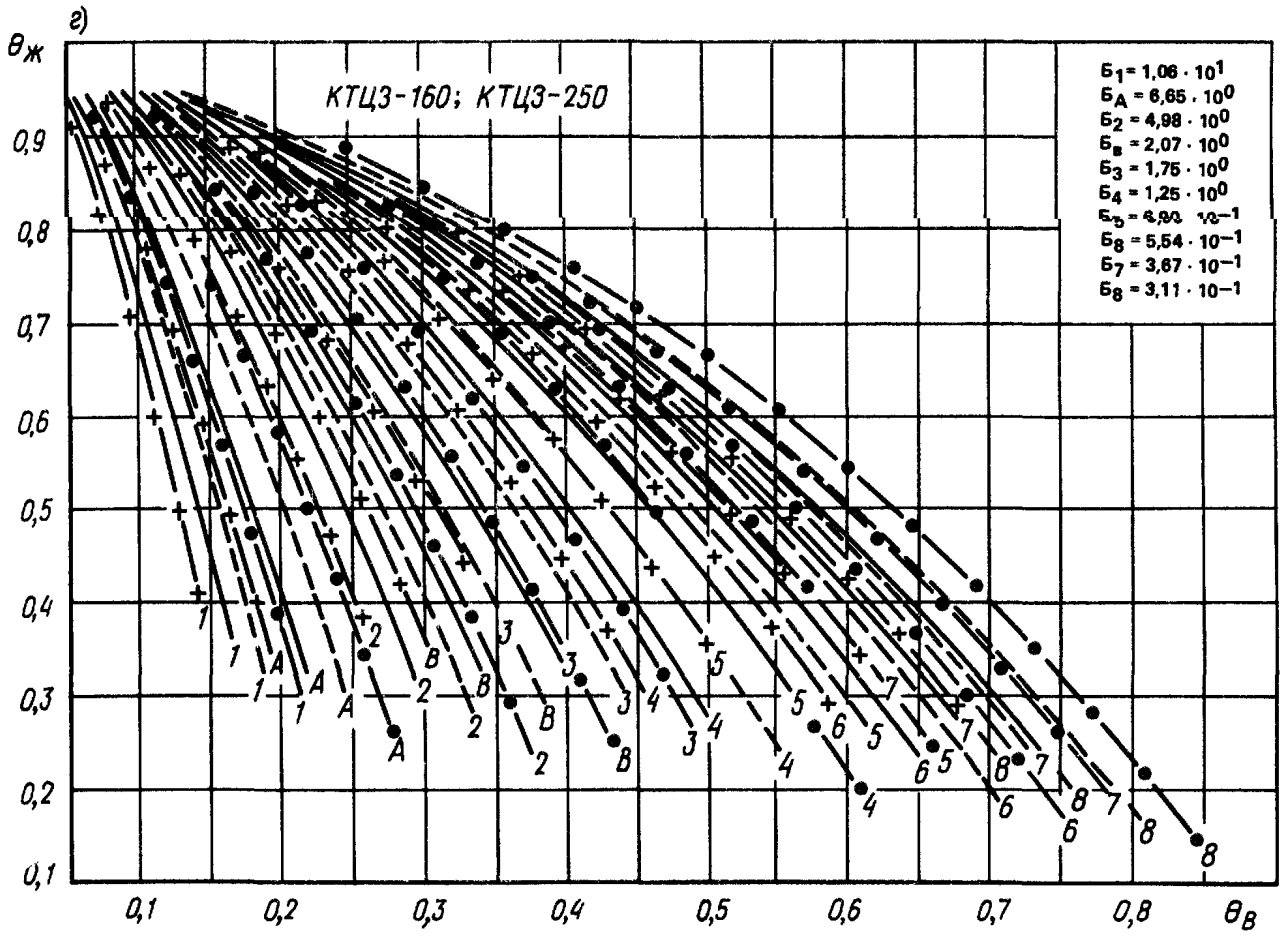

г)
θж
КТЦ3-160; КТЦ3-250
Б1 = 1,06 · 10^1
БA = 6,65 · 10^0
Б2 = 4,98 · 10^0
Бв = 2,07 · 10^0
Б3 = 1,75 · 10^0
Б4 = 1,25 · 10^0
Б5 = 4,90 · 10−1
Б8 = 5,54 · 10−1
Б7 = 3,67 · 10−1
Б8 = 3,11 · 10−1
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
θв

ТАБЛИЦА 15.19. ОБОЗНАЧЕНИЕ КРИВЫХ $\theta_ж(\theta_в)$ НА НОМОГРАММАХ РИС. 15.40–15.42

Число рядов трубок по ходу воздуха теплообменников	Обозначение кривых $\theta_ж(\theta_в)$									
	1	А	2	В	3	4	5	6	7	8
Общее	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7	8
Последовательно в каждом из установленных теплообменников	1	1,5	2	1+1,5	1+2	2+2	1+2+2	2+2+2	2+2+2+2	2+2+2+2

скоростей холодоносителя в трубках ВО от 0,1 до 2 м/с (верхние концы кривых соответствуют меньшим значениям скоростей, нижние – бо́льшим) при относительных расходах $G_в = G_в/G_ж$, равных 0,64; 0,8; 1,0; 1,25. Выбор номограммы производится по табл. 15.19 в зависимости от заданного типоразмера кондиционера, схемы обвязки ВО по теплоносителю.

При расчете ВО встречаются два вида задач – прямая и обратная:

прямая задача – определяются требуемая площадь теплообменной поверхности, обвязка ВО, начальная температура и расход холодоносителя при заданных расходе, начальных и конечных параметрах обрабатываемого воздуха:

обратная задача (поверочный расчет ВО) – определяются конечные параметры воды и обрабатываемого воздуха при заданных расходах воды и воздуха, начальных параметрах воды и воздуха, площади теплообменной поверхности и обвязки ВО.

Теплотехнический расчет воздухоохладителей выполняется в такой последовательности.

I. Прямая задача. Исходные данные: расход воздуха $G_в$, начальные $t_{в.н}$, $J_{в.н}$ и конечные $t_{в к}$, $J_{в к}$ температуры и энтальпии обрабатываемого воздуха. Требуется определить типоразмер ВО, требуемую площадь теплообменной поверхности F.

1. На $J-d$-диаграмме строят условный процесс сухого охлаждения по рис. 15.39 и находят расчетные значения $t^р_{в н}$ $t^р_{в к}$ и $t_п$, $d_п$. Если луч процесса не пересекает кривую $\varphi = 100\%$, то осуществление заданного режима невозможно.

2. Начальную температуру воды $t_{ж н}$ выбирают из условия: $t_п - t_{ж.н} = 3 - 6\,°C$ для режимов с влаговыпадением; $t_п - t_{ж.н} < 3 - 6\,°C$ для режимов без влаговыпадения

3. Относительный перепад температур по воздуху $\theta^р_в$ вычисляют по формулам (15.76), (15.78), (15.80) или (15.81).

4. Относительный расход воздуха $\bar{G}_в$ определяют по формуле

$$\bar{G}_в = G_в/G^{ном}_в, \qquad (15.83)$$

где $G^{ном}_в$ номинальный расход воздуха для соответствующего типоразмера кондиционера.

5. По табл. 15.18 для заданного типоразмера кондиционера выбирают номограммы по рис. 15.40–15.42, описывающие возможные варианты обвязки ВО по теплоносителю.

6. На выбранной номограмме проводят вертикальную линию расчетного значения $\theta^р_в$, соответствующего условному процессу охлаждения, до пересечения с кривыми $\theta_ж(\theta_в)$ различной рядности при заданном $\bar{G}_в$. Каждая из точек пересечения обеспечивает заданную холодопроизводительность в ВО с различным числом рядов трубок. Выбор оптимального варианта определяется на основании технико-экономического сравнения.

7. Расход воды $G_ж$ для каждого варианта определяют по формуле

$$G_ж = G_в \frac{c_в \theta_в}{c_ж \theta_ж}, \qquad (15.84)$$

где $\theta_ж$ – ордината точки пересечения вертикальной линии $\theta^р_в = \text{const}$ с выбранной зависимостью $\theta_ж(\theta_в)$.

8. Конечную температуру воды $t_{ж к}$ вычисляют по формуле

$$t_{ж.к} = t_{ж.н} + \theta_ж (t^р_{в н} - t_{ж.н}). \qquad (15.85)$$

II. Обратная задача. Исходные данные: расход воздуха $G_в$ и холодоносителя $G_ж$, начальные температура $t_{в н}$, энтальпия $J_{в н}$ обрабатываемого воздуха, начальная температура холодоносителя $t_{ж н}$, число рядов трубок n, схема обвязки ВО. Требуется определить конечные температуру $t_{в к}$ и энтальпию $J_{в к}$ об-

рабатываемого воздуха, конечную температуру холодоносителя $t_{ж.к}$.

1. Определяют относительный расход воздуха $\bar{G}_в$ по формуле (15.83).

2. По табл. 15.18 выбирают номограмму для заданного типоразмера и обвязки ВО, на которой построена зависимость $\theta_ж(\theta_в)$, соответствующая заданным рядности n и $\bar{G}_в$.

3. Тангенс угла наклона луча на номограмме определяют по формуле

$$\theta_ж/\theta_в = c_в G_в / c_ж G_ж. \qquad (15.86)$$

4. На выбранной номограмме строят луч с наклоном по п. 3.

5. Фактические значения $\theta_в$ и $\theta_ж$ находят как координаты точки пересечения луча с заданной кривой $\theta_ж(\theta_в)$ на выбранной номограмме.

6. Температуру в точке $t_п$ определяют по заданному значению $t_{ж.н}$ из условия $t_п - t_{ж.н} = 3 - 6\,°C$. Если $t_п$ меньше температуры точки росы начального воздуха, то режим обработки воздуха проходит с влаговыпадением, если больше – без влаговыпадения (сухое охлаждение).

7. На $J - d$-диаграмме строят условный процесс сухого и реального охлаждения воздуха по заданным $t_{в.н}$, $J_{в.н}$ и полученному значению $t_п$.

8. Находят расчетную начальную температуру воздуха $t^р_{в.н}$ для условного процесса сухого охлаждения воздуха на $J - d$-диаграмме.

9. Расчетную конечную температуру воздуха $t^р_{в.к}$ для условного процесса сухого охлаждения воздуха определяют по формуле

$$t^р_{в.к} = t^р_{в.н} - \theta_в(t^р_{в.н} - t_{ж.н}). \qquad (15.87)$$

10. Расчетную конечную энтальпию воздуха $J^р_{в.к}$ находят на $J - d$-диаграмме в точке пересечения изотермы $t^р_{в.к}$ с лучом условного процесса.

11. Конечную температуру воздуха $t_{в.к}$ находят в точке пересечения на $J - d$-диаграмме изоэнтальпы $J_{в.к} = J^р_{в.к}$ с лучом реального процесса охлаждения.

12. Конечную температуру холодоносителя вычисляют по формуле (15.85).

Аэродинамические характеристики (потери давления по воздуху) теплообменников установки $\Delta P_в$ приведены в виде зависимостей

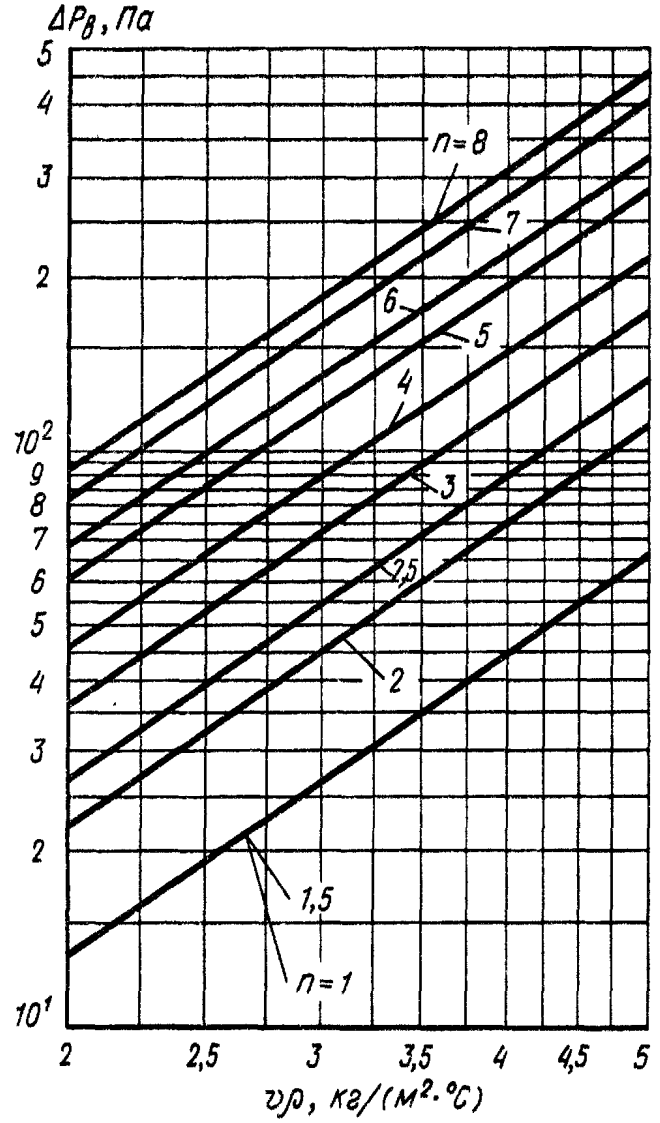


Рис. 15.43. Потери давления по воздуху в теплообменниках кондиционеров КТЦ-3 с различным числом рядов

$\Delta P_в(\upsilon\rho)$, соответствующих различной рядности установки, на рис. 15.43.

Массовую скорость воздуха во фронтальном сечении $\upsilon\rho$ вычисляют по формуле

$$(\upsilon\rho)_{фп} = \frac{G_п}{F_{фр} \cdot 3600}, \qquad (15.88)$$

где $F_{фр}$ – площадь фронтального сечения ВО, м², принимаемая по прил. III.

В блоках тепломассообмена БТМ-2 дополнительно учитываются потери давления по воздуху в оросительной системе и каплеуловителях, Па, вычисляемые по формуле

$$\Delta P^к_в = 7{,}72\,(\upsilon\rho)^2_{фр}. \qquad (15.89)$$

При работе ВО в режимах с влаговыпадением величина $\Delta P^к_в$ увеличивается в 1,6 раза.

Гидравлические характеристики (потери давления по теплоносителю в установке) $\Delta P_{ж}$, КПа, определяются по формуле

$$\Delta P_{ж} = Б_{п}\left(\frac{\theta_{в}^{р}}{\theta_{ж}^{р}}\right)^{2} \bar{G}_{в}^{2} \cdot 98{,}1, \qquad (15.90)$$

где $Б_{п}$ – коэффициент гидравлического сопротивления ВО, приведенный в правой верхней части номограмм (см. рис. 15.40–15.42). Значения коэффициентов $Б_1$, $Б_А$, $Б_2$, $Б_в$, $Б_3$, $Б_4$, $Б_5$, $Б_6$, $Б_7$, $Б_8$ соответствуют установке с числом рядов трубок по ходу воздуха 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 7; 8.

Пример 15.5. Прямая задача. Исходные данные: кондиционер КТЦЗ-80; $L_{ном} = 80000$ м^3/ч; $L = 70000$ м^3/ч; $G_{в}^{ном} = 96000$ м^3/ч; $G_{в} = 84000$ м^3/ч; $t_{в.н} = 26{,}5$ °С; $J_{в.н} = 52$ кДж/кг; $t_{в.к} = 14$ °С; $J_{в.к} = 36{,}8$ кДж/кг; $P_{\sigma} = 99{,}3$ Па.

Требуется определить типоразмер ВО, схему обвязки по холодоносителю, $t_{ж.н}$, $t_{ж.к}$, $G_{ж}$, $\Delta P_{в}$, $\Delta P_{ж}$.

Решение: 1. На $J-d$-диаграмме строим условный процесс сухого охлаждения. Находим $t_{в.н}^{р} = 29{,}3$ °С; $t_{в.к}^{р} = 14$ °С; $t_{п} = 12$ °С; $d_{п} = 8{,}9$ г/кг.

2. Принимаем $t_{ж.н} = 8$ °С в соответствии с п. 2 теплотехнического расчета.

3. Вычисляем $\theta_{в}$ по формулам (15.76), (15.78), (15.80)

$$\theta_{в} = \frac{26{,}5 - 14}{26{,}5 - 8} = 0{,}67.$$

4. Определяем $\bar{G}_{в}$ по формуле (15.83)

$$\bar{G}_{в} = \frac{84000}{96000} = 0{,}875.$$

5. По табл. 15.18 выбираем номограммы на рис. 15.41, *в*, *г*, описывающие возможные варианты обвязки ВО по холодоносителю. Выбираем номограмму на рис. 15.41, *в* – параллельная схема обвязки ВО.

На выбранной номограмме проводим вертикальную линию $\theta_{в} = 0{,}67$ до пересечения с кривой $\theta_{ж}(\theta_{в})$ при $\bar{G}_{в} = 0{,}875$ для ВО с числом рядов трубок $n = 8$. Зависимость $\theta_{ж}(\theta_{в})$ при $G_{в} = 0{,}875$ находим путем линейной интерполяции между кривыми при $\bar{G}_{в} = 1{,}0$ и $\bar{G}_{в} = 0{,}8$.

6. Определяем $\theta_{ж} = 0{,}3$, как ординату точки пересечения линии $\theta_{в} = 0{,}67$ с выбранной кривой $\theta_{ж}(\theta_{в})$.

7. Находим $G_{в}$ по формуле (15.84)

$$G_{в} = 84000\frac{1{,}006 \cdot 0{,}67}{4{,}187 \cdot 0{,}3} = 45075 \text{ кг/ч},$$

где $c_{в} = 1{,}006$ кДж/(кг °С); $c_{ж} = 4{,}187$ кДж/(кг · °С).

8. Вычисляем $t_{ж.к}$ по формуле (15.85)

$$t_{ж.к} = 8 + 0{,}3(29{,}3 - 8) = 14{,}4\ °\text{С}.$$

9. Определяем $(v\rho)_{фр}$ по формуле (15.88)

$$(v\rho)_{фр} = \frac{84000}{8{,}28 \cdot 3600} = 2{,}83 \text{ кг/(м}^2 \text{ °С)},$$

где $F_{фр} = 8{,}28$ м^2 принимаем по прил. III.

10. Находим $\Delta P_{в}$ по рис. 15.40 для ВО с числом рядов трубок $n = 8$, $(v\rho)_{фр} = 2{,}83$ кг/(м^2. °С).

$$\Delta P_{в} = 170 \text{ Па}.$$

11. Вычисляем $\Delta P_{в}^{к}$ по формуле (15.89)

$$\Delta P_{в}^{к} = 7{,}72(2{,}83)^2 = 62 \text{ Па}.$$

Общие потери давления в ВО по воздуху составляют

$$170 + 62 = 232 \text{ Па}.$$

12. Находим $\Delta P_{ж}$ по формуле (15.90)

$$\Delta P_{ж} = 0{,}0553\left(\frac{0{,}67}{0{,}3}\right)^2 0{,}875^2 \cdot 98{,}1 = 20{,}7 \text{ кПа},$$

где $Б_8 = 5{,}53 \cdot 10^{-2}$ принимаем по рис. 15.41, *в* для ВО с числом трубок $n = 8$.

15.8. ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА СОРБЕНТАМИ

Сорбенты применяют в СКВ для поддержания в помещениях низкой влажности, необходимой по технологическим требованиям, а также в обычных СКВ для предварительной осушки воздуха с целью дальнейшего приготовления его с помощью хладоносителя, имеющего более высокую температуру, чем та, которая потребовалась бы без применения сорбентов.

Для осушки воздуха в сорбционных установках применяют три вида поглотителей:

1) жидкие поглотители (абсорбенты) – вещества, изменяющиеся физически или химически в процессе осушки воздуха (растворы хлористого кальция, хлористого лития, бромистого лития и диэтиленгликоль);

2) твердые поглотители (адсорбенты) – вещества, не изменяющиеся физически в процессе осушки воздуха (силикагель и алюмогель);

3) твердо-жидкие поглотители – вещества, которые в процессе осушки воздуха и поглощения воды из него переходят из твердого состояния в жидкое (хлористый кальций).

15.8.1. Осушение воздуха жидкими поглотителями (абсорбентами)

Абсорбенты поглощают влагу, но могут и отдавать ее в зависимости от разности давления пара в воздухе и над поверхностью раствора. Условия равновесия давления пара зависят от температуры и концентрации раствора.

Концентрацию раствора выражают отношением массы растворенного вещества $G_т$ к массе раствора $G_в + G_т$, %:

$$\varepsilon = \frac{G_т}{G_в + G_т} 100, \qquad (15.91)$$

где $G_в$ – масса воды.

Физические свойства растворов характеризуются фазовой диаграммой (рис. 15.44). Криоскопическая кривая *АБВ* определяет условия насыщения раствора и делит диаграмму на верхнюю часть, соответствующую жидкой фазе *Ж*, и нижнюю часть, левая половина которой характеризует условия выпадения льда *Л*, а правая – условия выпадения кристаллов *К* из насыщенного раствора. Точка *Б*, при которой отсутствует жидкая фаза, называется **эвтектической.**

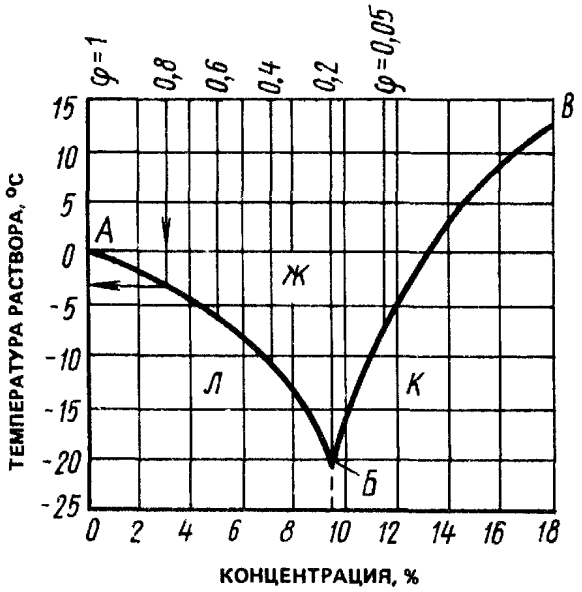


Рис. 15.44. Фазовая диаграмма для раствора поваренной соли

На фазовую диаграмму наносят также значения аналога относительной влажности воздуха над поверхностью раствора

$$\varphi = p_р/p_в, \qquad (15.92)$$

где $p_р$ – упругость водяного пара над поверхностью раствора при заданной его температуре; $p_в$ – упругость водяного пара над поверхностью воды при той же температуре.

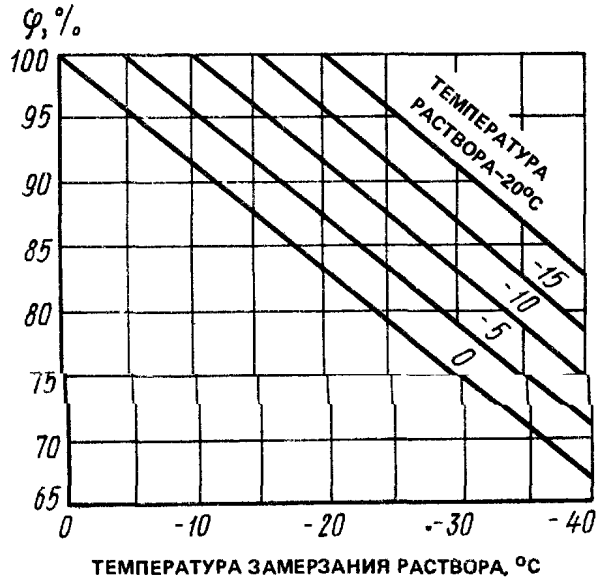


Рис. 15.45. Относительная влажность воздуха φ в пограничном слое над водными растворами солей

При температуре раствора выше температуры, соответствующей криоскопическому состоянию, упругость водяного пара $p_р$ и величина φ (при малых концентрациях) являются функцией температуры замерзания раствора. Эти величины практически одинаковы для раствора различных солей (рис. 15.45).

Если на $J - d$-диаграмму нанести кривые насыщения воздуха над растворами солей с температурами замерзания от 0 до -40 °С, то, начиная от температуры замерзания, эти кривые отклоняются влево от кривой $\varphi = 100\%$. При температуре воздуха выше 0 ° кривые могут рассматриваться как кривые относительной влажности.

Н. Н. Павлов в 1970 г. на обычную $J - d$-диаграмму (рис. 15.46) нанес кривые концентрации водного раствора хлористого лития. Этой совмещенной диаграммой удобно пользоваться при выполнении расчетов процессов осушения влажного воздуха и воздушной десорбции ослабленного раствора.

Диаграмма зависимости парциального давления водяного пара над водным раство-

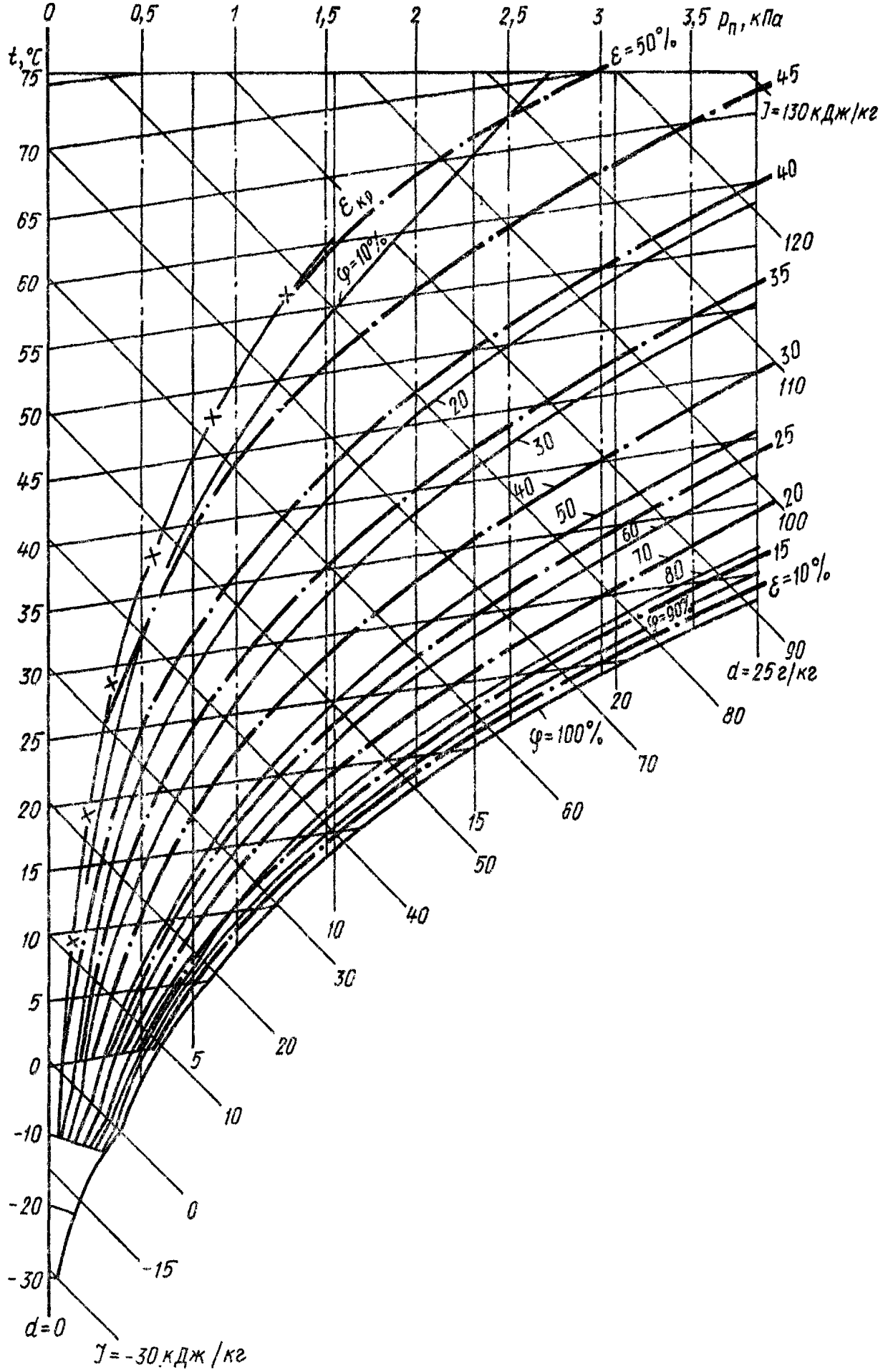


Рис. 15.46. *J-d*-диаграмма влажного воздуха с кривыми концентрации водного раствора хлористого лития

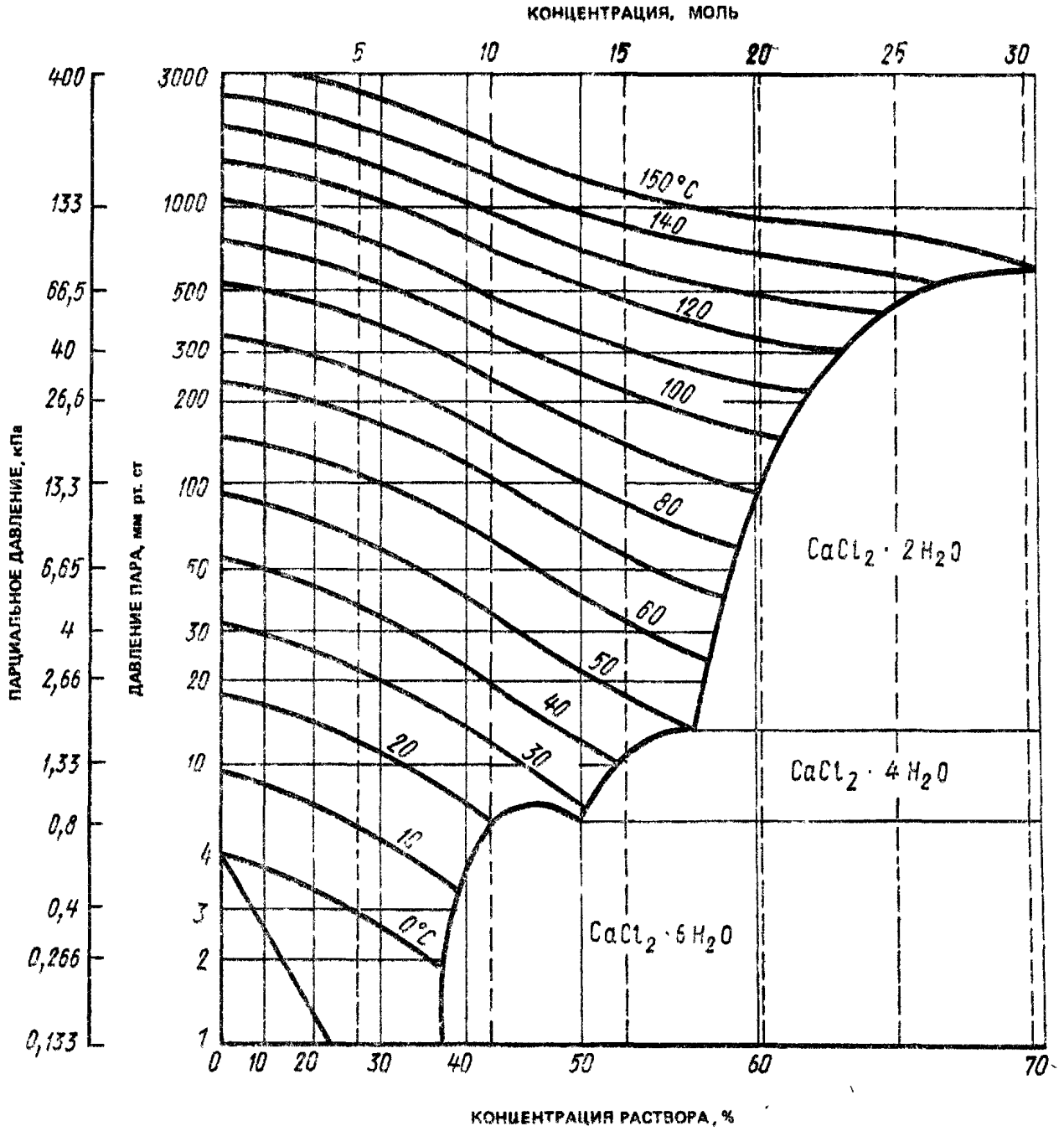


Рис. 15.47. Зависимость парциального давления водяного пара от концентрации и температуры водного раствора хлористого кальция

ром хлористого кальция, которой можно пользоваться и для растворов других солей при малых концентрациях (до 20%) и с одинаковой температурой замерзания, приведена на рис. 15.47. Диаграммы для растворов хлористого лития приведены на рис 15.48 -15.49.

Поглощение воды из воздуха сопровождается выделением теплоты гидратации, растворения, разбавления и конденсации. Эти данные для раствора хлористого кальция приведены на рис. 15.50.

Наиболее широко для осушки воздуха применяются хлористый кальций $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ и хлористый литий LiCl. Свойства их растворов приведены в табл 15.20 и 15.21, на рис. 15.44–15.50.

Схема процесса тепло- и влагообмена в мокром воздухоохладителе, который орошается раствором соли данной температуры, построена на $J - d$-диаграмме (рис. 15.51). При одинаковой температуре воздуха, раствора и воды воздух после орошения раствором (прямая *1–2 3*) становится суше, чем при орошении водой (прямая *1′ 2′ 3′*), так как $d_2 < d'_2$. Относительную влажность воздуха можно понизить с помощью раствора ZiCl до 14 -23%,

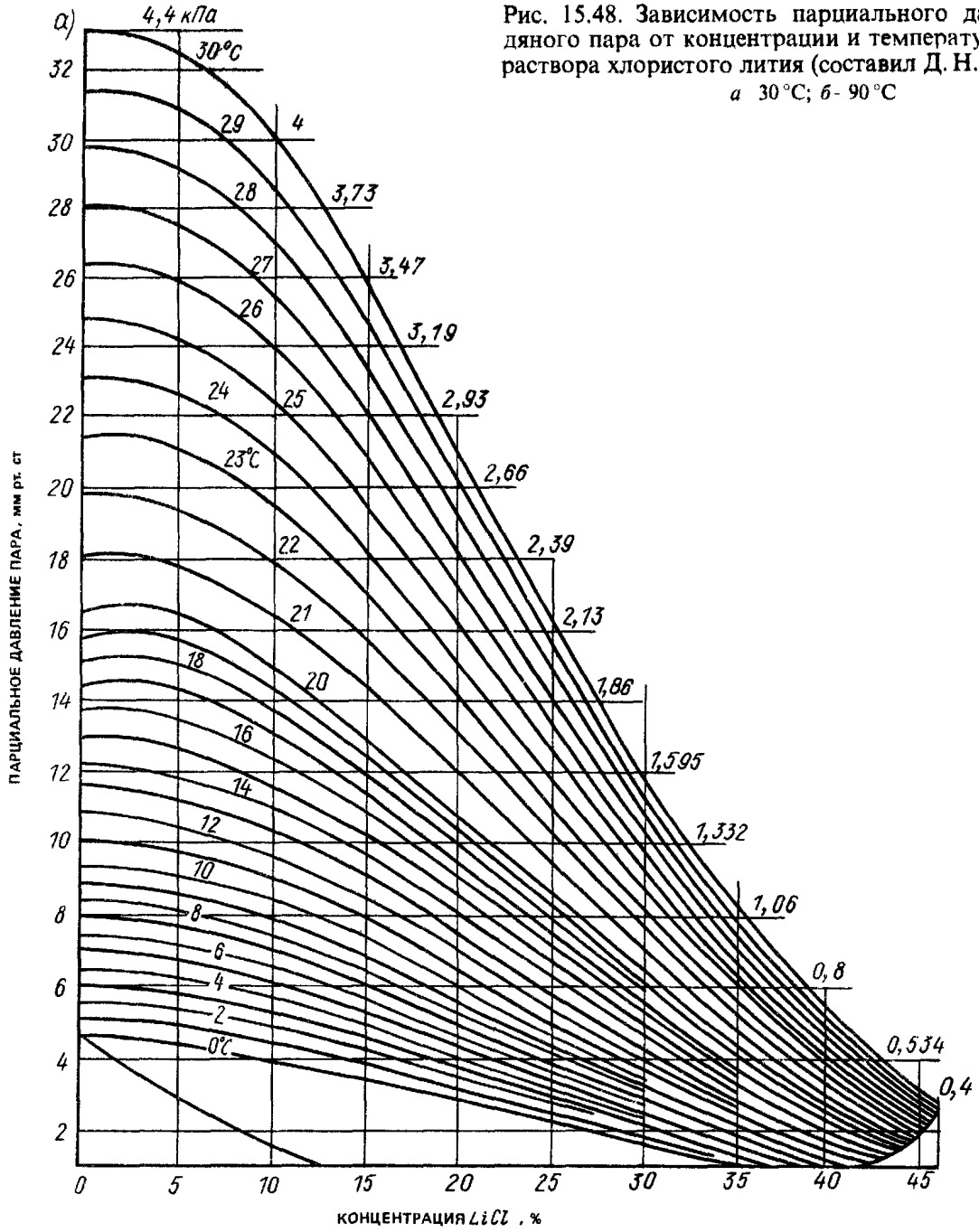


Рис. 15.48. Зависимость парциального давления водяного пара от концентрации и температуры водного раствора хлористого лития (составил Д. Н. Качерович)
а 30 °С; *б* - 90 °С

а с помощью раствора $CaCl_2 \cdot 6H_2O$ – до 45–48%.

Процесс абсорбции осуществляется в камерах орошения кондиционеров, выполненных из коррозиеустойчивых материалов с сепараторами повышенной надежности, а также в абсорбционных аппаратах.

Коэффициент орошения, кг/кг, воздуха раствором

$$B_{\text{раст}} = (J_1 - J_2)/c_{\text{раст}}(t_{\text{раст. 2}} - t_{\text{раст. 1}}), \qquad (15.93)$$

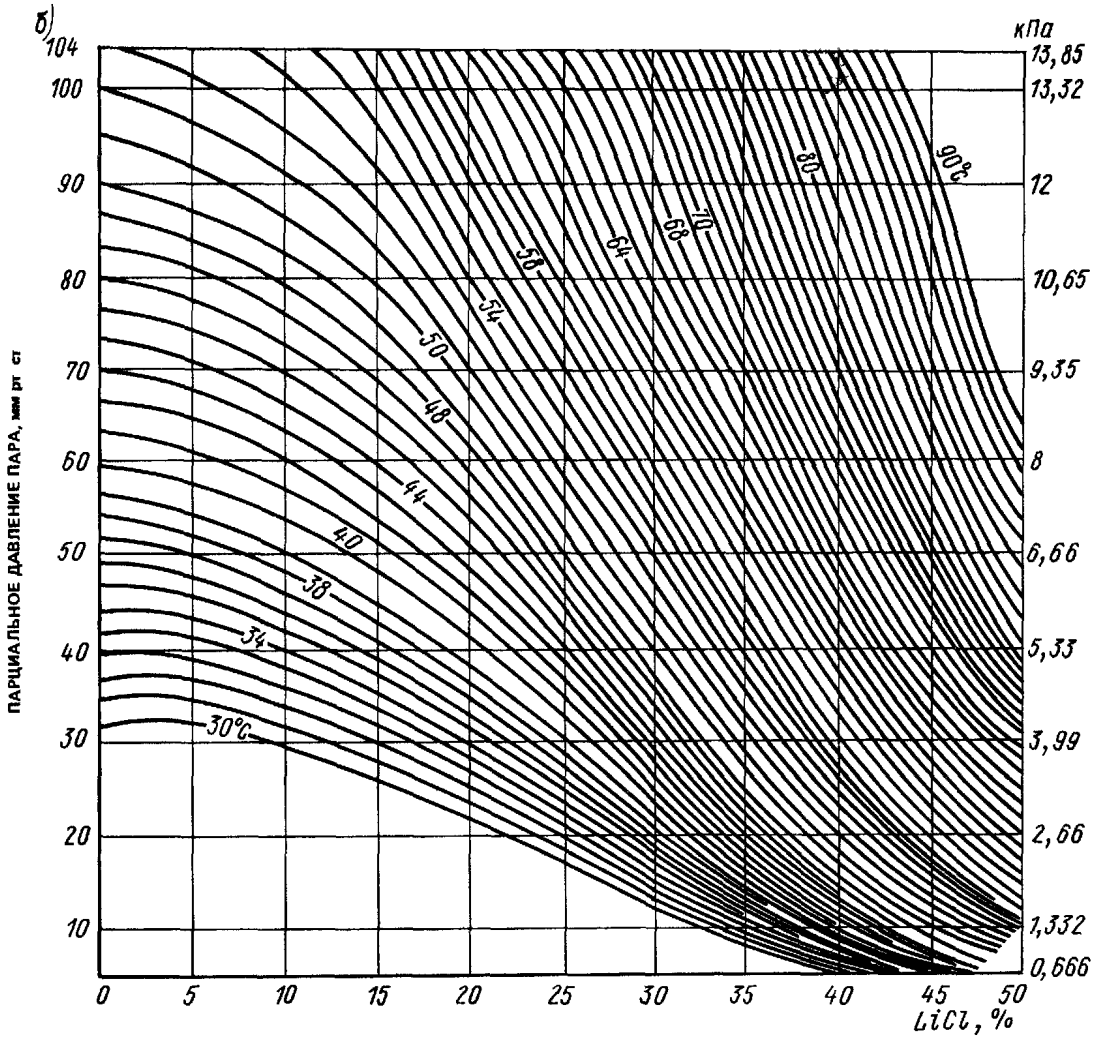
где J_1 и J_2 – энтальпия воздуха до и после орошения, кДж/кг; $t_{\text{раст 1}}$ и $t_{\text{раст 2}}$ – температуры раствора до и после орошения, °С; $c_{\text{раст}}$ – удельная теплоемкость раствора, кДж/(кг · °С).

Концентрацию раствора необходимо поддерживать на заданном уровне, для чего часть раствора (10–15%) пропускают через реконцентратор, нагреваемый паром с давлением 15–17 кПа или горячей водой. Нагрев раствора контролируется по температуре, концентрации или плотности.

Конечная концентрация раствора на выходе из камер орошения или другого абсорбционного аппарата выражается уравнением

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \Big/ \left(1 + \frac{d_1 - d_2}{1000\ B_{\text{раст}}}\right). \qquad (15.94)$$

Расход раствора, который должен циркулировать в системе, определяется допустимым



отклонением концентрации от заданной. Отклонение концентрации $\Delta\varepsilon$ обычно принимают равным от 0,001 до 0,003. Расход циркулирующего раствора, кг/ч, определяют по формуле

$$G_{раст} = W_в + g_т = 0{,}001\, L\rho(d_1 - d_2)(\varepsilon - \Delta\varepsilon)/\Delta\varepsilon. \quad (15.95)$$

Масса раствора, кг, необходимого для заполнения системы, определяется ее объемом V, м^3, и плотностью раствора $\rho_{раст}$, кг/м^3:

$$G^{об}_{раст} = V\rho_{раст}. \quad (15.96)$$

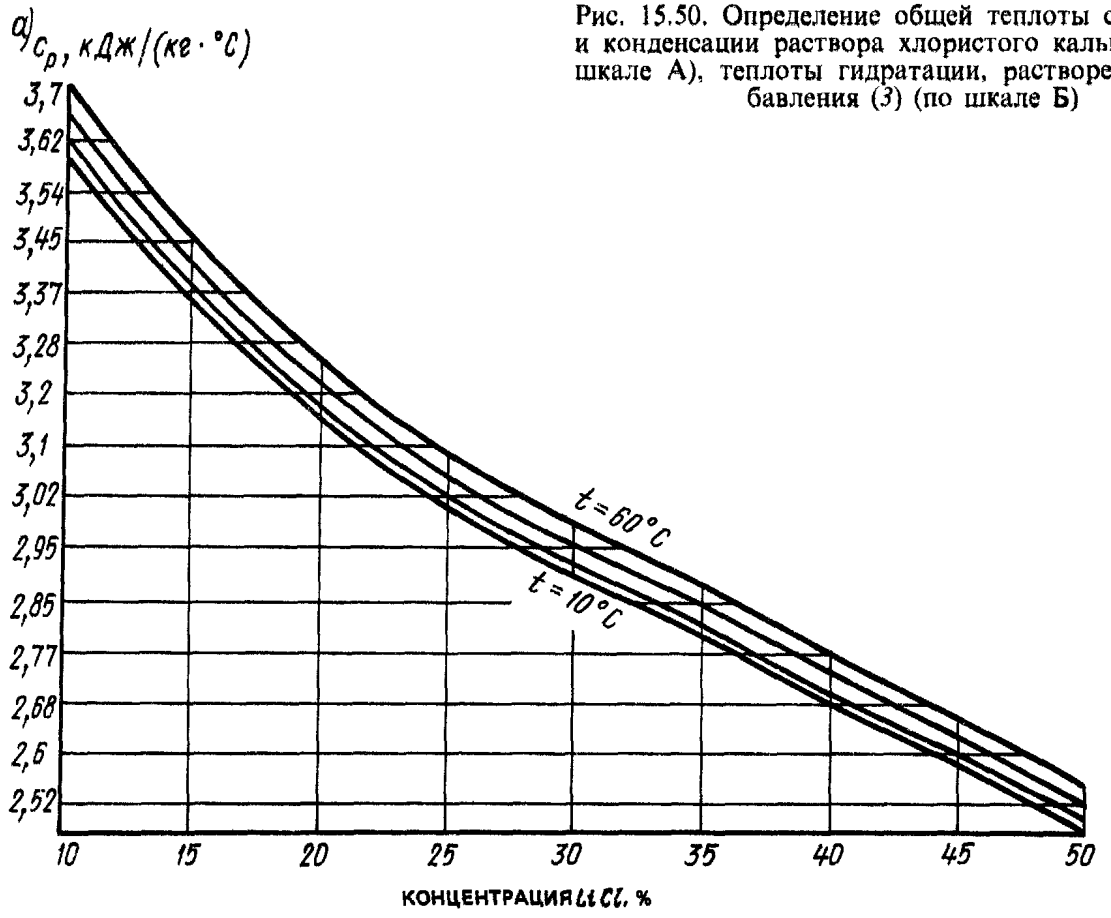
Одним из наиболее эффективных абсорбентов является раствор хлористого лития, применение которого обеспечивает возможность получения воздуха с конечным влагосодержанием до 1 г/кг; теплотехническую универсальность, т. е. достижение всех требуемых параметров воздуха в обслуживаемом помещении в пределах температур от -15 до $+50\,^{\circ}$C и относительной влажности от 5 до 100% (т. е. возможность и осушения, и увлажнения воздуха); бактерицидное действие раствора и его безопасность для людей, возможность отказа в ряде случаев от применения второго подогрева в СКВ, частичное удаление содержащихся в воздухе запахов; возможность реконцентрации раствора низкотемпературной водой от ТЭЦ или тепловыми отходами промышленных предприятий; существенную экономию электрической энергии даже при совместном применении с компрессионными холодильными машинами, экономию капитальных и эксплуатационных затрат по сравнению с осушением холодильными машинами.

Недостатком раствора хлористого лития, впрочем свойственным всем растворам солей, является его коррозионное действие на металлы, вынуждающее защищать теплообменные аппараты и прилегающие к ним приточные воздуховоды улучшенными покрытиями или введением в раствор ингибиторов Схема СКВ с установкой для осушения воздуха раствором хлористого лития показана на рис. 15.52.

Проходя через осушительную камеру *1*, воздух контактирует с раствором хлористого лития, осушается и несколько охлаждается,

Рис. 15.50. Определение общей теплоты сорбции (*1*) и конденсации раствора хлористого кальция (*2*) (по шкале А), теплоты гидратации, растворения и разбавления (*3*) (по шкале Б)

→



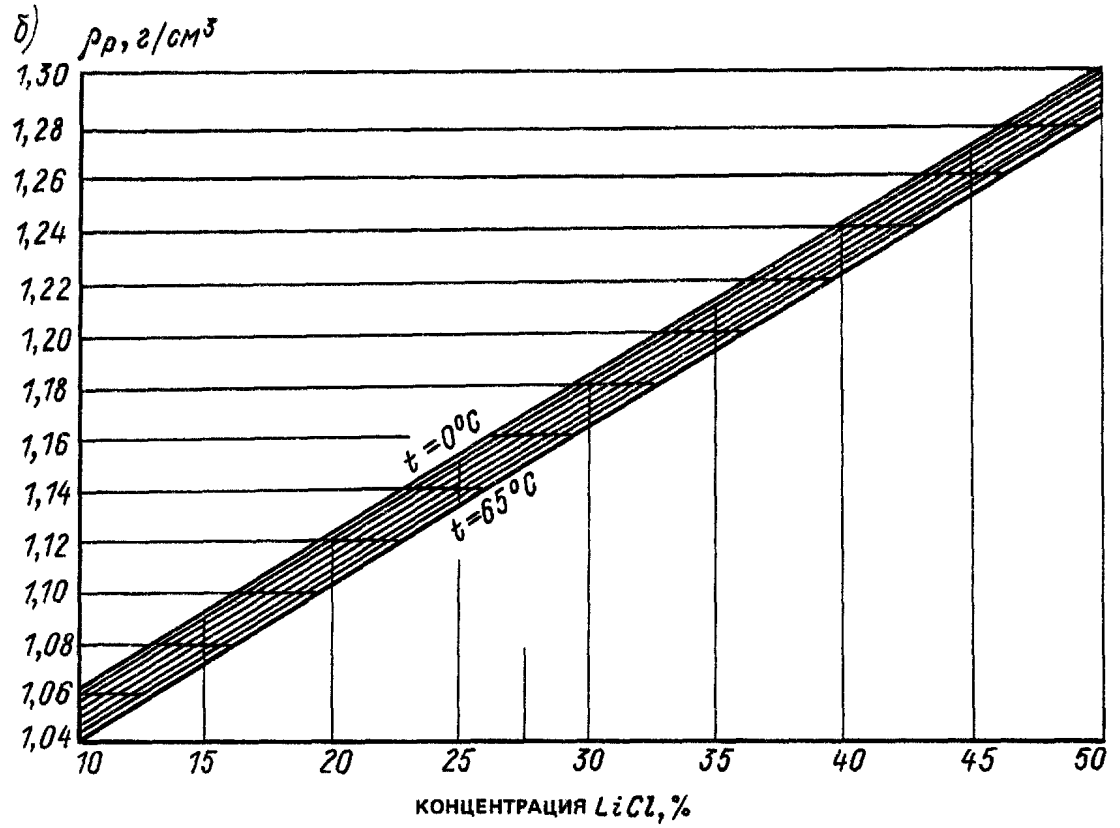
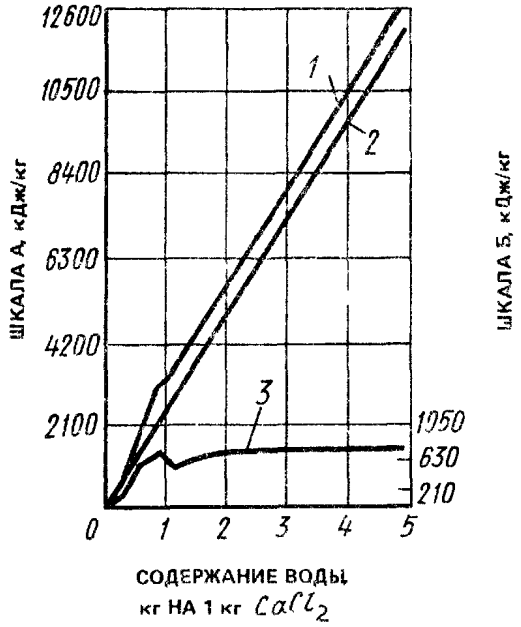


Рис. 15.49. График для определения удельной теплоемкости (*а*) и плотности водного раствора хлористого лития (*б*) (составил Д. Н. Качерович)



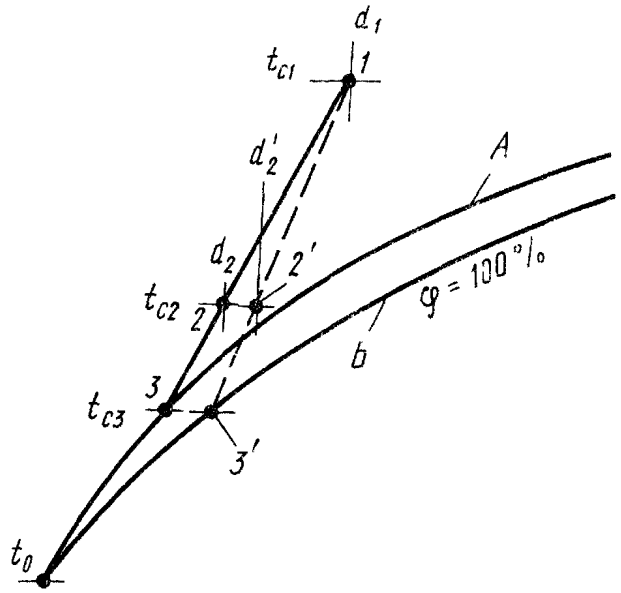


Рис 15 51 Схема процессов тепло- и влагообмена при орошении воздухоохладителя соляным раствором
А и *Б* кривые насыщения соответственно над раствором и водой

а потом охлаждается и увлажняется при постоянной энтальпии, проходя через форсуночную или насадочную камеру *2*, где контактирует с непрерывно циркулирующей водой. Поступающий в камеру *1* раствор предварительно охлаждается в водорассольном теплообменнике *3* водой от холодильной машины, из водопровода или, что обычно выгоднее, водой,

ТАБЛИЦА 15 20 СВОЙСТВА РАСТВОРА $CaCl_2\ 6H_2O$

Концентрация %	Удельная теплоемкость при 20 °С, кДж/(кг °С)	Температура, °С		Плотность при 10 °С, кг/м³
		замерзания	кипения	
0	4,8	0	100	–
1	4,11	−0,4	100	–
2	4,06	−0,9	100	—
3	3,98	−1,5	100	—
4	3,94	−2	100	—
5	3,9	−2,5	100,5	1042,5
6	3,84	−3	100,5	1051,3
7	3,77	−3,6	100,5	1060,2
8	3,73	−4,3	100,5	1069,1
9	3,69	−5	100,5	1078,1
10	3,65	−5,7	101,2	1087,2
11	3,58	6,6	101,2	1096,4
12	3,52	−7,5	101,2	1105,6
13	3,48	−8,5	101,2	1115
14	3,43	−9,4	101,2	1124,4
15	3,42	−10,5	103,2	1134
16	3,34	−11,7	103,2	1143,8
17	3,27	−13	103,2	1153,4
18	3,23	−14,5	103,2	1163,2
19	3,14	−15,8	103,2	1173,1
20	3,25	−17,6	105	1183,1
21	3,1	−19,4	105	1198,2
22	3,06	−21,5	105	1203,3
23	3,02	−23,8	105	1213,7
24	2,98	−25,3	105	1224
25	2,93	−29	107,3	1234,6

ТАБЛИЦА 15 21 СВОЙСТВА РАСТВОРА LiCl

Концентрация, %	Удельная теплоемкость при 20 °С, кДж/(кг °С)	Температура °С		Динамическая вязкость при 10 °С, Па с	Плотность при 10 °С, кг/м³
		замерзания	кипения		
7,8	3,78	−8,89	102,11	12,753	1045
15,5	3,48	−21,2	105,28	16,48	1085
20,2	3,31	−36,8	109,4	21,29	1119
25,3	3,1	−5,6	114,5	26,977	1150
29,7	2,98	−67,8	120,7	36	1181
33,6	2,88	−40	128,1	47,28	1203
37,1	2,8	−17,2	131,3	64,255	1235
40,4	2,71	2,55	136,57	95,55	1257
43,2	2,64	14,49	141,08	135,378	1279
45,8	2,58	30,25	145,13	—	–
48,2	2,53	50,1	149,02	–	

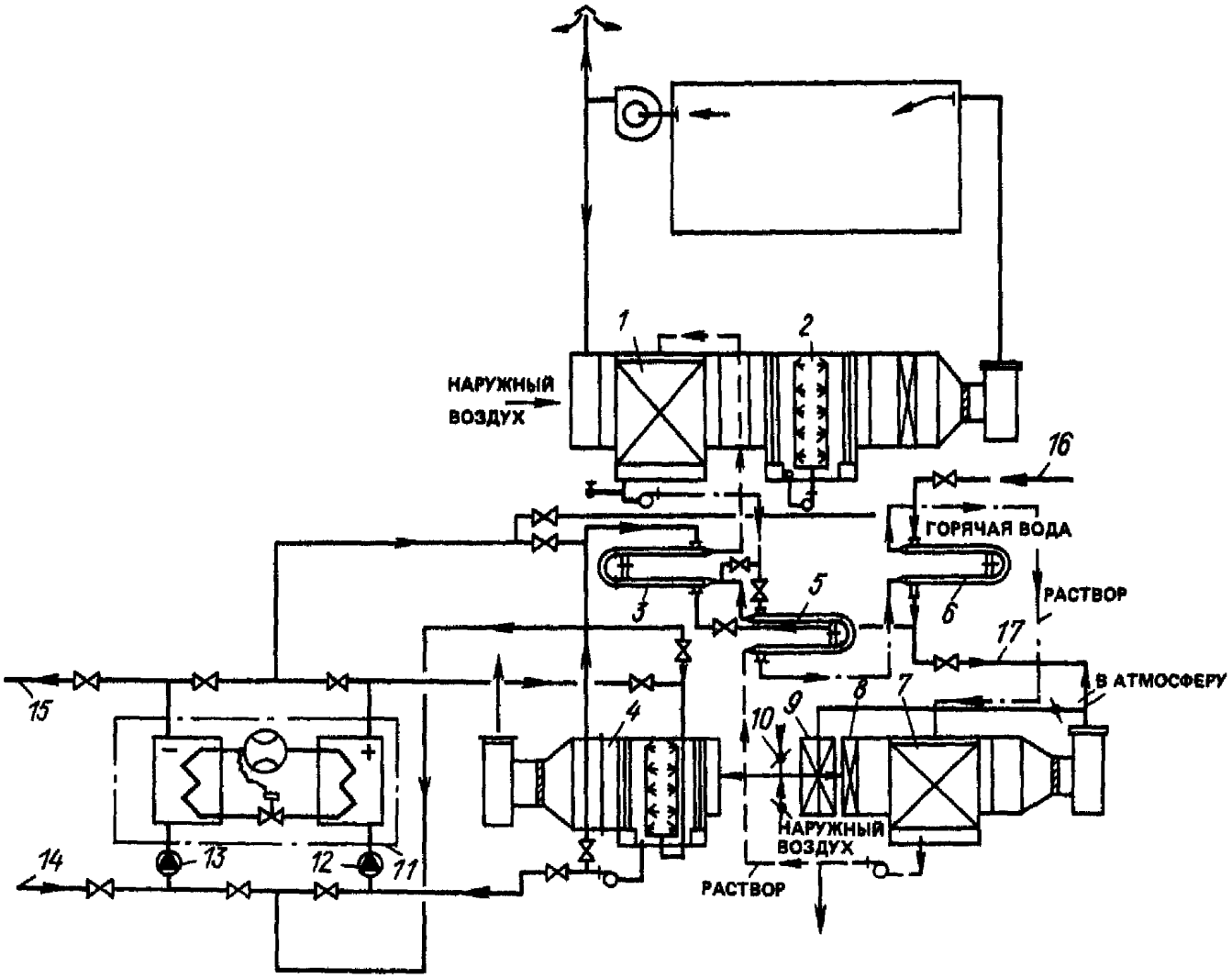


Рис. 15.52. Принципиальная схема СКВ с осушительной камерой, питаемой раствором абсорбента

1 – осушительная камера; *2* – форсуночная или насадочная камера, работающая в режиме изоэнтальпийного охлаждения и увлажнения воздуха; *3* – водорассольный теплообменник; *4* – градирня; *5* – теплообменник; *6* – водорастворный теплообменник-подогреватель; *7* – камера реконцентрации раствора; *8* – воздухонагреватель; *9* – водовоздушный теплообменник-утилизатор; *10* – канал удаляемого из помещения осушенного воздуха; *11* – холодильная машина – тепловой насос; *12* и *13* – насосы конденсатора и испарителя; *14*, *15* – трубопроводы, присоединяемые к источнику низкопотенциальной теплоты; *16*, *17* – трубопроводы, присоединяемые к источнику высокопотенциальной теплоты.

охлажденной в градирне. Чем ниже температура охлаждающей воды, тем, при всех прочих условиях, ниже температура раствора и парциальное давление водяного пара над его поверхностью, а следовательно, тем больше может быть осушен воздух. Часть обедненного раствора после камеры *1* насосом перекачивается через теплообменники *5* и *6* в камеру реконцентрации раствора 7; раствор подогревается в противоточном теплообменнике *6* низкотемпературной водой, вследствие чего в камере *7* происходят выпаривание ранее поглощенной влаги и восстановление первоначальной концентрации хлористого лития.

Горячий восстановленный раствор направляется в камеру осушения, попутно подогревая в теплообменнике *5* обедненный раствор, поступающий на реконцентрацию, и охлаждаясь в теплообменнике *3*. Через реконцентратор целесообразно пропускать либо сухой наружный воздух, либо удаляемый из помещений воздух, если парциальное давление содержащегося в нем водяного пара ниже парциального давления водяного пара в наружном воздухе. Поскольку в течение периода осушки состояние наружного воздуха изменяется, следует предусматривать устройство канала *10* для пропускания через камеру *7* удаляемого осушенного воздуха.

Камеры *1* и *7* могут быть форсуночными или пленочными. В последних раствор хлористого лития стекает по поверхности пластин или сеток из нерастягивающегося материала (например, технического капрона).

Тепло- и массообмен при обработке воздуха раствором хлористого лития в однорядной форсуночной камере, оборудованной центробежными тангенциальными форсунками с диаметром выпускного отверстия 2 мм при плотности расположения фосунок 30 шт/м^2, исследовали в Институте теплоэнергетики АН Украины. В результате исследований установлена зависимость

$$\alpha_п = 3950\, B_{раст}^{1,4}\, v^{1,8}. \qquad (15.97)$$

Коэффициент отдачи полной теплоты $\alpha_п$, Вт/(м$^2\cdot$°С)

$$\alpha_п = G(J_1 - J_2)/(F_к \Delta t_{ср.\,ар}), \qquad (15.98)$$

где $\Delta t_{ср.\,ар}$ – среднеарифметическая разность температур воздуха и раствора, °С; v – скорость движения воздуха в поперечном сечении камеры, м/с (в экспериментах скорость воздуха изменялась в пределах 0,1–1 м/с); G – расход осушаемого воздуха, кг/с; J_1, J_2 – начальная и конечная энтальпии осушаемого воздуха; $F_к$ – площадь поперечного сечения камеры орошения, м^2; $B_{раст}$ – коэффициент орошения воздуха рассолом, кг/кг.

Теплотехнический расчет осушительных форсуночных камер, работающих на растворе хлористого лития, выполняют в следующем порядке.

1. Конечную температуру раствора в поддоне камеры принимают на 5–7° выше средней температуры охлаждающей воды:

$$t_{раст.\,к} = t_{ср.\,в} + (5 \div 7). \qquad (15.99)$$

2. Конечную температуру осушенного воздуха по сухому термометру полагают на 1–2° выше температуры раствора в поддоне

$$t_{с2} = t_{раст.\,к} + (1 - 2). \qquad (15.100)$$

3. Конечное парциальное давление водяного пара над поверхностью раствора принимают таким, чтобы оно на 150–250 Па было ниже парциального давления пара в воздухе. По p–ε-диаграмме (см. рис. 15.48 и 15.49) находят начальную и конечную концентрации ε_1 и ε_2 хлористого лития, а по рис. 15.53 – конечную температуру осушенного воздуха по мокрому термометру. После этого на J–d-диаграмме строят линию процесса осушения воздуха раствором и вычисляют расход отводимой теплоты и влаги.

4. Задаваясь величиной подогрева раствора, определяют его начальную температуру, °С,

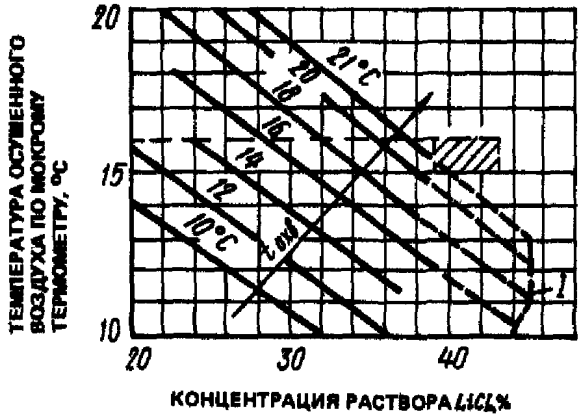


Рис. 15.53. Зависимость конечной температуры воздуха по мокрому термометру от концентрации водного раствора хлористого лития и температуры воды, охлаждающей раствор $t_{ох\,в}$ (по И. И. Чернобыльскому, О. А. Кремневу и А. С. Чавдарову)

1 – линия насыщения (ориентировочно)

$$t_{раст.\,н} = t_{раст.\,к} - \Delta t_{раст}. \qquad (15.101)$$

5. Определяют расход раствора, кг/ч,

$$G_{раст} = Qz/(\Delta t_{раст}\, c_{раст}). \qquad (15.102)$$

где z – коэффициент для учета теплоты разбавления раствора, равный 1,05.

6. Вычисляют коэффициент орошения $B_{раст} = G_{раст}/G$ и коэффициент полной теплоотдачи $\alpha_п$, а также определяют площадь поперечного сечения, м^2, камеры:

$$F_к = G(J_1 - J_2)/(3950\, B_{раст}^{1,4}\, v^{1,8}\, \Delta t_{ср.\,ф}), \qquad (15.103)$$

после чего подбирают камеру и производят расчеты всех теплообменников и реконцентратора*.

К недостаткам форсуночных камер следует отнести забивание форсунок выпадающей из раствора солью и повышенный унос раствора через сепаратор.

Одним из наиболее значительных достоинств пленочных камер является меньшая опасность срыва и уноса капель раствора по сравнению с камерами других конструкций. М. К. Теренецкая и Н. Н. Павлов установили, что коэффициенты тепло- и массоотдачи не зависят от концентрации раствора (30% $\leqslant \varepsilon \leqslant$ $\leqslant$ 45%) и среднеарифметического температур-

* Чернобыльский И. И., Кремнев О. А. и Чавдаров А. С. Теплоиспользующие установки для кондиционирования воздуха. – Киев: Изд. АН УССР, 1958.

ТАБЛИЦА 15.22. КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛО- И МАССООТДАЧИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА ПРИ ОБРАБОТКЕ ВОЗДУХА ВОДНЫМ РАСТВОРОМ ХЛОРИСТОГО ЛИТИЯ

Коэффициенты тепло- и массоотдачи	Коэффициенты эффективности	
	для воздуха	общие
$Nu = 0{,}028Re^{0,76}$ (15.104)	$E_в = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{раст.2}} =$	$E = 1 - \frac{t_{c2} - t_{раст.2}}{t_{c1} - t_{раст.1}} =$
$Nu' = 0{,}022Re^{0,76}$ (15.105)	$= 1{,}58B_{раст.}^{0,19}(v\rho)^{-0,53}\xi^{-0,1}$ (15.108)	$= 1{,}21(v\rho)^{-0,24}\xi^{0,1}$ (15.110)
$\alpha = 7{,}8(v\rho)^{0,76}$ (15.106)	$E_в = \frac{p_{в1} - p_{в2}}{p_{в1} - p_{раст.1}} =$	$E' = \frac{p_{в2} - p_{раст.2}}{p_{в1} - p_{раст.1}} =$
$\beta = 0{,}146 \cdot 10^{-3}(v\rho)^{0,76}$ (15.107)	$= 1{,}36_{раст.}^{0,1}(v\rho)^{-0,53}$ (15.109)	$= 1{,}02(v\rho)^{-0,24}$ (15.111)

Примечания: 1. Уравнения (15.104)–(15.111) справедливы в следующих диапазонах изменения переменных: числа Рейнольдса $2500 \leqslant Re \leqslant 13\,000$; массовой скорости $4 \leqslant (v\rho) \leqslant 12$ кг/(с·м²); коэффициента увеличения теплообмена в результате массообмена $1 \leqslant \xi \leqslant 15$; интенсивности орошения $160 \leqslant g_7 \leqslant 400$ кг/(ч·м), коэффициента орошения $0{,}5 \leqslant B \leqslant 5$.

2. В качестве определяющего размера принят эквивалентный диаметр щели между мипластовыми пластинами; $\xi = \Delta J / c'_p \Delta t_c$ (где ΔJ и Δt_c – разность энтальпий и температур; c'_p – удельная теплоемкость влажного воздуха).

3. Коэффициенты тепло- и массоотдачи α и β вычислены соответственно при среднеарифметической разности температур и парциальных давлений.

ТАБЛИЦА 15.23. ФОРМУЛЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПЕРЕНОСА, ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА И КОНЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА И РАСТВОРА ХЛОРИСТОГО ЛИТИЯ

Показатель	Формулы, характеризующие	
	явный теплообмен	массообмен
Коэффициент переноса	$N = \frac{\alpha F \cdot 3{,}6}{G_в c_2} =$	$N' = \frac{\beta F}{G_в a} =$
	$= \frac{2(t_{c1} - t_{c2})}{(t_{c1} - t_{p1}) + (t_{c2} - t_{p2})}$; (15.112а)	$= \frac{2(p_{в1} - p_{в2})}{(p_{в1} - p_{p1}) + (p_{в2} - p_{p2})}$; (15.112б)
	$N = \frac{2(t_{c1} - t_{c2})}{(t_{c1} - t_{p1})(2 - E)} =$	$N' = \frac{2(p_{в1} - p_{в2})}{(p_{в1} - p_{p1})(2 - E')} =$
	$= \frac{2E_в}{2 - E} = \frac{E_в}{1 - 0{,}5E}$. (15.113а)	$= \frac{2E'_в}{2 - E'} = \frac{E'_в}{1 - 0{,}5E'}$. (15.113б)
Коэффициент эффективности тепло- и массообмена	$E_в = N(1 - 0{,}5E)$; (15.114а)	$E'_в = N'(1 - 0{,}5E')$; (15.114б)
	$E = 2(1 - E_в/N)$. (15.115а)	$E' = 2(1 - E'_в/N')$. (15.115б)
Конечные параметры воздуха	$t_{c2} = t_{c1} - N(t_{c1} - t_{p1}) \times$ $\times (1 - 0{,}5E)$; (15.116а)	$p_{в2} = p_{в1} - N'(p_{в1} - p_{p'}) \times$ $\times (1 - 0{,}5E')$; (15.116б)
	$t_{c2} = t_{p2} + (t_{c1} - t_{p1})(1 - E)$. (15.117а)	$p_{в2} = p_{p2} + (p_{в1} - p_{p1})(1 - E')$. (15.117в)
Конечная температура раствора	$t_{p2} = t_{c2} - (t_{c1} - t_{p1}) \times$ $\times (1 - E)$. (15.117б)	—

Примечания: 1. Формулы справедливы в пределах $0{,}5 \leqslant E_в/N < 1$ и $0{,}5 \leqslant E'_в/N' < 1$.

2. Коэффициент α, связывающий парциальное давление и влагосодержание воздуха, равен $0{,}65 \cdot 10^{-5}$ Па$^{-1}$.

ного напора $\bar{t}$ между воздухом и раствором ($2\,°C \leqslant \bar{t} - \bar{t}_{раст}) \leqslant 15\,°C$ и в исследованных пределах являются функцией скорости воздуха.

В целях получения данных для тепловых расчетов Н. Н. Павлов исследовал тепло- и массообмен между воздухом и раствором хлористого лития в горизонтальной перекрестной камере, заполненной вертикальными мипластовыми пластинами, по которым в виде пленок стекает раствор. Результаты исследований представлены в табл. 15.22. Вспомогательные производные формулы для инженерных расчетов даны в табл. 15.23. Пользуясь формулами, приведенными в табл. 15.22 и 15.23, можно производить прямые и обратные теплотехнические расчеты процессов осушения воздуха. Числовые значения коэффициентов тепло- и массоотдачи приведены в табл. 15.24.

Реконцентрация раствора производится методом воздушной десорбции в аналогичной пленочной контактной камере. Раствор предварительно подогревается в теплообменнике, питаемом водой (80–70 °С). Вследствие подогрева парциальное давление водяных паров над поверхностью раствора становится более высоким, чем парциальное давление паров в воздухе, в результате чего ранее поглощенная влага выпаривается и концентрация хлористого лития восстанавливается. Для расчета процесса десорбции можно использовать уравнения (15.104)–(15.107) и данные табл.15.24.

Через реконцентрационную камеру следует пропускать воздух, удаляемый из кондиционируемых помещений, ибо в большинстве случаев он более сухой, чем наружный воздух.

Восстановленный раствор, подаваемый в осушительную камеру, предварительно охлаждается в теплообменном аппарате, питаемом оборотной или охлажденной водой. При всех прочих равных условиях, чем глубже охлаждается восстановленный раствор, тем больший перепад влагосодержания воздуха может быть достигнут в камере осушения. Меняя температуру раствора, можно осуществлять любые желательные процессы обработки воздуха, т. е. все процессы, которые выполняются с помощью воды, и, кроме того, изотермичное, изоэнтальпийное и политропное осушение, а также подогрев при постоянном влагосодержании.

Повышение температуры раствора при его контакте с воздухом в пленочной осушительной камере авторы рекомендуют принимать равным $\Delta t_{раст} = 2\,°C$. Тепловой и гидравлический расчеты теплообменников для подогрева и охлаждения раствора аналогичны расчетам водоподогревателей.

ТАБЛИЦА 15.24. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛО- И МАССООТДАЧИ ПРИ ОБРАБОТКЕ ВОЗДУХА ВОДНЫМ РАСТВОРОМ ХЛОРИСТОГО ЛИТИЯ В ПЛЕНОЧНОЙ КОНТАКТНОЙ КАМЕРЕ

Массовая скорость воздуха в живом сечении камеры, кг/(м²·с)	α, Вт/(м²·°С)	$\beta \cdot 10^3$, кг/(м²·ч·кПа)
4	22,9	0,429
5	22,6	0,498
6	30,42	0,57
7	33,9	0,635
8	38	0,71
9	41,5	0,776
10	45	0,856
11	46,5	0,91
12	51,6	0,965

В ряде производств при применении процесса осушения воздуха раствором хлористого лития с последующим изоэнтальпийным охлаждением циркулирующей водой капитальные затраты снижаются на 20% и расходы электроэнергии – на 45% по сравнению с осушением с помощью холодильных машин.

Пример 15.6. (рис. 15.54). В пленочной камере необходимо осушить 10 000 кг/ч воздуха, имеющего начальные параметры $t_{c1} = 30\,°C$; $\varphi_1 = 50\%$; $d_1 = 13{,}5$ г/кг; $J_1 = 65$ кДж/кг и $p_1 = 2{,}16$ кПа, до конечных параметров $t_{c2} =$

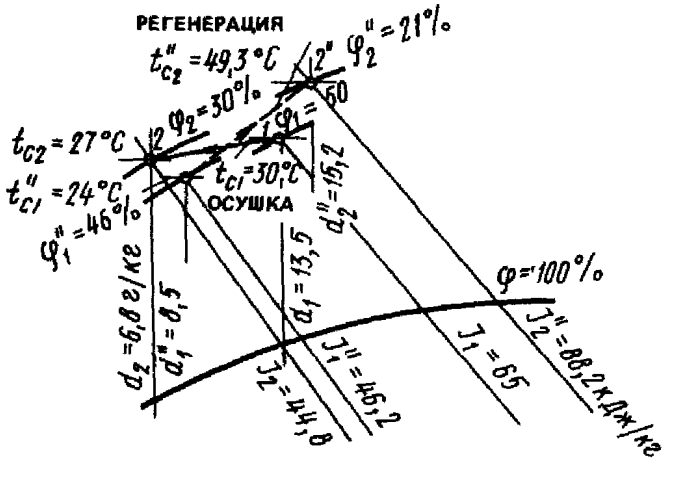


Рис. 15.54. Схема процесса обработки воздуха водным раствором хлористого лития, построенная на I–d-диаграмме

$= 27\,^{\circ}C$; $\varphi_2 = 30\%$; $d_2 = 6{,}8$ г/кг; $J_2 = 44{,}8$ кДж/кг и $p_2 = 1{,}065$ кПа. Начальная концентрация раствора хлористого лития $\varepsilon_1 = 43{,}4\%$, начальная и конечная температуры раствора 24 и 26 °С, начальная и конечная температуры охлаждающей оборотной воды 26 и 24 °С.

Требуется определить площади поверхности контакта в камерах осушения и реконцентрации, массовые расходы хлористого лития и раствора, а также его конечные концентрации после осушения и реконцентрации.

Расчет камеры осушения. Принимаем массовую скорость в живом сечении пленочной контактной камеры $v\rho = 6$ кг/(м$^2\cdot$°С); тогда, согласно табл. 15.24, $\alpha = 30{,}42$ Вт/(м$^2\cdot$°С), а $\beta = 0{,}57\cdot 10^{-3}$ кг/(м$^2\cdot$ч$\cdot$кПа).

По диаграмме $p - \varepsilon$ (см. рис. 15.46) начальной температуре раствора 24 °С и начальной концентрации 43,4% соответствует парциальное давление пара над раствором 0,4 кПа. Если принять конечную концентрацию 43%, то парциальное давление при температуре раствора 26 °С составит 0,53 кПа.

По формулам (15.112а) и (15.112б) вычисляем коэффициенты переноса:

$$N = \frac{2(30-27)}{(30-24)+(27-26)} = 0{,}858;$$

$$N' = \frac{2(2{,}16-1{,}065)}{(2{,}16-0{,}4)+(1{,}065-0{,}53)} = 1.$$

По тем же формулам находим требуемую площадь поверхности тепло- и массообмена с коэффициентом 1,15, учитывающим возможную неполноту смачивания поверхности раствором:

$$F_\alpha = \frac{1{,}15\,Gc'_p N}{\alpha\cdot 3{,}6} = \frac{1{,}15\cdot 10\,000\cdot 1\cdot 0{,}858}{30{,}42\cdot 3{,}6} = 90 \text{ м}^2;$$

$$F_\beta = \frac{1{,}15GaN'}{\beta} = \frac{1{,}15\cdot 10\,000\cdot 0{,}65\cdot 10^{-5}\cdot 1}{0{,}57\cdot 10^{-3}} = 131 \text{ м}^2.$$

Принимаем бóльшую площадь поверхности, равную 131 м^2.

Из уравнения теплового баланса находим массовый расход раствора

$$G'_{\text{раст}} = \frac{G\Delta J}{c_{\text{раст}}\Delta t_{\text{раст}}} = \frac{10\,000(65-44{,}8)}{2{,}55(26-24)} = 39\,600 \text{ кг/ч},$$

где $c_{\text{раст}}$ находим по рис 15 49

Вычисляем расход хлористого лития

$$G_{\text{л}} = G'_{\text{раст}}\varepsilon = 39\,600\cdot 0{,}434 = 17\,190 \text{ кг/ч}.$$

Находим конечный массовый расход раствора после поглощения им водяных паров из воздуха:

$$G''_{\text{раст}} = G'_{\text{раст}} + \Delta W = G'_{\text{раст}} + G\frac{\Delta d}{1000} = 39\,600 + 10\,000\frac{(13{,}5-6{,}8)}{1000} = 39\,667 \text{ кг/ч}.$$

Количество поглощенной раствором влаги

$$\Delta W = 39\,667 - 39\,600 = 67 \text{ кг/ч}.$$

Уточняем конечную и среднюю концентрацию хлористого лития:

$$\varepsilon_2 = \frac{G_{\text{л}}\cdot 100}{G''_{\text{раст}}} = \frac{17\,190}{39\,667}100 = 43{,}33\%;$$

$$\varepsilon_{\text{ср}} = \frac{17\,190}{(39\,600+39\,667)/2}100 = 43{,}37\%.$$

Далее определяем число и размеры пленконесущих поверхностей сеток, расстояние между ними и удельный расход раствора на единицу длины орошаемых пластин. При этом g_y не должно выходить за пределы действия формул, приведенных в табл. 15.22.

Расчет камеры реконцентрации (см. рис. 15.54). Через камеру реконцентрации пропускаем отработавший осушенный воздух из помещения, имеющий начальные параметры: $t''_{c1} = 24\,^{\circ}C$; $\varphi''_1 = 46\%$; $d''_1 = 8{,}5$ г/кг; $J''_1 = 46{,}2$ кДж/кг и $P''_{в1} = 1{,}145$ кПа. Расход воздуха $G = 10\,000$ кг/ч. В результате реконцентрации из раствора должно быть выпарено 67 кг/ч влаги, а концентрация раствора должна повыситься на $43{,}4 - 43{,}33 = 0{,}07\%$.

Определяем конечное влагосодержание воздуха после камеры реконцентрации

$$d''_2 = d''_1 + \frac{\Delta W\cdot 1000}{G} = 8{,}5 + \frac{67\cdot 1000}{10\,000} = 15{,}2 \text{ г/кг}.$$

Этому влагосодержанию, согласно $J-d$-диаграмме, соответствует парциальное давление водяных паров в воздухе $P''_{в2} = 2{,}425$ кПа.

Принимаем конечное парциальное давление водяного пара над поверхностью раствора с учетом потерь в аппарате

$$p''_{раст.2} = P''_{в2} + 0{,}24 =$$
$$= 2{,}425 + 0{,}24 = 2{,}66 \text{ кПа}.$$

Этому давлению, согласно $p-\varepsilon$-диаграмме, при $\varepsilon = 43{,}4\%$ соответствует раствор с температурой $t''_{раст.2} = 56\,^{\circ}C$.

Принимаем активную площадь поверхности контакта камеры реконцентрации равной 87% площади камеры осушения ($131 \cdot 0{,}87 = 114$ м^2), те же коэффициенты тепло- и массоотдачи, а следовательно, тот же коэффициент массопереноса $N' = 1$ и по уравнению (15.112б) находим начальное парциальное давление водяного пара над горячим раствором

$$1 = \frac{2(2{,}425 - 1{,}145)}{(p_{раст.1} - 1{,}145) + (2{,}66 - 2{,}425)};$$

$$p_{раст.1} = 3{,}47 \text{ кПа}.$$

По $p-\varepsilon$-диаграмме (см. рис. 15.49) находим, что концентрации $\varepsilon_1 = 43\%$ и этому давлению соответствует начальная температура раствора лития 60 °С. Таким образом, после камеры осушения воздуха раствор для реконцентрации должен быть подогрет на $60 - 26 = 34°$.

Из уравнения теплового баланса по явной теплоте вычисляем конечную температуру воздуха по сухому термометру, °С:

$$Gc'_p(t''_{c2} - t''_{c1}) =$$
$$= 3{,}6F_\alpha\left(\frac{t_{раст.1} + t_{раст\ 2}}{2} - \frac{t''_{c1} + t''_{c2}}{2}\right);$$
$$10\,000 \cdot 1(t''_{c2} - 24) =$$
$$= 3{,}6 \cdot 114 \cdot 30{,}42\left(\frac{60 + 56}{2} - \frac{24 + t''_{c2}}{2}\right),$$

отсюда $t_{c2} = 50{,}1\,^{\circ}C$.

По $J-d$-диаграмме при $d''_2 = 15{,}2$ г/кг находим

$$J''_2 = 88{,}2 \text{ кДж/кг}; \qquad \varphi''_2 = 21\%.$$

Примеры тепловых расчетов пленочных камер, в которые подается восстановленный раствор, предварительно охлажденный с помощью холодильной машины, показывают, что осушение воздуха охлаждаемым водным раствором хлористого лития позволяет поддерживать в помещениях низкую относительную влажность при уменьшенных энергетических затратах. Экономия энергии физически объясняется тем, что снижается нагрузка на холодильные машины, поскольку влага из воздуха поглощается раствором и отпадает необходимость охлаждения воздуха до температуры точки росы.

Раствор хлористого кальция дешевле раствора хлористого лития, но уступает ему по физическим характеристикам. Например, при температуре 20 °С парциальное давление водяного пара над насыщенным раствором хлористого кальция в 2 раза и более выше, чем над раствором хлористого лития.

Процесс нагрева и увлажнения воздуха в камере пленочного типа раствором хлористого кальция исследовали О. А. Кремнев, Н. В. Зозуля, М. К. Теренецкая, Б. Н. Процышин и А. С. Гормиз. В результате исследований они получили следующие критериальные зависимости:

$$Nu = 0{,}0906Re^{0{,}62}; \qquad Nu' = 0{,}248Re^{0{,}62}$$

(при $950 \leqslant Re \leqslant 2500$). За определяющий размер был принят эквивалентный диаметр поперечного сечения прохода между пленконесущими поверхностями.

Как и при обработке раствором хлористого лития, коэффициенты тепло- и массоотдачи в исследованных пределах оказались практически не зависящими от концентрации ($24 \leqslant \varepsilon \leqslant 40\%$). Числовые значения α и β приведены в табл. 15.25.

ТАБЛИЦА 15.25. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛО- И МАССООТДАЧИ ПРИ ОБРАБОТКЕ ВОЗДУХА РАСТВОРОМ ХЛОРИСТОГО КАЛЬЦИЯ

Скорость воздуха в живом сечении, м/с	α, Вт/(м$^2 \cdot$°С)	$\beta \cdot 10^3$, кг/(м$^2 \cdot$ч$\cdot$кПа)
0,5	4,88	0,0978
0,7	6,28	0,15
0,9	7,52	0,172
1,1	8,48	0,207
1,3	9,3	0,227
1,5	10,35	0,241
1,7	11,05	0,248
1,9	11,6	0,255

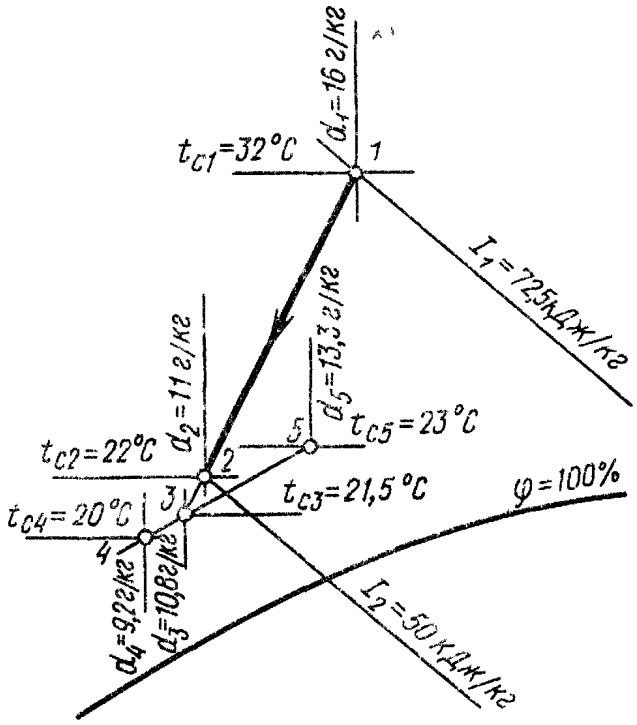


Рис. 15.55. Схема процесса осушения воздуха водным раствором хлористого кальция, построенная на J–d-диаграмме

Позднее М. К. Теренецкая, Т. К. Васильева и А. С. Гормиз, испытав полупромышленную установку в режиме нагрева и увлажнения воздуха раствором хлористого кальция, получили уравнения

$$Nu = 0{,}079Re, \qquad Nu' = 0{,}368Re$$

(при $500 \leqslant Re \leqslant 8000$). Эти уравнения справедливы для скоростей воздуха в живом сечении камеры, достигающих 4,5 – 5 м/с. Расчет процессов осушения хлористым кальцием аналогичен расчету процессов осушения хлористым литием. Для теплотехнических расчетов процессов обработки воздуха при распылении растворов в форсуночных камерах могут быть использованы и коэффициенты эффективности теплообмена.

Пример 15.7. (рис. 15.55). Необходимо определить параметры раствора для охлаждения и осушения 15000 кг/ч воздуха с начальными параметрами $t_{c1} = 32$ °С, $J_1 = 72{,}5$ кДж/кг и $d_1 = 16$ г/кг до конечных параметров $t_{c2} = 22$ °С, $J_2 = 50$ кДж/кг и $d_2 = 11$ г/кг.

Осушку и охлаждение воздуха производим в форсуночном абсорбере раствором хлористого кальция. Коэффициент эффективности влагообмена принимаем $E = 0{,}95$, тогда влагосодержание у поверхности раствора составит

$$d_3 = d_1 - \frac{d_1 - d_2}{E} =$$

$$= 16 - (16 - 11)/0{,}95 = 10{,}8 \text{ г/кг}.$$

Находим точку 3, которая характеризуется температурой $t_{c3} = 21{,}5$ °С, продолжив прямую 1–2 на $J - d$-диаграмме до пересечения с $d_3 = 10{,}8$ г/кг. Парциальное давление паров воды в этом воздухе равно приблизительно $p_3 = 1{,}735$ кПа.

По рис. 15.47 находим среднюю концентрацию раствора, соответствующую условиям t_{c3} и p_3, которая равна 25%, а по табл. 15.20 удельную теплоемкость раствора 2,93 кДж/(кг · °С) и плотность 1234,6 кг/м^3.

Принимаем, что колебания концентрации раствора не должны превышать $\Delta\varepsilon = 0{,}002$. Следовательно, согласно уравнению (15.95), в системе должно циркулировать раствора не менее

$$G_{\text{раст}} = 0{,}001 \cdot 15000 (16 -$$

$$- 11)(0{,}25 - 0{,}002)/0{,}002 \approx 9300 \text{ кг/ч}.$$

Определяем расход теплоты, передаваемой раствору в результате конденсации влаги и охлаждения воздуха,

$$Q_{\text{п}} = 15000 (72{,}5 - 50)/3600 = 93{,}6 \text{ кВт}.$$

В результате растворения, гидратации и разбавления расходуется 732 кДж/кг влаги (см. рис. 15.52)

$$Q' = \frac{15000 (16 - 11)}{3600 \cdot 1000} 732 = 15{,}25 \text{ кВт}.$$

Всего 93,6 + 15,25 = 108,85 кВт.

Определяем разность температур раствора в процессе

$$\Delta t_{\text{раст}} = \frac{3600 \cdot 108.85}{9300 \cdot 2{,}93} = 14{,}5°.$$

Принимаем, что раствор в осушителе нагревается на 3°, следовательно, количество циркулирующего раствора при удельной теплоемкости 2,93 кДж/(кг · °С) должно быть доведено до

$$G_{\text{раст}} = 9300 \cdot 14{,}5/(3 \cdot 2{,}93) = 15340 \text{ кг/ч}.$$

Определяем коэффициент орошения

$$B_{\text{раст}} = \frac{15340}{15000} = \sim 1 \text{ кг/кг}.$$

Начальная температура раствора $t_{c4} = 21{,}5 - 0{,}5 \cdot 3 = 20$ °С, а конечная $t_{c5} = 20 +$

ТАБЛИЦА 15.26. ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В АППАРАТАХ С ПЛЕНКОНЕСУЩИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ ИЗ ТКАНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Характеристика аппарата	Орошающая жидкость	Формулы для расчета
Перекрестно-точная плоскопараллельная насадка из тканых материалов, длина 250–240 мм, эквивалентный диаметр $d_э = 2\tau$ (где τ – просвет между плоскостями насадки, м)	Слабоконцентрированный раствор этиленгликоля	$Nu = Nu' = 0{,}6 \cdot 10^{-3} \times$ $\times Re^{1{,}33}$ $(2{,}5 \leqslant v_{ж\,с} \leqslant 18$ м/с) (15.118)
То же, прямоточная ($d_{э.м}$ – эквивалентный диаметр меньшего из каналов, м)	Растворы этиленгликоля, хлористого натрия, хлористого кальция	$Nu = Nu' = 0{,}26 \cdot 10^{-2} Re^{0{,}65} (d_э d_{э\,м})$ $[H\omega = 0{,}036 - 0.039$, кг/(м·с)] (15.119)

$+ 3 = 23$ °С. При концентрации раствора 25% этим температурам (см. рис. 15.47) соответствуют парциальные давления паров над раствором соответственно 1,455 и 2,13 кПа и влагосодержание воздуха $d_4 = 11/1{,}2 = 9{,}2$ г/кг и $d_5 = 16/1{,}2 = 13{,}3$ г/кг.

Строим на $J - d$-диаграмме по найденным температурам и влагосодержанию воздуха точки *4* и *5*, характеризующие начальное и конечное состояние воздуха, находящегося у поверхности раствора.

Осушение воздуха осуществляется при его контакте с растворами этиленгликоля и хлористого натрия. В работах И. Г. Чумака и др.* приведены полученные экспериментальным путем формулы для расчета тепло- и массообмена в пленочных аппаратах с насадками из тканых материалов (табл. 15.26).

15.8.2. Осушение воздуха твердыми поглотителями (адсорбентами)

Адсорбенты поглощают водяной пар из воздуха вследствие того, что давление пара в порах адсорбентов ниже парциального давления в осушаемом воздухе. В качестве адсорбентов применяют силикагель, активированную окись алюминия, бокситы и активированный уголь.

Силикагель SiO_2. Для осушения воздуха наиболее применимы мелкопористые силикагели. Согласно ГОСТ 3956–76, мелкопористый силикагель может быть кусковым и гранулированным. Насыпная плотность силикагелей 670 кг/м^3, потери при высушивании при температуре 150 °С не более 10%. Техническая характеристика силикагелей приведена в табл. 15.27.

Алюмогель Al_2O_3, или глинозем активный. Алюмогель представляет собой окись алюминия, полученную термической активацией гидрата ГД-2, побочного продукта алюминиевых заводов. Алюмогель изготовляется в виде зерен размером 2–7 мм пористой структуры. Количество зерен, по размеру бóльших верхнего предела, должно быть не более 5%; такой же процент нормируется и для зерен, меньших нижнего предела. Насыпная плотность 1000 кг/м^3, влагоемкость при температуре воздуха 20 °С и относительной влажности 100% не менее 14%. Пористость алюмогеля и поглотительная способность меньше, чем силикагеля.

Активированный уголь. Активированными называют угли, которые для увеличения адсорбционной способности поверхности пор в результате обработки освобождаются от смолистых веществ (табл. 15.28). В зарубежных странах изготовляют активированный уголь из скорлупы кокосовых орехов. При малых диаметрах адсорберов процесс адсорбции влаги активированным углем приближенно можно считать протекающим по изотерме.

Эффективность силикагеля зависит от температуры, влажности, скорости, давления осушаемого воздуха и толщины слоя поглотителя. Расход осушаемого воздуха следует принимать 1000–1800 м^3/ч на 1 м^2 поперечного сечения осушителя, толщину слоя – не менее 50 мм, а массу силикагеля – 1 кг на 40 м^3 осу-

* Чумак И. Г., Исаев В. И., Роговая С. Н., Васильева Л. К. Обобщенные результаты исследований теплообмена в аппаратах с орошаемой регулярной насадкой // Холодильная техника и технология. – Киев: Техника, 1975. – Вып. 25.

ТАБЛИЦА 15.27. ХАРАКТЕРИСТИКА МЕЛКОПОРИСТЫХ СИЛИКАГЕЛЕЙ

Показатель	Силикагель					
	кусковой			гранулированный		
	КСМ	ШСМ	МСМ	АСМ	КСМ	ШСМ
Размер зерен, мм	2,8–7	1,5–8,5	0,25–2	0,2–0,5	2.7–7	1–3,5
Предельное содержание зерен, %:						
более мелких, чем нижний предел	5	5	3	3	5	5
более крупных, чем верхний предел	10	5	5	5	5	5
Статическая активность по парам воды при 20 °С и относительной влажности, % (не менее):						
20	9	9	8	8	9	9
40	18	18	18	18	16	16
60	24	24	24	24	Не нормируется	
100	28	28	28	28	35	35

ТАБЛИЦА 15.28. ХАРАКТЕРИСТИКА НЕКОТОРЫХ АКТИВИРОВАННЫХ УГЛЕЙ, ПОЛУЧАЕМЫХ СПОСОБОМ ПАРОВОДЯНОЙ АКТИВАЦИИ, ДЛЯ ПОГЛОЩЕНИЯ ПАРОВ И ГАЗОВ ИЗ ВОЗДУХА

Уголь	Марка	Объем адсорбционного пространства W_0, $см^3/г$	Постоянная изотермы * $B \cdot 10^6/K^2$	f_y, $м^2/г$	Насыпная плотность $\rho_{нас}$, $кг/м^3$	Размер зерен, мм
Березовый	БАУ	0,238	0,627	600–700	350	1–5
Косточковый	КАУ	0,379	0,779	600–700	Нет данных	

* B и K – константы в уравнении изотермы адсорбции.

шаемого воздуха в 1 ч. Схема процесса осушки воздуха адсорбентом на J–d-диаграмме представляется прямой J_1-const, направленной к оси ординат.

Адсорбенты обладают избирательной поглотительной способностью: например, силикагель преимущественно поглощает водяные пары, а активированный уголь – пары органических соединений. Для реактивации адсорбент нагревают так, чтобы давление пара адсорбированной влаги стало выше парциального давления водяного пара в воздухе, пропускаемом через реактиватор. В охлажденном адсорбенте после реактивации давление водяного пара в порах ниже парциального давления пара в воздухе. Температура реактивации 75–300 °С (для силикагеля обычно принимают 120–150 °С).

Осушка адсорбентами производится с помощью аппаратов двух типов: с непрерывно вращающимся поглощающим слоем (рис. 15.56) и с неподвижным слоем или патро-



Рис. 15.56. Адсорбционный воздухоосушитель с вращающимся ротором

1 – воздушные фильтры; *2* – приточный вентилятор; *3* – вращающийся в горизонтальной или вертикальной плоскости барабан, загруженный поглощающим материалом; *4* – канал для подачи воздуха на реактивацию материала; *5* – воздухонагреватель; *6* – вентилятор, удаляющий горячий воздух после реактивации

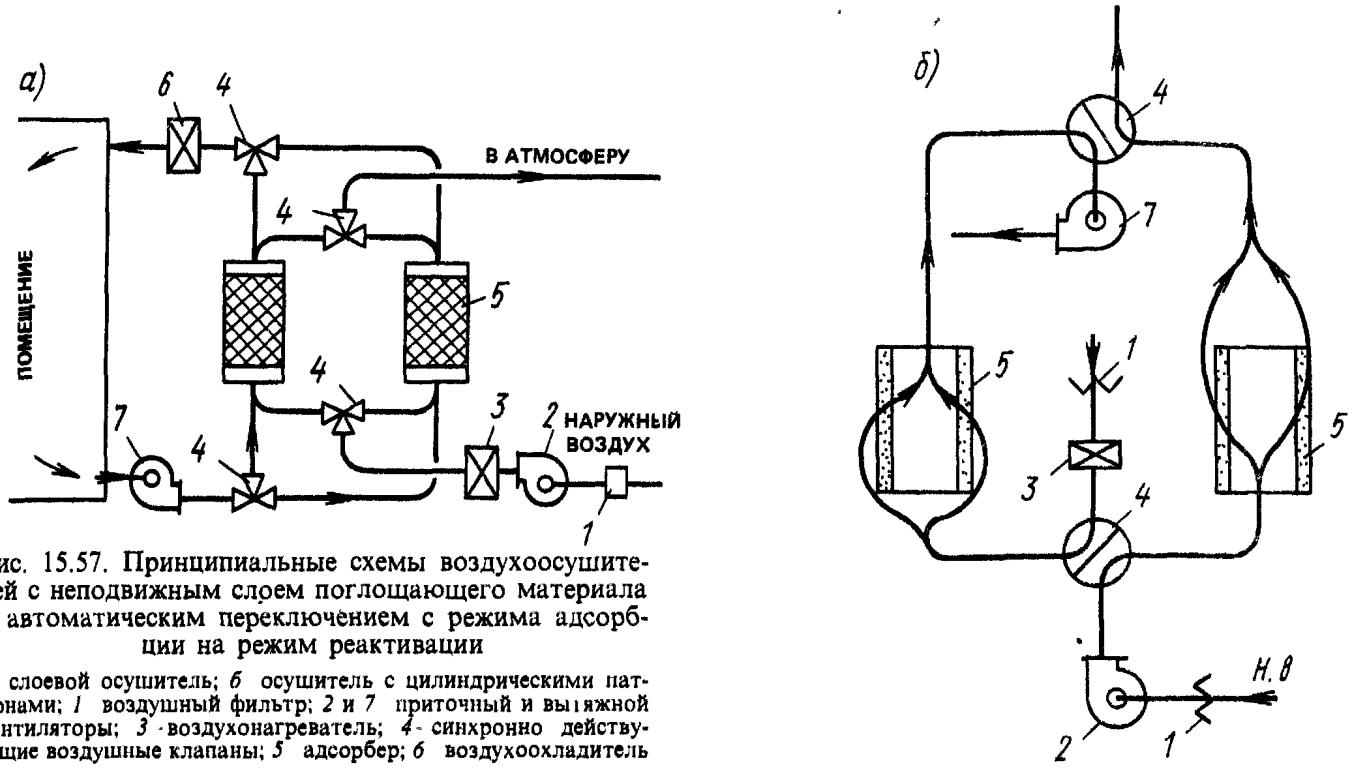


Рис. 15.57. Принципиальные схемы воздухоосушителей с неподвижным слоем поглощающего материала и автоматическим переключением с режима адсорбции на режим реактивации

а слоевой осушитель; *б* осушитель с цилиндрическими патронами; *1* воздушный фильтр; *2* и *7* приточный и вытяжной вентиляторы; *3* воздухонагреватель; *4* синхронно действующие воздушные клапаны; *5* адсорбер; *6* воздухоохладитель

нами (рис. 15.57). В аппаратах первого типа около 75% адсорбента постоянно находится в потоке осушаемого воздуха и извлекает из него влагу, а около 25% адсорбента, проходя через поток горячего воздуха, отдает влагу и тем самым восстанавливает свою поглощающую способность. В аппаратах второго типа адсорбирующий материал неподвижен, одна его часть поглощает влагу, а другая в это время находится в процессе реактивации. Переключение с режима поглощения на режим реактивации производится системой автоматики. В аппаратах второго типа основной процесс осушения воздуха идет при постоянной скорости поглощения, которая затем резко падает.

Адсорбция возможна вплоть до полного насыщения сорбента, но практически процесс заканчивают несколько раньше путем переключения работающего ложа или группы патронов на реактивацию, а подготовленного ложа или группы патронов – на осушение. При реактивации температура уходящего воздуха по сухому термометру сначала резко поднимается, а потом держится на постоянном уровне до тех пор, пока бóльшая часть воды, содержащейся в адсорбенте, не испарится. Затем температура выходящего воздуха вновь резко повышается, что является сигналом окончания процесса реактивации.

Теплота адсорбции состоит из скрытой теплоты испарения и теплоты смачивания, освобождающейся при контакте жидкой и твердой поверхности. При конденсации скрытая теплота преобразуется в явную. Теплота расходуется на нагрев слоя осушителя, теряется через стенки аппаратуры и уносится воздухом. Выходящий из осушителя воздух перед подачей в кондиционируемое помещение обычно охлаждают. В ряде случаев, например при осушении подвалов, повышенная температура воздуха не является помехой и мер к его охлаждению не принимают.

Зависимость между относительной концентрацией водяного пара в силикагеле C_c, кг/кг, и влагосодержанием воздуха $d_в$, кг/кг (или парциальным давлением водяного пара), при постоянной температуре называют **изотермой сорбции**.

Изменение равновесного состояния водяного пара в силикагеле и в осушаемом воздухе в зависимости от температуры воздуха, равной температуре геля, и от парциального давления паров, воды или температуры точки росы воздуха показано на рис. 15.58 и 15.59. Кривые на рис. 15.58 асимптотически приближаются к оси при 5–6%-ном содержании влаги по отношению к сухой массе геля. Эту массу влаги следует оставить в геле и после реактивации, так как дальнейшее удаление влаги приводит к физическим изменениям силикагеля и снижению адсорбционной способности. Гели характеризуются «полезной концентрацией», озна-

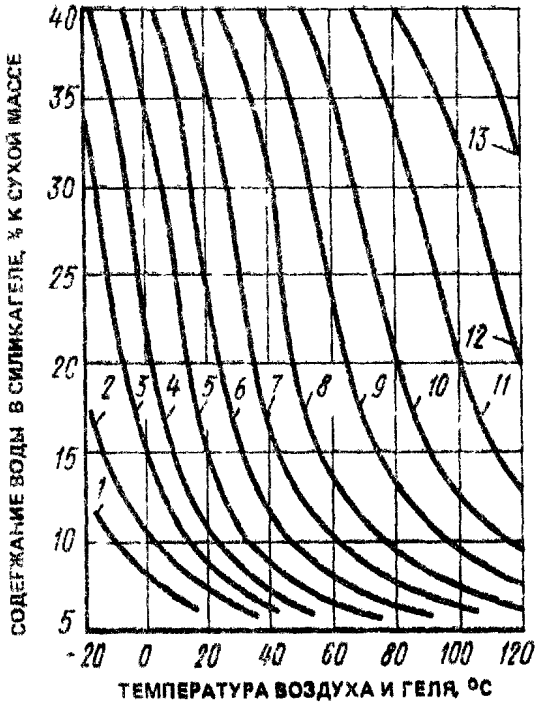


Рис. 15.58. Кривые равновесного состояния водяного пара в силикагеле насыпной плотностью 700 кг/м³

Кривая	P, кПа	$t_р$, °С	Кривая	P, кПа	$t_р$, °С
1	0,00333	−51,1	8	3,33	26,7
2	0,0226	−34,4	9	6,66	38,3
3	0,0745	−23,3	10	13,32	51,7
4	0,213	−13,9	11	26,64	66,7
5	0,4	3,9	12	53,4	82,2
6	0,84	5	13	100	100
7	1.666	15			

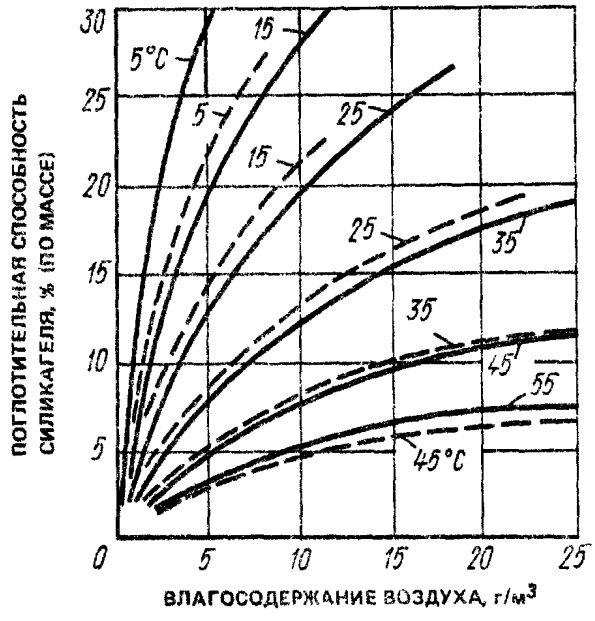


Рис. 15.59. Кривые адсорбции влаги силикагелем (диаметр зерен 2–4 мм, толщина слоя 0,5 м, скорость набегающего потока воздуха 0,2 м/с)

чающей поглотительную способность (за исключением остаточного содержания влаги после реактивации).

При постоянных температурах воздуха и геля количество адсорбированной влаги находится в прямой зависимости от температуры точки росы (влагосодержания) воздуха. Если температура точки росы воздуха близка к температуре по сухому термометру ($\varphi \approx 100\%$), то равновесное содержание воды в геле весьма близко к 40% его сухой массы при одинаковых температурах воздуха и геля.

Масса влаги, поглощаемой адсорбентом, увеличивается при повышении начальной температуры точки росы воздуха. При постоянной температуре точки росы масса поглощенной влаги возрастает со снижением температуры и увеличением насыщения воздуха. Повышения пропускной способности адсорбента можно достичь увеличением массы пропускаемого воздуха при одновременном повышении влажности на выходе из аппарата.

При высокой температуре осушенного воздуха и особенно в тех случаях, когда после осушения необходимо получить низкую температуру точки росы, целесообразно устанавливать охладитель для понижения температуры поступающего воздуха. С понижением температуры в адсорбере степень осушения воздуха существенно увеличивается. Иногда воздухоохладители встраивают непосредственно в ложе адсорбента.

Потери давления, Па, в слое осушителя определяются по формуле

$$\Delta p = Chv^n, \qquad (15.120)$$

где $C = 40$ для селикагеля и алюмогеля и $C = 268$ для активированного угля марки АР; h – высота слоя, мм; n – показатель степени, равный 2 для селикагеля и алюмогеля и 1,43 для активированного угля марки АР.

Конечная температура воздуха, °С, после адсорбции влаги селикагелем

$$t_{c2} = t_{c1} + 2{,}51\,\Delta d, \qquad (15.121)$$

где t_{c1} – температура воздуха, °С, до осушителя; Δd – разность влагосодержания воздуха, г/кг, до и после осушки.

Масса поглощенной влаги, кг/цикл,

$$W = G\,\Delta d\,\tau_a, \qquad (15.122)$$

где G – расход воздуха, кг/ч; Δd – по предыдущему, г/кг; τ_a – продолжительность цикла 1,5–2 ч.

При адсорбции влаги активированным углем процесс проходит практически по изотерме.

Тепловлажностное отношение процесса десорбции влаги из селикагеля $\varepsilon \approx \approx 1200$ кДж/кг.

Массовый расход десорбирующего воздуха

$$G_д = (1{,}5 - 2{,}0)\, G_а\, \Delta d/\Delta d_{дес}, \quad (15.123)$$

где $G_а$ – расход воздуха, кг/ч; $\Delta d/\Delta d_{дес}$ – отношение разности влагосодержания воздуха, адсорбированного селикагелем к десорбируемому.

Расход теплоты на десорбцию, кВт/ч,

$$Q_т \approx 0{,}53\, W, \quad (15.124)$$

где W – масса выпариваемой влаги, кг/ч.

Массовую скорость набегающего потока в десорбере принимают равной 0,25–0,35 кг/(м^2·с).

15.8.3. Осушение воздуха твердо-жидкими поглотителями

В качестве твердо-жидкого поглотителя влаги применяют главным образом кристаллический хлористый кальций и иногда безводный хлористый кальций.

По мере обводнения твердый хлористый кальций превращается в раствор. Процесс осушения воздуха при его контакте с твердым хлористым кальцием, постепенно переходящим в раствор, протекает изоэнтальпически.

В. И Сыщиков* на основе экспериментального изучения созданных им воздухоосушительных установок с использованием хлористого кальция в твердо-жидком состоянии установил, что интенсивность влагопоглощения и конечная относительная влажность воздуха, %, зависят от типа адсорбера и начальной температуры воздуха

$$\varphi_к = A + Bt_н, \quad (15.125)$$

где A и B – свободный член и коэффициент (табл. 15.29).

Конечная концентрация раствора хлористого кальция вычисляется по формуле

$$\varepsilon_к = C + Dt_н. \quad (15.126)$$

ТАБЛИЦА 15 29. ЗНАЧЕНИЯ A И B

Тип адсорбера и способ его снаряжения	A	B
Вертикальный	45,7	−0,24
Горизонтальный, снаряженный вертикальными кассетами	57,65	−1,03
Горизонтальный, горизонтальные кассеты уложены открытой поверхностью вверх; поверхность твердого сорбента не покрыта слоем раствора	51,45	−0,595
То же, поверхность твердого сорбента покрыта слоем раствора	77,5	−1,16

Для горизонтальных кассет с поверхностью сорбента, обращенной вверх, $C = 21{,}9$ и $D = 0{,}77$, а для всех остальных случаев расположения кассет $C = 34{,}2$ и $D = 0{,}36$.

Хлористый кальций с начальной концентрацией 60% поглощает водяные пары в количестве 100% начальной массы твердой соли как при низких положительных, так и при отрицательных температурах воздуха.

15.9. БОРЬБА С ЗАПАХАМИ, ОЗОНИРОВАНИЕ И АЭРОИОНИЗАЦИЯ

15.9.1. Борьба с запахом и озонирование

Помимо людей и животных источниками запахов в помещениях являются технологическое оборудование, сырье и готовая продукция, горючие и смазочные материалы, растворители и краски, пищевые и химические продукты, оборудование для приготовления пищи, ковры, мебель, линолеум, декоративная отделка ограждений, загрязненные поверхности элементов СКВ, вода, циркулирующая в форсуночных камерах и орошаемых поверхностных воздухоохладителях, разлагающаяся пыль и минеральные масла на поверхностях фильтров и теплообменников, наружный воздух, загрязненный выбросами промышленных предприятий и транспорта.

Существует более 30 различных теорий, объясняющих способность человека распознавать запахи, но большинство этих теорий экспериментально не подтверждается. Оценивать интенсивность запахов на основе инструмен-

* Сыщиков В. И Сорбционные осушители воздуха – Л. Стройиздат, 1969

ТАБЛИЦА 15.30. ШКАЛА ЗАПАХОВ

Балл	Запах	
	по Райту	по Яглоу
0	Отсутствует	Незаметный
1	Едва заметный	Заметный
2	Отчетливый	Приемлемый
3	Умеренный	Нежелательный
4	Сильный	
5	Невыносимый	

тальных замеров в данное время не представляется возможным. Для оценки запаха с помощью обоняния используют шестибалльные шкалы, которые характеризуют субъективное ощущение силы запаха, не давая оценки степени его приятности (табл. 15.30).

Острота восприятия запаха падает с увеличением относительной влажности воздуха и практически не зависит от его температуры. Для уменьшения неприятных ощущений от запахов относительную влажность воздуха рекомендуется поддерживать в пределах 45–60%. Замечено, что ограждения больше адсорбируют запахи при понижении температуры и отдают их при повышении температуры.

С запахами можно бороться в источнике их образования, в месте их поступления в помещения и, что уже плохо, непосредственно в помещениях, не допуская воздействия запахов на органы обоняния людей.

К физическим методам борьбы с запахами относятся очистка воздуха от пыли и бактерий в воздушных фильтрах, вентиляция помещений чистым воздухом, озонирование, хлорирование, абсорбция, адсорбция и промывка водой.

Вентиляция нередко сопряжена с подачей больших объемов наружного воздуха, на обработку которого необходимы значительные количества теплоты, холода и электроэнергии. Так, если для ассимиляции углекислоты требуется подавать около 7 м^3 воздуха в 1 ч на 1 человека, то для уничтожения запахов, выделяемых человеком, находящимся в спокойном состоянии, необходимо подавать 14–40 м^3/ч, а при выполнении умеренной физической работы – 20–62 м^3/ч (нижний и верхний пределы относятся к объемам помещения, приходящимся на 1 человека и равным соответственно 13 и 3 м^3).

Озонирование при тихом электроразряде протекает с выделением одноатомных кислорода и азота, которые, взаимодействуя друг с другом, образуют вредные для людей окислы азота. Кроме того, озон в больших концентрациях вреден для здоровья людей (предельно допустимая концентрация 0,1 мг/м^3). Установлено, что при малых концентрациях (0,01–0,03 мг/м^3) получение озона не сопровождается значительным образованием окислов азота, способствует уничтожению запахов, стерилизации воздуха и улучшению самочувствия людей. Вообще говоря, применение озона допустимо для борьбы с запахами вентиляционных выбросов, а также в складских помещениях.

Методы адсорбции при пропускании через активированный древесный уголь и абсорбции с помощью орошения воздуха растворами хлористого кальция и хлористого лития связаны с необходимостью реконцентрации угля и раствора. Положительным свойством растворов хлористого лития и хлористого кальция, как указывалось, является их бактерицидное действие.

Промывка воздуха водой в форсуночных и насадочных камерах наиболее доступна, однако при ней удаляются только запахи, вызываемые растворимыми в воде веществами (например, запах аммиака).

Удаление запахов из рециркуляционного воздуха позволяет в ряде случаев сокращать количество вводимого наружного воздуха. Расход очищаемого рециркуляционного воздуха $L_{рец}$, м^3/ч, можно определить по формуле

$$L_{рец} = \frac{1000g/(K_1 - L_н)}{1 - E}, \qquad (15.127)$$

где $L_н$ – расход вводимого наружного воздуха, м^3/ч; g – количество выделяющихся в помещении газов и паров, кг/ч; $E = K_2/K_1$ – эффективность поглощения газов или паров в очистном устройстве; K_1 и K_2 – концентрация газа или пара на выходе соответственно из помещения и очистного устройства, г/м^3.

Если рециркуляционный воздух очищается до предельно допустимой концентрации $K_{пред}$, то его расход, м^3/ч, определяют по формуле

$$L_{рец} = \frac{1000gE'/(K_{пред} - L_н)}{1 - E'}, \qquad (15.128)$$

где $E' = K_{пред}/K_1$.

Наконец, если система кондиционирования воздуха работает на полной рециркуляции (без подачи наружного воздуха), то формула (15.128) принимает вид

$$L_{\text{рец}} = \frac{1000gE'/K_{\text{пред}}}{1 - E'}, \qquad (15.129)$$

Продолжительность, ч, использования активированного угля определяют по формуле

$$\tau = \frac{K_1 [L_{\text{рец}}(1 - E) + L_{\text{н}}] 1000}{Wa_{\text{д}} E}, \qquad (15.130)$$

где W – масса угля; $a_{\text{д}}$ – динамическая активность угля, кг/кг

Продолжительность, ч, использования угля, очищающего воздух до предельно допустимой концентрации, вычисляется по формуле

$$\tau_{\text{пред}} = \frac{K_{\text{пред}} [L_{\text{рец}}(1 - E') + L_{\text{н}}] 1000}{Wa_{\text{д}} E'}. \qquad (15.131)$$

Для пользования формулами (15.127)–(15.131) необходимо знать количество и качественный состав газов и паров, допускаемые по условиям дезодорации концентрации пахучих веществ в воздухе, динамическую активность угля и его эффективность.

Слой активированного угля толщиной 12,5 мм при скорости набегающего потока воздуха 0,2 м/с обладает эффективностью примерно 0,95. После реактивации эффективность слоя угля падает до 0,9. Сопротивление слоя угля 12,5 мм проходу воздуха равно 50 Па. Для слоя угля толщиной 25 мм эффективность равна 0,98, а сопротивление – 75–90 Па. Перед слоем из активированного угля необходимо устанавливать противопыльные фильтры.

Сравнение эффективности различных методов дезодорации приведено на рис. 15.60, из которого следует, что борьба с запахами с помощью активированного угля эффективна при низкой скорости воздуха.

Успешную борьбу с запахами обеспечивает **деструктивный метод окисления.** При окислении молекул пахнущих веществ запах лишается своего физиологического действия на органы обоняния. Органы обоняния, как известно, не реагируют на запах кислорода и его окислов.

Теоретически существует большое число способов окисления. Однако из гигиенических, инженерных и экономических соображений практически приемлем только один способ, который состоит в том, что на молекулы веществ, имеющих запах, воздействует одно-

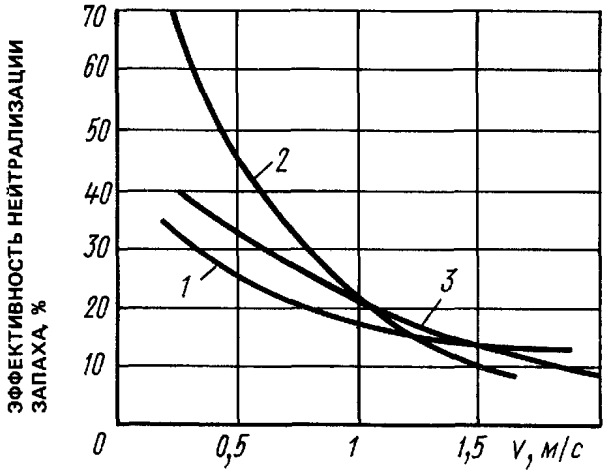


Рис. 15 60. Эффективность различных методов удаления запахов из воздуха

1 – промывкой водным раствором гликоля в орошаемом слое, *2* – пропуском воздуха через слой активированного угля толщиной 19 мм (одорант – четыреххлористый углерод), *3* – фильтрацией с загрузкой фильтра активированной окисью алюминия с перманганатом калия (толщина загрузки 25 мм, одорант – дым табака)

атомный кислород О, получаемый из кислорода воздуха при облучении его ультрафиолетовыми лучами с определенной длиной волны. Продолжительность существования одноатомного кислорода весьма мала (исчисляется микросекундами), поэтому его действие происходит в пределах завесы из ультрафиолетовых лучей.

При воздействии ультрафиолетовыми лучами с длиной волны $1849 \cdot 10^{-7}$ мм двухатомный кислород расщепляется, а двухатомный азот не расщепляется, поэтому окислов азота не образуется. Запахи ультрафиолетовыми лучами уничтожаются следующим образом. Загрязненный воздух под влиянием разрежения, создаваемого вентилятором, пропускается через воздушные фильтры, задерживающие масло и пыль, и поступает в расширительную камеру, где проходит через завесу из ультрафиолетовых лучей. Длина расширительной камеры выбирается такой, чтобы время пребывания воздуха в камере составляло 6–8 с. Объем камеры, м^3, определяют по формуле

$$V = cL, \qquad (15.132)$$

где L – производительность вентилятора, м^3/с; c – доля воздуха, пропускаемого через камеру (c = 0,1 – 1,025).

Генераторы, создающие ультрафиолетовые лучи, должны быть расположены так, чтобы завеса из лучей перекрывала сечение для прохода воздуха в нескольких местах по длине камеры.

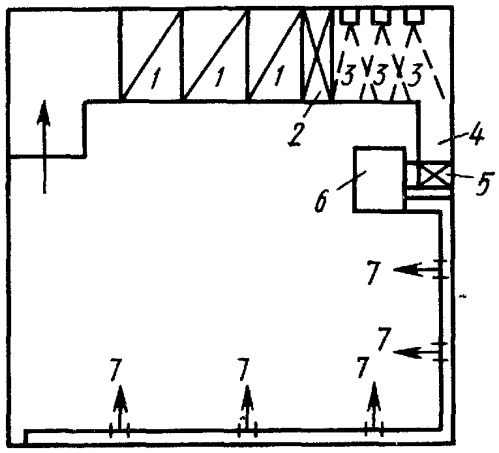


Рис. 15.61. СКВ с установкой для дезодорации воздуха

1 – масляные фильтры, *2* двойной сетчатый фильтр, *3* – ультрафиолетовые облучатели, *4* - канал, *5* – вытяжной вентилятор, *6* – СКВ, *7* – приточные отверстия

СКВ в кухне ресторана с установкой для дезодорации рециркуляционного воздуха показана на рис. 15.61. После дезодорации в систему кондиционирования поступает до 90% рециркуляционного воздуха и 10% наружного.

К **химическим способам борьбы** с запахами относятся сжигание, каталитическое горение, хемосорбция, воздействие на воздух химических реагентов. Прямое и каталитическое сжигание наиболее применимо для борьбы с промышленными выбросами. Воздействие химических реагентов на приточный воздух, как правило, неприемлемо ввиду их токсичности.

Фильтры из активированной окиси алюминия с перманганатом калия также относятся к химическим средствам борьбы с запахами. Схема их работы следующая: активированная окись алюминия адсорбирует газы и пары, а перманганат калия окисляет поглощаемые вещества, превращаясь в двуокись марганца. Такие фильтры обладают значительным сопротивлением проходу воздуха и сравнительно малой эффективностью.

К **психологическим способам борьбы** с запахами относятся нейтрализация и компенсация.

Способ нейтрализации состоит в том, что существуют «пары» запахов, которые, будучи смешаны в определенной пропорции, при надлежащем регулировании в период одновременного вдыхания создают временный психологический эффект потери обоняния человека, что равносильно параличу органов обоняния. На практике второй запах, добавляемый к пахнущему воздуху, вводится путем очень тонкого распыления жидкого маскирующего агента. В состав распыляемых дезодорантов входят эфирные масла, хлорофилл и химические вещества; частицы дезодоранта долгое время витают в воздухе. Во избежание неприятного воздействия распыляемых агентов на органы дыхания, пищеварения, глаза и кожный покров, а также на продукты питания возможность применения метода нейтрализации каждый раз надлежит предварительно согласовывать со специалистами-медиками.

Метод компенсации состоит в перекрытии непрятного запаха приятным. Но запахи бывают и несовместимыми, в этом случае может образоваться третий, еще более неприятный запах.

Наибольший эффект и наименьшие единовременные и эксплуатационные затраты свойственны ультрафиолетовому облучению, пропусканию через активированный уголь и промывке воздуха водой в форсуночных камерах.

Во время эксплуатации СКВ для устранения причин появления запахов необходимо точно соблюдать сроки очистки элементов систем от загрязнений, обмывания форсуночных камер и спуска шлама, дезинфекции теплообменных аппаратов и воздуховодов, замены фильтров и замасливателей; после ухода людей из помещения выключать системы нужно не сразу, а через некоторый промежуток времени.

15.9.2. Ионизация воздуха

Под влиянием ионизирующих факторов (радиоактивное излучение почвы, космическое излучение) от молекулы газа отделяется электрон, который присоединяется к нейтральной молекуле и образует отрицательный ион, а атом или молекула, лишенные электрона, образуют положительный ион.

Легкие атмосферные ионы состоят из группы молекул. Тяжелые ионы образуются при соединении легкого иона с пылинками и водяными каплями. Степень ионизации атмосферы характеризуется числом ионов в 1 $см^3$ воздуха. Обычно в 1 $см^3$ наружного воздуха содержится около 1000 легких ионов, в зимнее время их содержание снижается до 200, а летом иногда поднимается до 3000, вблизи же водопадов – до 10 000 ионов и более.

Отрицательные и положительные ионы различно действуют на организм и окружающую среду. Отношение числа легких положительных ионов к числу легких отрицательных ионов называют **коэффициентом униполярности**, который устанавливается отдельно для легких ионов $g = n^+/n^-$ (в атмосфере $g = 1 \div 2$) и отдельно для тяжелых ионов $Q = N^+/N^-$.

Вблизи заводов, котельных и электростанций наблюдается значительная концентрация тяжелых ионов, которая может служить одним из критериев загрязнения воздуха. В воздухе производственных помещений имеются значительные концентрации легких и тяжелых ионов обеих полярностей. Особенно высокие концентрации тяжелых ионов наблюдаются при электросварке, литье и других процессах, связанных с выделением вредных веществ.

Солнечное сияние, температура и степень влажности воздуха, выпадение дождей (особенно грозовых) и снега, направление и сила ветра оказывают влияние на степень аэроионизации наружного воздуха и иногда определяют ее знак.

Искусственной аэроионизацией можно осаждать пыль, однако выпадающая из воздуха пыль и сопутствующие ей бактерии оседают на потолок, стены, пол и окружащие предметы.

Искусственная ионизация воздуха по назначению и под контролем врачей применяется в профилактических целях, а также при лечении острых катаров верхних и нижних дыхательных путей, бронхиальной астмы, гипертонической болезни (на ранних стадиях), ожогов и ран. Дозировка аэроионов, продолжительность сеансов и их число устанавливаются врачами с учетом индивидуальных особенностей людей и характера протекания болезней.

В зарубежной литературе преобладает мнение, основанное на специально поставленных экспериментах о том, что для здоровых людей искусственная ионизация воздуха в помещениях не требуется*. Тем не менее ряд фирм в течение многих лет комплектует автономные кондиционеры и рециркуляционные воздухоочистительные агрегаты генераторами отрицательных ионов, поскольку они способствуют стерилизации воздуха.

Некоторые разъяснения в вопросе о целесообразности применения аэроионизации в производственных зданиях внесло Главное санитарно-эпидемиологическое управление Минздрава СССР, которое в 1977 г. издало Временные указания**, регламентирующие компенсацию аэроионной недостаточности в производственных помещениях (за исключением тех, где выделяются вредные химические вещества). Согласно Указаниям, в первую очередь аэроионизацию следует устраивать в помещениях с повышенными требованиями к чистоте, приточный воздух в которые проходит через фильтры тонкой очистки; оптимальным считается уровень ионизации – число ионов в 1 $см^3$ воздуха в зоне дыхания: легких положительных ионов 6–5 тыс., легких отрицательных ионов 5–6 тыс. (коэффициент униполярности 1,2–0,8). Предельно допустимые отклонения от оптимального уровня: легких положительных ионов 10–2,5 тыс., легких отрицательных ионов 2,5–10 тыс. (коэффициент униполярности 0,2–0,5). Для компенсации аэроионной недостаточности рекомендовано применять стационарные или переносные управляемые безопасные электрические эффлювиальные аэроионизаторы закрытого типа, генерирующие ионы коронным разрядом. Для исключения деионизации воздуха при транспортировании его по металлическим каналам аэроионизаторы устанавливают непосредственно в помещениях или у приточных отверстий.

С технологической точки зрения генерирование и введение отрицательных ионов положительно сказываются на процессах производства и обработки бумаги, пленок, искусственных и природных волокон, на полиграфических процессах. Имеются сведения, что при аэроионизации снижается загазованность воздуха окисью углерода CO (гаражи, ангары), CO_2 и SO_2.

---

* Влияние ионизации воздуха на самочувствие человека (Канада) – Сер. 9. Науч.-реф. сб. (ЦНИИС.– М., 1979.– Вып. 7).

** Указания (временные) по компенсации аэроионной недостаточности в помещениях промышленных предприятий и эксплуатации аэроионизаторов.– М.: изд. Минздрава СССР, 1977.

Глава 16

ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Для охлаждения и осушения воздуха в кондиционерах используются естественные или искусственные источники холода и их комбинации, если требуемые параметры воздуха не могут быть обеспечены средствами прямого или косвенного испарительного охлаждения.

Выбор источника холода должен быть обоснован возможностью получения требуемых параметров воздуха, местными условиями, техническими средствами и экономическим расчетом. Окончательный выбор производится на основании технико-экономического сравнения вариантов.

16.1. ЕСТЕСТВЕННЫЕ ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА

В качестве естественных источников холода можно применять артезианскую воду, воду холодных рек и озер, лед, а также воду, охлаждаемую наружным воздухом.

Артезианская вода. Возможность использования артезианской и грунтовой воды определяется водоносностью почвенных горизонтов, температурой воды, ее химическим и бактериальным составом, жесткостью и др.

Температура артезианской воды должна быть тем ниже, чем ниже должна поддерживаться температура в кондиционируемом помещении и чем большей является нагрузка в системах кондиционирования воздуха от влагопритоков. Поскольку температура подземных вод приблизительно равна температуре грунта на соответствующей глубине, фактическую температуру воды в данной местности можно установить лишь путем соответствующих изысканий.

Расстояние между скважинами, забирающими воду из одного водоносного горизонта, рекомендуется принимать не менее 250 м. После использования в установке кондиционирования воздуха подземные воды желательно возвратить обратно в грунт (в водоносный слой).

Подземные воды, используемые в кондиционерах с непосредственным контактом между водой и воздухом, должны удовлетворять требованиям, предъявляемым к воде питьевого качества по ГОСТ 2874–82. Во избежание отложения солей в трубках теплообменных аппаратов временная жесткость воды не должна превышать 10 мг·экв/л.

С целью уменьшения расхода артезианской воды в установке кондиционирования воздуха ее необходимо использовать в теплообменных аппаратах, обеспечивающих максимально возможный подогрев. Наибольший эффект может быть достигнут в результате применения воздухоохладителей поверхностного типа, в которых вода может нагреваться на 8–10 °С. Поскольку в поверхностном воздухоохладителе нет непосредственного контакта между водой и воздухом, вода необязательно должна быть питьевого качества. Это позволяет использовать грунтовые воды, залегающие на небольшой глубине, воды горных рек, озер и т. п.

Хороших результатов можно достичь путем создания комбинированных схем, где наряду с артезианской водой используются холодильные установки.

В тех случаях когда располагают небольшим количеством артезианской воды с достаточно низкой температурой, целесообразно применять схему с предварительным охлаждением воздуха, например в первой ступени воздух охлаждается артезианской водой (рис. 16.1, *а*), а во второй ступени водой (или рассолом), охлаждаемой холодильной установкой.

Артезианскую воду, нагретую в первой ступени, целесообразно использовать еще раз, например для охлаждения конденсаторов холодильных машин. Для более полного использования охлаждающей способности артезианской воды ее можно направить не непосредственно в конденсаторы, где она может быть нагрета на 4–6 °С, а в промежуточный бак, куда также сливается основная часть воды после конденсаторов. В результате смешения обоих потоков артезианская вода нагревается на 20–25 °С,

а вода, поступающая в конденсаторы, охлаждается на 4–6 °С, после чего смесь насосами направляется в конденсаторы.

Если в распоряжении имеется достаточно большое количество артезианской воды, но со сравнительно высокой температурой и допустимой жесткостью, можно применить схему с предварительным охлаждением артезианской воды холодильной машиной (рис. 16.1, *б*).

Лед. Применение естественного льда, заготавливаемого из водоемов или намораживаемого в бунтах в зимнее время, может оказаться целесообразным в районах с коротким жарким летом и холодной зимой.

Для предохранения от быстрого таяния в течение лета бунт сверху и с боков покрывают соломенными и другими матами и засыпной теплоизоляцией.

Прямой контакт между льдом из бунтов и водоемов и воздухом, подаваемым в помещения, не допускается по санитарно-гигиеническим соображениям. Поэтому применяются схемы холодоснабжения, в которых естественным льдом охлаждается вода, циркулирующая через воздухоохладители поверхностного типа. Основные недостатки систем с ледяным охлаждением – их громоздкость, трудоемкость заготовки льда, загрязнение льда и др. Так, для установки кондиционирования воздуха, предназначенной для работы в течение 100 летних дней со средней холодопотребностью 230 кВт, требуется наморозить в течение зимы бунт объемом 2200 м^3, для размещения которого требуется площадка размером 20 × 60 м. Устройство таких бунтов не всегда возможно как в связи с большой занимаемой площадью, так и по архитектурным соображениям.

Наружный воздух. В летнее время, особенно в районах с сухим и жарким климатом, наружный воздух может быть использован для охлаждения воды, поступающей в воздухоохладители (установки косвенного и комбинированного испарительного охлаждения воздуха). В переходный и зимний периоды холодный воздух может быть использован для ассимиляции внутренних теплоизбытков как путем его непосредственной подачи в увеличенных количествах в кондиционируемые помещения, так и для охлаждения воды, циркулирующей через воздухоохладители кондиционеров. В последнем случае используются градирни, камеры орошения, водовоздушные теплообменники.

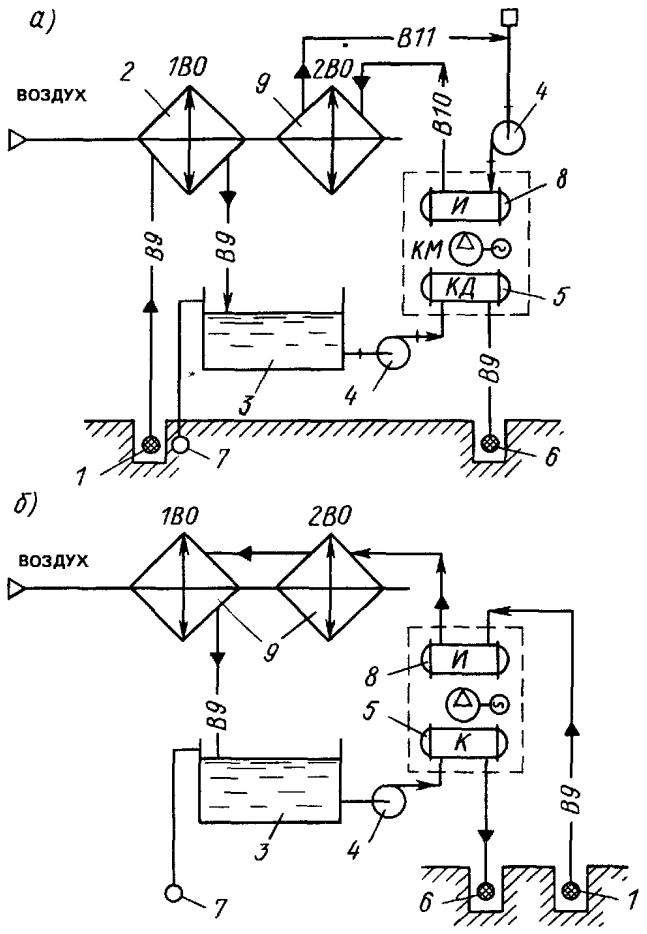


Рис. 16.1 Схемы использования артезианской воды в СКВ с предварительным охлаждением воздуха (*а*) и с предварительным охлаждением артезианской воды (*б*)

1 артезианская скважина, *2* – воздухоохладитель предварительного охлаждения, *3* – бак артезианской воды, *4* – центробежный насос, *5* – конденсатор, *6* – диффузионная скважина, *7* – канализационный коллектор, *8* – испаритель, *9* основной воздухоохладитель

Следует отметить, что в связи с постоянно и повсеместно усиливающимся дефицитом природных пресных вод, громоздкостью и относительной сложностью использования естественного льда эти источники холода распространения и достаточного практического применения не получили.

16.2. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

16.2.1. Парокомпрессионные машины

Наиболее распространенным источником холода для непосредственного охлаждения и осушения воздуха или охлаждения промежуточного хладоносителя служат парокомпрессионные холодильные машины с поршневым, винтовым или центробежным компрессором

Холодильные машины с поршневым компрессором применяют в автономных кондиционерах и для создания холодильных станций общей холодопроизводительностью примерно до 1000 кВт. На холодильных станциях холодопроизводительностью примерно до 4000 кВт используют машины с винтовым компрессором, а при холодопроизводительности более 4000 кВт – холодильные машины с центробежными компрессорами (турбокомпрессорами).

В качестве холодильного агента в этих машинах используют хладоны (R22, R12 и др.) и аммиак (R717).

Аммиачные холодильные машины с поршневым компрессором применяют в отдельных случаях для систем кондиционирования воздуха производственных помещений.

Применение аммиака в качестве холодильного агента (крайне редко и только в системах холодоснабжения промышленного кондиционирования воздуха) связано с его взрывопожароопасностью и токсичностью. Наличие аммиака в холодоносителе (воде или рассоле) практически не будет отражаться на работе холодильной установки, но может привести к отравлениям, так как свободный аммиак легко выделяется из водного или рассольного раствора. Необходимо вести непрерывный контроль содержания аммиака в холодоносителе: прибор, контролирующий содержание аммиака, должен иметь предел чувствительности ниже опасной концентрации паров аммиака в воздухе. Предельно допустимая концентрация аммиака в воздухе составляет 0,02 мг/л.

Для холодоснабжения систем кондиционирования воздуха жилых и общественных зданий применяются только хладоновые холодильные агенты и в основном R22 (хладон-22).

Вид промежуточного хладоносителя выбирается в зависимости от его температуры: при температуре 2 °С и выше применяют воду, а при более низких температурах – различные рассолы (растворы хлористого кальция, этиленгликоля и др.). Для охлаждения хладоносителя с помощью хладоновых холодильных машин используют комплексные агрегатированные водоохлаждающие машины, оснащенные электрооборудованием, приборами защитной автоматики, пультом управления и т. п.

Температура воды, выходящей из кожухотрубных испарителей с кипением хладагента в межтрубном пространстве, во избежание замерзания воды в трубах не должна быть ниже 6 °С. Для получения воды с более низкой температурой следует применять машины с кожухозмеевиковыми испарителями, в которых воду можно охлаждать до 3 °С, или открытые погружные испарители (аммиачные холодильные машины с аккумулятором холода типа АКХ).

Для подбора холодильных машин следует пользоваться каталогами и заводскими информационными материалами.

Подбор холодильных машин производится одним из трех методов: по спецификационной холодопроизводительности, указанной в каталоге; по графическим характеристикам холодильных машин; по теоретической объемной подаче компрессора, входящего в комплект холодильной машины.

Подбор машин первым методом приближенный, так как в каталогах холодопроизводительность указана для определенного спецификационного режима, который может отличаться от рабочего.

Рабочий режим холодильной установки характеризуется: температурой кипения хладагента t_0, которую принимают на 5–7 °С ниже средней температуры хладоносителя в испарителе; температурой конденсации $t_к$, которую принимают на 4–5 °С выше температуры воды t_{w2}, уходящей из конденсатора; температурой всасываемых паров $t_и$, которую в хладоновых машинах с регенеративным теплообменником принимают 15–20 °С, а без теплообменника – равной температуре кипения хладагента [для аммиачных машин с одноступенчатым компрессором температура всасывания в компрессор $t_{вс} = t_0 + (5 \div 10)$ °С]; температурой жидкого хладагента перед регулирующим вентилем $t_{и'}$, которую для хладоновых холодильных машин с регенеративным теплообменником принимают по энтальпии жидкости, определяемой из теплового баланса теплообменника (в холодильных машинах без регенеративного теплообменника $t_{и'}$ принимают равной температуре насыщенной жидкости при расчетном давлении конденсации).

Пересчет холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный можно произвести, если холодопроизводительность дана в зависимости от температур кипения и конденсации t_0 и $t_к$. Однако для водоохлаждающих машин холодопроизводительность обычно указывается в зависимости от температуры выходящего холодоносителя t_{s_2} и температуры воды на входе в конденсатор t_{w_1}.

ТАБЛИЦА 16.1. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ВОДООХЛАЖДАЮЩИХ ВИНТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН (ЗАВОД «КОМПРЕССОР», МОСКВА)

Технические данные	21МКТ280-2-1	2МКТ350-2-1
Хладагент	Хладон-22	Хладон-22
Холодопроизводительность, кВт	360	630
Температура воды, °С:		
на выходе из испарителя	2	2
на входе в конденсатор	25	25
Мощность электродвигателя компрессора, кВт	132	200
Габариты, мм	4770 × 2060 × 2260	5200 × 1600 × 2580
Масса, кг	5700	7360

ТАБЛИЦА 16.2. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ВОДООХЛАЖДАЮЩИХ ТУРБОКОМПРЕССОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН (НПО «КАЗАНЬКОМПРЕССОРМАШ»)

Технические данные	10ТХМВ-2000-2	10ТХМВ-4000-2	10ТХМВ-8000-2
Хладагент	Хладон-12	Хладон-12	Хладон-22
Холодопроизводительность, кВт	2550	4750	8800
Температура, °С:			
холодоносителя на выходе из испарителя	7	7	7
охлаждающей воды на входе в конденсатор	30	30	30
Мощность электродвигателя, МВт	630	1250	2500
Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	500	1000	1600
Количество заряженного хладагента, кг	2000	2500	3500
Масса (без электродвигателя), кг	24 270	46 490	73 000
Габариты, мм	6080 × 3950 × 2600	7040 × 5100 × 3560	8050 × 6250 × 4230

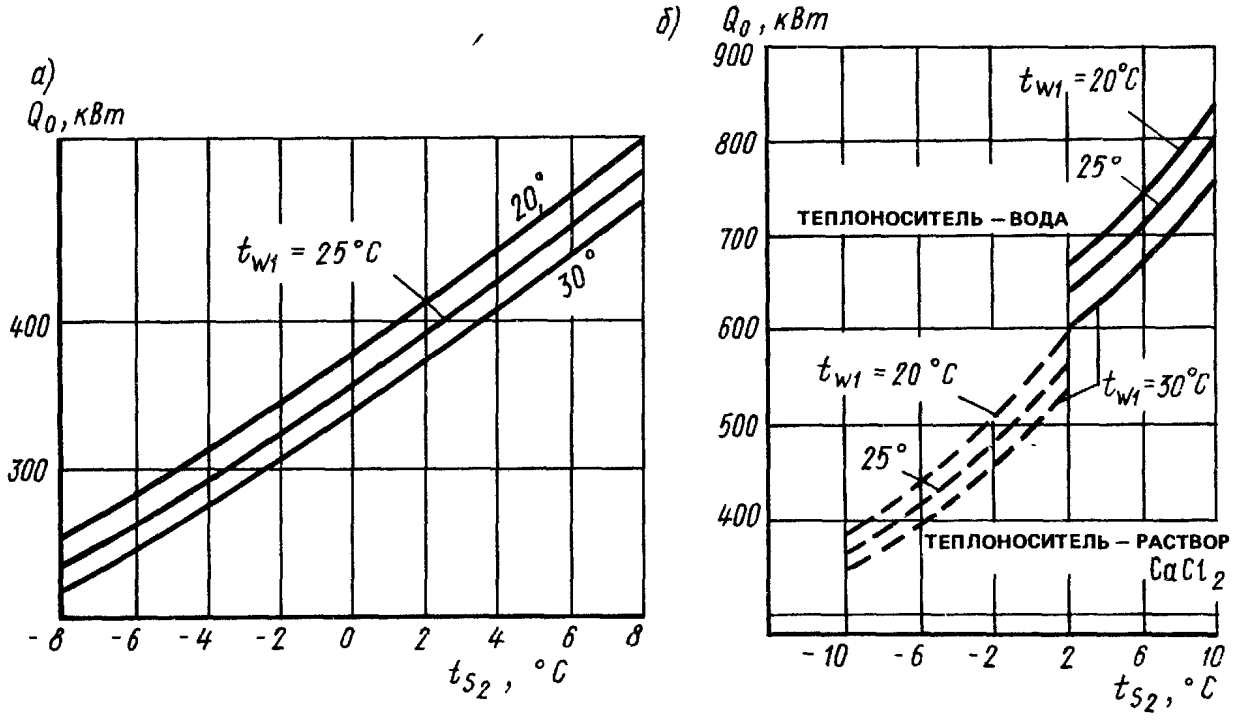


Рис. 16.2. Зависимости холодопроизводительности Q_0 от температуры хладоносителя t_{s2} и охлаждающей воды t_{w1} для хладоновой машины марки 21МКТ 280-2-1 (*а*) и 2МКТ 350-2-1 (*б*)

В этом случае произвести пересчет трудно из-за недостатка других данных, в связи с чем рекомендуется второй или третий метод.

Подбор холодильных машин вторым методом производят по графикам, на которых дана зависимость холодопроизводительности Q_0 и потребляемой мощности $N_э$ от t_{s_2} и t_{w_1}.

Подбор холодильных машин третьим методом выполняется на основании теплового расчета холодильного цикла машины при расчетном режиме. В ходе расчета определяется требуемая объемная подача компрессора, а затем по каталожным данным подбирают одну или несколько холодильных машин с фактической объемной подачей компрессора, несколько большей расчетной Этот метод наиболее точный.

Краткие технические данные некоторых водоохлаждающих винтовых и турбокомпрессорных холодильных машин приведены в табл. 16.1 и 16.2 и на рис. 16.2.

16.2.2. Абсорбционные машины

Основным типом теплоиспользующей абсорбционной холодильной машины, применяемой для холодоснабжения кондиционеров, является бромистолитиевая (АБХМ) (табл. 16.3).

Применение АБХМ позволяет полнее реализовать вторичные сырьевые и топливно-энергетические ресурсы в целях экономии топлива, а также использовать теплоту, отбираемую от турбин ТЭЦ в межотопительный период. Наиболее экономичны АБХМ для получения холодной воды при наличии сбросной теплоты промышленных предприятий, вторичных тепловых ресурсов и избыточной теплоты ТЭЦ в виде отработавшего пара или горячей воды.

Холодильный цикл в АБХМ осуществляется с помощью водного раствора бромистого лития при глубоком вакууме. Холодильным агентом является вода, кипящая при низкой температуре, абсорбентом (поглотителем) – бромистый литий, кипящий при высокой температуре при том же давлении.

Экономическая эффективность АБХМ определяется тепловым коэффициентом – отношением количества теплоты, отведенной от охлаждаемой среды в испарителе, к количеству теплоты, затраченной на обогрев в генераторе. Тепловым эквивалентом работы растворного насоса можно пренебречь. Тепловой коэффициент АБХМ примерно 0,7.

АБХМ отличаются большой металлоемкостью и значительными расходами охлаждающей воды, а также интенсивной коррозией углеродистых сталей в присутствии кислорода воздуха. Для предотвращения и замедления коррозии в раствор бромистого лития вводятся ингибиторы, в частности хромат лития (0,18%) и гидроокись лития (0,1%) или др. При консервации АБХМ заполняется азотом. Поставляются АБХМ блоками заводской готовности с растворными насосами, вакуум-насосом, запорной и регулирующей арматурой, силовыми щитами, системой КИПиА. По отдельному заказу поставляются узел приготовления раствора бромистого лития и узел сбора конденсата при использовании водяного пара в качестве источника теплоты.

ТАБЛИЦА 16 3 ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ АБХМ (НПО «ПЕНЗХИММАШ»)

Технические данные	АБХА-1000	АБХА-3000
Холодопроизводительность, кВт	1163	3024
Температура холодоносителя (воды) на выходе из испарителя, °С	7	7
Температура воды на входе в абсорбер, °С	26	26
Греющая среда:		
вода, °С	120	115
водяной пар, МПа	0,18	0,18
Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	250–400	600–800
Общая установленная мощность, кВт	15,5	38,2
Габариты, мм:		
без площадок обслуживания	7800 × 2950 × 4850	—
с площадками обслуживания	—	11 600 × 4100 × 5940
Масса, кг.		
в объеме поставки	34 900	83 650
наиболее тяжелого блока	21 190	46 000

АБХМ можно располагать внутри и вне зданий. Условия размещения на открытой площадке: температура не ниже 5 °С, отсутствие частых туманов, морской влаги, пыльных бурь и т. п. Вне помещения размещают узел приготовления (разведения и хранения) раствора, баки сбора конденсата, резервуары охлаждаемого холодоносителя (воды).

Водоаммиачные абсорбционные установки допускается применять только для холодоснабжения кондиционеров производственных зданий. Серийно такие установки не выпускаются.

16.2.3. Пароэжекторные машины

Теплоиспользующие пароводяные эжекторные холодильные машины (ПЭХМ) эффективны при наличии неиспользуемых вторичных энергоресурсов в виде пара. Энергетические показатели ПЭХМ, металлоемкость, стоимость, а также стоимость монтажа ниже, чем у парокомпрессионных машин и АБХМ, но выше надежность и долговечность, проще конструкция и обслуживание. Эти качества определяют меньшие сроки окупаемости. Кроме того, ПЭХМ могут располагаться на открытых площадках и притом весьма компактно. Холодильным агентом в ПЭХМ и холодоносителем является вода. Температуры кипения в испарителе и охлажденной воды равны, что повышает экономичность и эффективность машины, однако вызывает значительный расход пара и охлаждающей воды и необходимость осуществления холодильного цикла в машине при глубоком вакууме и больших удельных объемах пара.

В ПЭХМ одновременно осуществляются прямой и обратный холодильный циклы: энергия пара превращается в работу, и эта работа используется для отвода теплоты от холодоносителя. Процесс преобразования энергии пара в работу и использования ее для отсасывания пара из испарителя и сжатия в конденсаторе осуществляется в пароструйных эжекторах. При циркуляции воды – холодоносителя через испаритель часть ее испаряется, основная же масса охлаждается за счет отвода теплоты парообразования и насосом подается к потребителям.

В конструкции ПЭХМ с барометрическим отводом воды из испарителя и конденсатора под действием гравитационных сил снижается расход электроэнергии на привод насосов.

В ПЭХМ обычно применяются поверхностные конденсаторы, в которых конденсируется отработавший рабочий и холодный пар. Конденсат возвращается в парогенератор и частично на подпитку в испаритель. В конденсаторах другого типа – смешивающего – пары конденсируются при контакте с охлаждающей водой. При этом конденсат не возвращается в парогенератор и не используется для подпитки испарителя.

В открытых циркуляционных системах рабочая вода имеет контакт с воздухом, в закрытых – вода с воздухом не контактирует.

При проектировании холодильной установки подбор насосов для откачки охлажденной воды из испарителя и конденсата из конденсатора производится с учетом разрежения в этих аппаратах; предпочтительны насосы типа конденсатных. Допустимая высота всасывания насоса в сумме с высотой столба воды на всасывании должна составлять для насоса рабочей воды не менее 11,5 м, для конденсатного насоса – не менее 11 м, что обеспечивается заглублением насоса или подъемом машины.

Для холодоснабжения кондиционеров наиболее экономичной, надежной и удобной в эксплуатации является закрытая схема с баком-аккумулятором холодной воды и барометрическим отводом холодной воды и конденсата от ПЭХМ. Циркуляция холодоносителя обеспечивается одной группой насосов.

Менее универсальна и менее экономична, например, открытая схема холодоснабжения с барометрическим отводом холодной воды и конденсата с двумя группами насосов для циркуляции холодоносителя или открытая схема холодоснабжения с откачкой холодной воды и конденсата насосами. Выбор и применение той или иной схемы холодоснабжения кондиционеров как оптимальной зависят от конкретных условий.

Использование ПЭХМ целесообразно при температуре холодоносителя не ниже 4–5 °С, наличии дешевого рабочего пара, большого количества дешевой охлаждающей воды с относительно невысокой температурой и ряде других конкретных факторов.

Выбор ПЭХМ должен быть обоснован сравнительным технико-экономическим анализом с другими типами холодильных машин. Основные технические данные ПЭХМ приведены в табл. 16.4 (Московский завод холодильного машиностроения «Компрессор»).

ТАБЛИЦА 16.4. ПАРОВОДЯНЫЕ ЭЖЕКТОРНЫЕ МАШИНЫ

Технические данные	16ЭП	17ЭП	18ЭП
Холодопроизводительность, кВт	1400	700	350
Температура рабочей воды, °С	9	9	7
Охлаждающая вода:			
температура, °С	30	30	28
расход, $м^3/с$	0,35	0,195	0,117
Рабочий пар:			
расход, кг/с	1,83	0,97	0,67
избыточное давление, МПа	0,7	0,7	0,8
Габариты, мм	5180 × 2520 × 4650	3000 × 2520 × 4635	3650 × 2100 × 1650
Масса, кг	15055	9050	4000

Примечание. Охлаждающая вода – пресная.

16.2.4. Воздушные холодильные машины

В воздушной турбохолодильной машине МТХМ2-50 холодильным агентом является воздух. Машина работает по замкнутому циклу с разрежением. Она состоит из осевого компрессора, турбодетандера, двух регенеративных теплообменников с механизмом попеременного их переключения, приводного двигателя, системы смазки, системы пуска и управления и т. д. Воздух поступает из атмосферы в регенератор, охлаждается и направляется в камеру или кондиционируемое помещение, нагревается, отводя теплоту, расширяется в турбодетандере, возвращается в регенератор, где нагревается, сжимается в компрессоре и удаляется в атмосферу. Регенеративные теплообменники переключаются автоматически.

Воздушные холодильные машины из-за значительных потерь в компрессоре и турбодетандере, низких значений холодильного коэффициента и некоторых других факторов менее эффективны, чем парокомпрессионные.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВОЗДУШНОЙ ТУРБОХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ МТХМ2-50 (НПО «КАЗАНЬКОМПРЕССОРМАШ»)

Хладагент	атмосферный воздух
Расход воздуха, кг/ч	5900
Режим охлаждения	от 5 до 20 °С
Холодопроизводительность, кВт	58,1
Температура воздуха на выходе, °С	28,5
Потребляемая мощность, кВт	93
Режим нагревания	от 35 до 80 °С
Расход воздуха, кг/ч	7200
Теплопроизводительность, кВт	87,2
Потребляемая мощность, кВт	93
Мощность электродвигателя, кВт	110
Габариты, мм	5000 × 1190 × 1920
Масса, кг	3260

16.3. СИСТЕМЫ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ

16.3.1. Децентрализованное холодоснабжение

При децентрализованном холодоснабжении каждый кондиционер снабжен одним или несколькими индивидуальными холодильными агрегатами, устанавливаемыми вблизи кондиционера. В этом случае наиболее целесообразно применение системы с непосредственным охлаждением воздуха (рис. 16.3). Однако применение этих систем сдерживается из-за отсутствия в номенклатуре секций центральных кондиционеров воздухоохладителей непосредственного охлаждения.

При использовании в кондиционере камеры орошения отепленная вода забирается насосом из поддона, проходит через испаритель водоохлаждающей машины и подается обратно к форсункам (рис. 16.4). Холодопроизводительность машины регулируется автоматически по температуре воздуха за камерой орошения либо по температуре воды, выходящей из испарителя.

При использовании воздухоохладителя поверхностного типа применяется закрытая схема циркуляции холодоносителя.

Применение децентрализованной системы холодоснабжения позволяет значительно снизить капитальные и эксплуатационные затраты

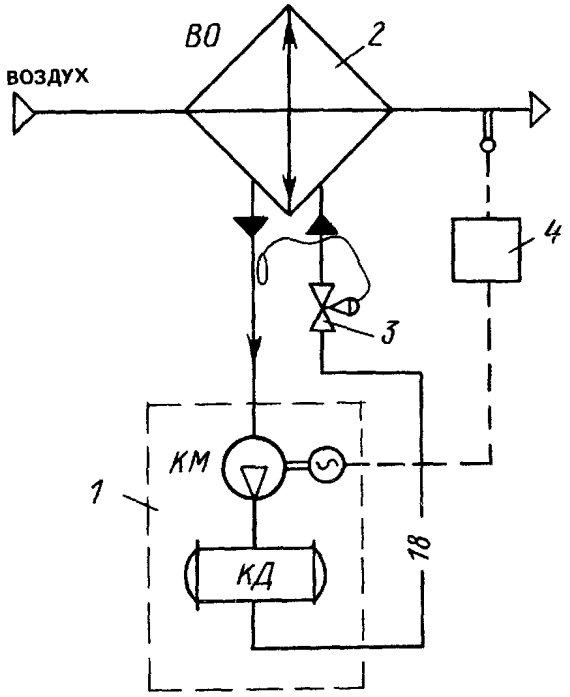


Рис 16.3. Схема непосредственного охлаждения воздуха с помощью хладонового воздухоохладителя

1 – компрессорно-конденсаторный агрегат, *2* – хладоновый воздухоохладитель, *3* – терморегулирующий вентиль, *4* – блок автоматического регулирования холодопроизводительности

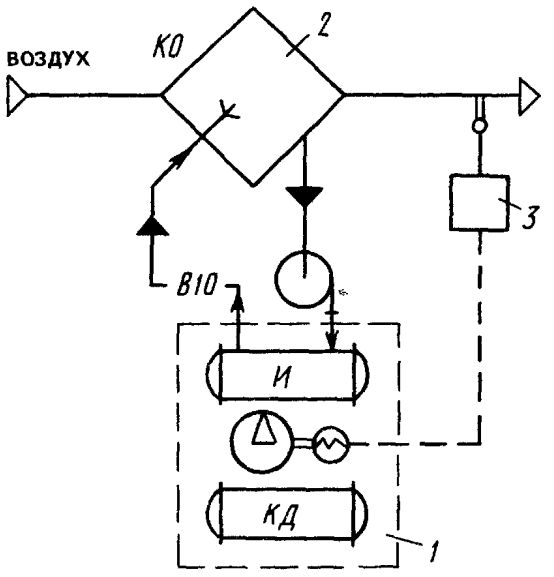


Рис 16.4. Одноконтурная схема присоединения воздухоохлаждающей машины к камере орошения

1 – водоохлаждающая машина, *2* – камера орошения, *3* – блок автоматического регулирования холодопроизводительности

за счет отказа от баков и самотечных линий, сокращения потерь холода, особенно если кондиционеры значительно удалены друг от друга. Однако ее применяют в установках общей холодопроизводительностью до 150 кВт, так как в более крупных установках возникают трудности, обусловленные шумом и вибрацией от работавшего оборудования, большим числом машин и др.

16.3.2. Централизованное холодоснабжение

Холодоснабжение больших групп кондиционеров или доводчиков осуществляется из общего хладоцентра, размещаемого либо в непосредственной близости от кондиционеров, либо в отдельно стоящей холодильной станции. Промежуточным холодоносителем служит вода или рассол, подаваемые к потребителям по сети холодопроводов.

Схемы систем холодоснабжения зависят от типа воздухоохладителей, способа их присоединения к линиям холодоносителя, удаленности кондиционеров от холодильной станции и их расположения по этажам здания.

Присоединение камеры орошения с помощью индивидуального циркуляционного насоса и трехходового смесительного клапана к линии холодоносителя показано на рис. 16.5, *а*. Соотношение количества холодной и рециркуляционной воды изменяется с помощью терморегулятора, датчик которого установлен, например, за камерой орошения. Недостатком схемы является неустойчивая работа смесительного клапана. Поэтому широко применяется схема, показанная на рис. 16.5, *б*. Расход холодной воды регулируется проходным клапаном, а для предотвращения попадания холодной воды в поддон на рециркуляционной линии установлен обратный клапан.

Особенностями обеих схем являются разрыв струи после форсунок и возврат отепленной воды в холодную станцию по самотечным трубопроводам, установка открытых (сообщающихся с атмосферой) баков для сбора отепленной воды, необходимость расположения баков ниже уровня поддонов камер орошения.

Применяются две схемы циркуляции хладоносителя: двухконтурная и одноконтурная.

При **двухконтурной схеме** на холодильной станции устанавливают бак с двумя отсеками отепленной и охлажденной воды (рис. 16.6, *а*). Иногда устанавливают два бака, соединяемых переливной трубой. Соответственно предусматривают две группы насосов, одна из которых осуществляет циркуляцию холодоносителя между холодильными машинами и потребителями холода, а вторая – между баками и холо-

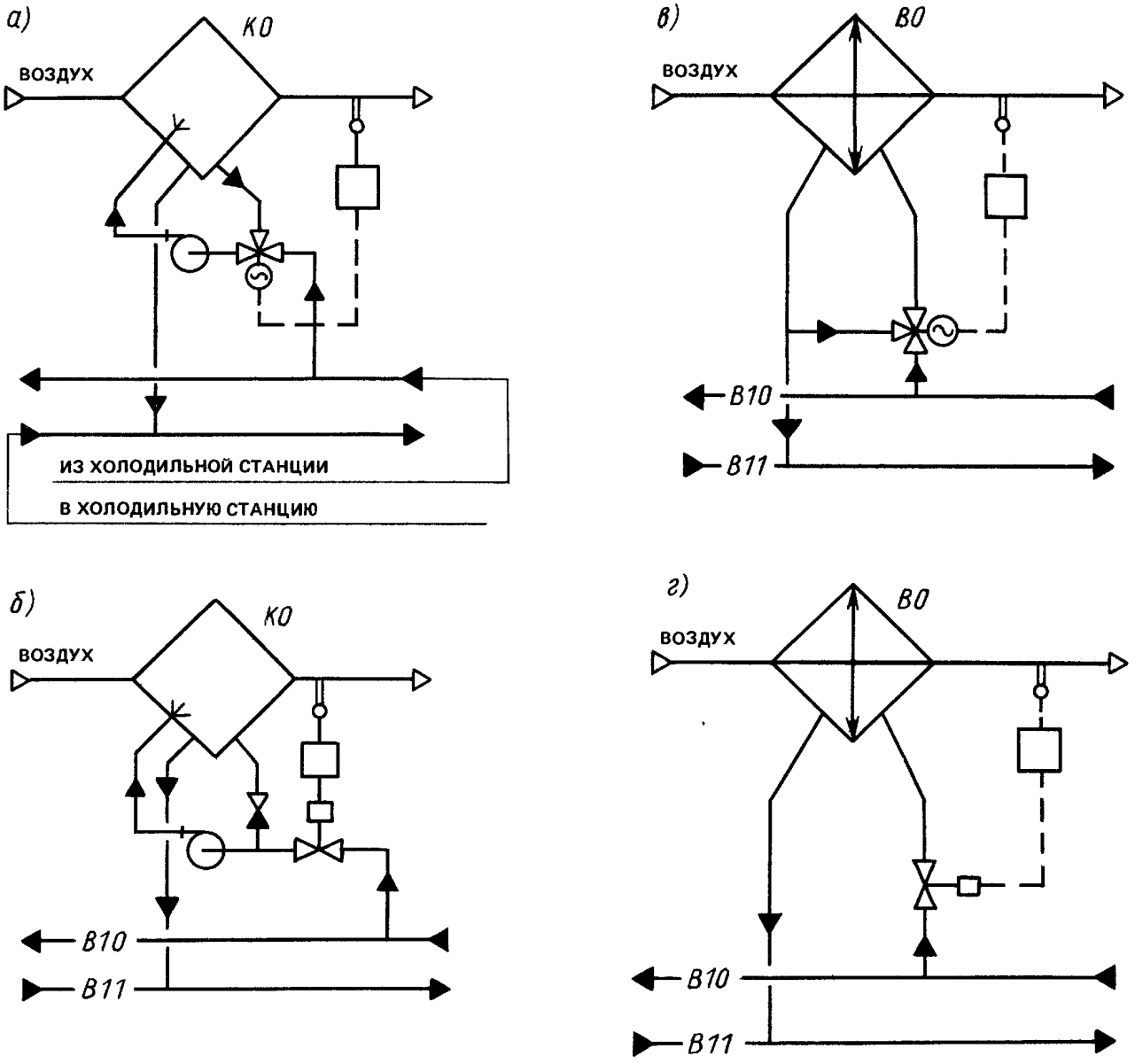


Рис. 16.5. Схемы присоединения воздухоохладителей к линиям холодоснабжения

а и *б* – камер орошения с помощью индивидуального насоса и соответственно трехходового смесительного и обратного клапанов, *в* и *г* – непосредственное присоединение поверхностных воздухоохладителей к линиям с помощью соответственно трехходового смесительного и регулирующего клапанов

дильными машинами. Эта схема применяется в основном при использовании холодильных машин с двухпозиционным регулированием производительности.

Преимущество двухконтурной схемы в том, что работа холодильных машин не зависит от работы кондиционеров. Недостаток схемы – установка второй группы насосов и дополнительных трубопроводов для осуществления циркуляции воды из одного бака в другой.

С целью уменьшения количества насосов применяют открытую **одноконтурную схему** с односекционным баком (рис. 16.6, *б*). Количество воды, проходящей через камеру орошения, как и в предыдущем случае, регулируется трехходовым смесительным или проходным регулирующим клапаном. При уменьшении расхода холодной воды через кондиционеры ее давление в подающем трубопроводе повышается, в результате чего избыточное количество воды через регулятор давления сбрасывается обратно в бак.

В связи с необходимостью прокладки самотечных линий большого диаметра, повышенной коррозией трубопроводов, большим расходом электроэнергии на подъем и перекачивание воды открытые системы сложны и дороги. Поэтому все большее распространение в СКВ получают закрытые системы циркуляции холодоносителя с использованием для

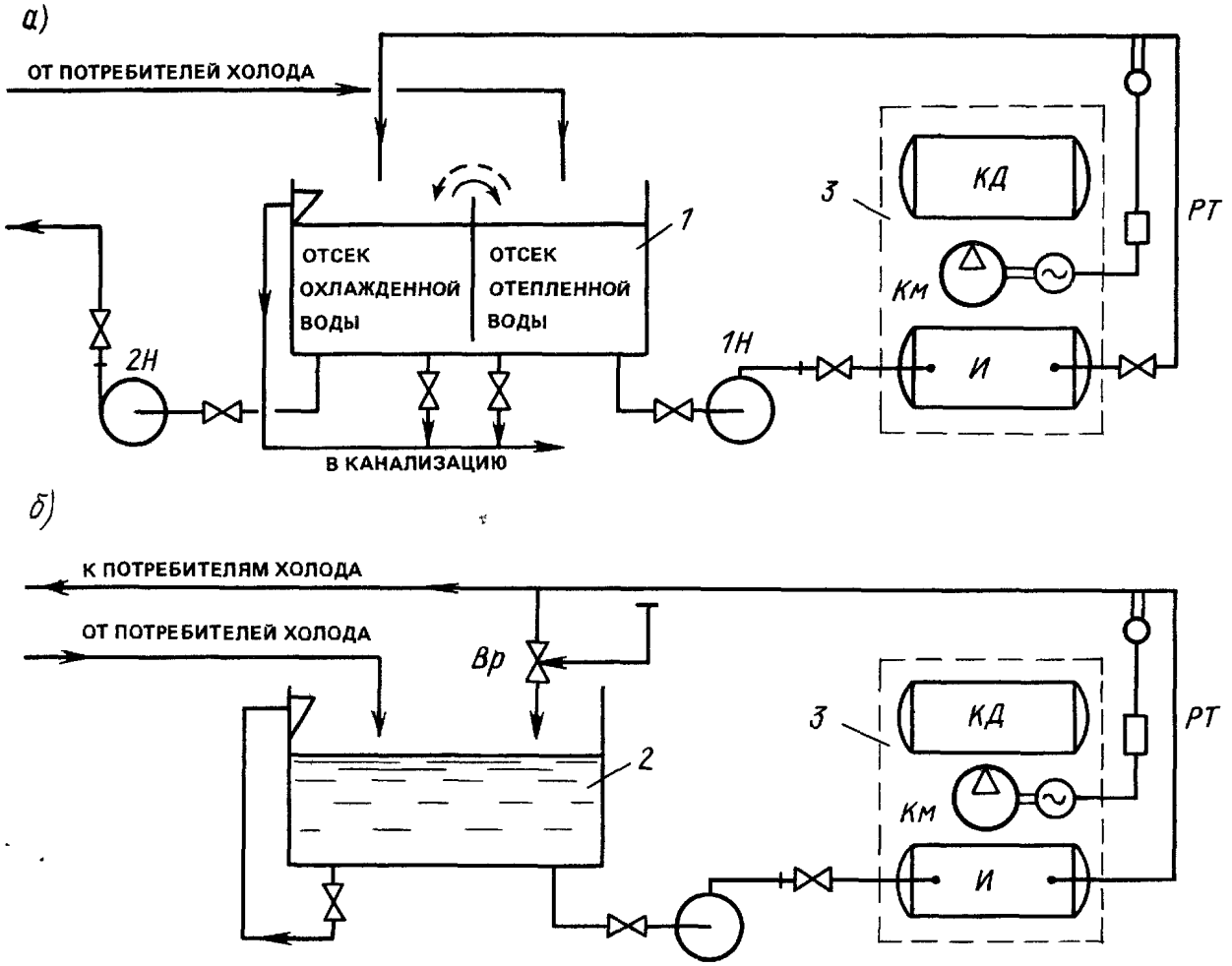


Рис. 16 6. Двухконтурные схемы циркуляции холодоносителя с открытым двухсекционным баком (*а*) и односекционным (*б*)

1 и *2* двухсекционный и односекционный баки, *3* – водоохлаждающая машина

охлаждения и осушения воздуха воздухоохладителей поверхностного типа (см. рис. 16.5, *в* и *г*). Напор насоса в такой системе расходуется только на преодоление гидравлических сопротивлений.

На рис. 16.7 приведена закрытая трехтрубная схема холодоснабжения воздухоохладителей кондиционеров, установленных на разных отметках в многоэтажном здании.

Недостатки систем централизованного холодоснабжения: значительная протяженность и разветвленность трубопроводов холодоносителя, большое количество запорной, распределительной и рециркулирующей арматуры, сложность монтажа, а также сложная система автоматизации и управления.

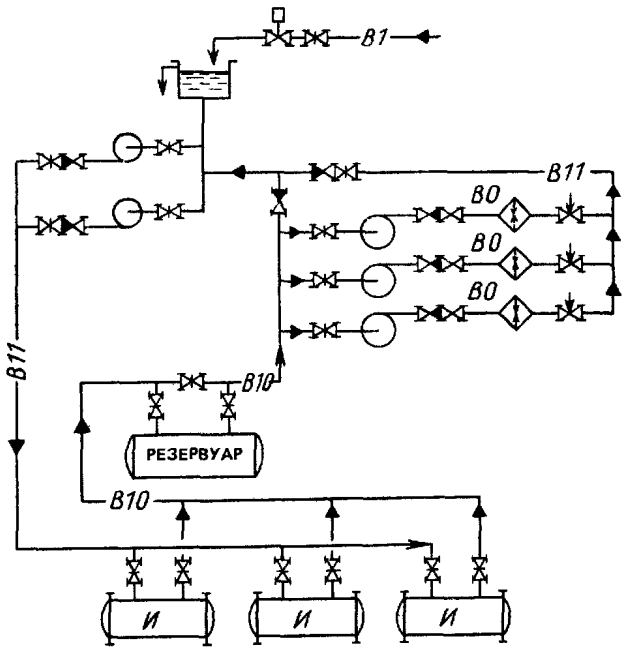


Рис. 16 7 Схема закрытой трехтрубной системы циркуляции холодоносителя

16.4. ХОЛОДИЛЬНЫЕ СТАНЦИИ

Холодильные станции – комплекс сооружений и оборудования для централизованного

охлаждения холодоносителя, подачи его потребителям, обеспечения возврата и повторного охлаждения.

Холодильные станции могут быть отдельно стоящими или встроенными в здание, например в здание энергоблока, цеха, кондиционируемого объекта и т. п., а также подземными, надземными, полуподземными и расположенными на техническом этаже или кровле здания.

В холодильной станции размещаются все вспомогательное, энергетическое и подъемно-транспортное оборудование, операторская, ремонтное и бытовые помещения для обслуживающего персонала и др., оборудование системы охлаждения конденсаторов холодильных машин.

Основное оборудование – холодильные машины могут быть соединены параллельно по холодоносителю или последовательно.

Параллельное соединение пригодно для любого числа машин, включая резервные, причем резервной может быть любая машина. Возможны установка дополнительных машин при расширении, отключение любой машины при ремонтах или ее включение без какой-либо очередности или дополнительной обвязки, отключение отдельных насосов при отключении определенного числа машин по причине снижения нагрузки и наоборот и др.

Последовательное соединение холодильных машин позволяет получить бóльший перепад температур между прямым и обратным холодоносителем, в связи с чем уменьшаются его расход, диаметры трубопроводов и арматуры, производительность насосов и др. Недостатками являются более высокие потери давления холодоносителя на выходе их холодильной станции, необходимость определенной последовательности включения машин; для каждой машины должны предусматриваться байпасный трубопровод с запорной арматурой на полный проход холодоносителя, более сложное регулирование и др.

К вспомогательному оборудованию относятся: ресиверы, фильтры-осушители, компрессорно-конденсаторный агрегат для заполнения, пополнения или отсоса холодильного агента в крупных установках с парокомпрессионными машинами; вакуум-насос и маслоотделитель для откачки воздуха из внутренних полостей компрессоров, аппаратов и трубопроводов холодильного агента и сушки их после монтажа и ремонтов; насосы для циркуляции холодоносителя, а в отдельных случаях и оборотного водоснабжения для отвода теплоты конденсации; резервуары, баки-аккумуляторы и др.

Холодильная станция должна быть обеспечена системами энергоснабжения, связью, радиоточкой, электрочасами, водопроводом и канализацией, общеобменной и аварийной вентиляцией, отоплением, рабочим, аварийным и местным освещением и т. п. Штат обслуживающего персонала определяется по нормативам.

Холодопроизводительность станции, кВт, определяется по суммарной расчетной нагрузке систем кондиционирования воздуха

$$Q_{\text{х ст}} = k \Sigma Q_{i\text{конд}},$$

где $\Sigma Q_{i\text{конд}}$ – суммарная расчетная летняя нагрузка на кондиционеры; k – коэффициент, учитывающий потери холода и подогрев холодоносителя в циркуляционных насосах. При холодопроизводительности до 60 кВт $k = 1{,}25$; от 60 до 150 кВт $k = 1{,}15$; свыше 150 кВт $k = 1{,}1$.

16.5. ЕМКОСТИ, БАКИ-АККУМУЛЯТОРЫ

Емкости, установленные в системах холодоснабжения, выполняют следующие функции:

а) выравнивают работу холодильных машин при колебаниях холодонагрузки;

б) воспринимают изменения объема жидкости при изменении ее температуры;

в) принимают периодические стоки из аппаратуры и трубопроводов, расположенных выше этой емкости.

Объем бака (емкости), как и объем холодного отсека в двухсекционном баке, зависит от мощности холодильных машин и способа регулирования их холодопроизводительности.

В установках с двухпозиционным регулированием холодопроизводительности объем бака $V_б$, м^3, определяют по формуле

$$V_б = \frac{(1-b)\,Q_0 \tau_р}{\rho_s c_s \Delta t_s} - V_{\text{тр}}, \qquad (16.1)$$

где b – коэффициент рабочего времени холодильной машины ($b = 0{,}7$–$0{,}8$); Q_0 – холодопроизводительность одной из установленных холодильных машин, кВт; $\tau_р$ – продолжительность работы до отключения, с (для машин производительностью до 45 кВт $\tau_р = 900$ с, до 180 кВт $\tau_р = 1200$ с, более 180 кВт $\tau_р = 1800$ с); ρ_s и c_s – плотность и удельная теплоемкость холодоносителя; Δt_s – диапазон изменения температуры холодоносителя (обычно 2–3 °С); $V_{\text{тр}}$ – объем труб и испарителей.

В установках с регулируемой холодопроизводительностью объем бака может быть меньше. В системах с большим объемом трубопроводов баки можно не применять.

Для снижения установленной мощности холодильного оборудования при значительной неравномерности холодонагрузки в течение суток в системах холодоснабжения применяют баки-аккумуляторы, что целесообразно при наличии льготного ночного тарифа на электроэнергию. Объем бака-аккумулятора определяется исходя из количества холода, которое необходимо запасти в баке для снятия пиковой нагрузки. Для этого строят график почасового потребления холода при расчетном режиме в течение суток, затем определяют суммарную потребность холода в сутки $Q_{\text{х.ст}}^{\text{сут}}$, кВт·ч,

$$Q_{\text{х.ст}}^{\text{сут}} = \Sigma Q_i \Delta\tau_i, \qquad (16.2)$$

где Q_i – нагрузка в течение интервала времени, кВт; $\Delta\tau_i$ – интервал времени с постоянной нагрузкой, ч.

Значение $Q_{\text{х.ст}}^{\text{сут}}$ пропорционально площади под линией изменения нагрузки в течение суток, которую при сложной форме графика определяют планиметрированием.

Среднюю расчетную холодопроизводительность холодильной станции $Q_{\text{х.ст}}$, кВт, вычисляют по формуле

$$Q_{\text{х.ст}} = Q_{\text{х.ст}}^{\text{сут}}/\tau_{\text{р}}, \qquad (16.3)$$

где $\tau_{\text{р}}$ – продолжительность работы холодильной станции в сутки (обычно принимают $\tau_{\text{р}} = 20 - 22$ ч/сут).

Объем жидкостного бака-аккумулятора определяется по формуле

$$V_{\text{ак}} = \frac{Q_{\text{ак}}}{\rho_s c_s (t_{s_2} - t_{s_{\text{ак}}})}, \qquad (16.4)$$

где $Q_{\text{ак}}$ – количество холода, аккумулируемого в баке (пропорционально площади между кривой суточного расхода холода и холодопроизводительностью станции $Q_{\text{х.ст}}$); t_{s_2} и $t_{s_{\text{ак}}}$ – температура подаваемого холодоносителя и в баке.

Бак-аккумулятор включается параллельно основному циркуляционному кольцу.

На рис. 16.8 показана упрощенная схема холодоснабжения с открытым аккумулятором из металла или плотного железобетона. Бак разделен на несколько отсеков вертикальными перегородками, препятствующими быстрому перемешиванию холодной и теплой воды. Если тепловая нагрузка меньше холодопроизводительности холодильных машин на станции, заданная температура холодоносителя поддерживается работой холодильных машин от реле

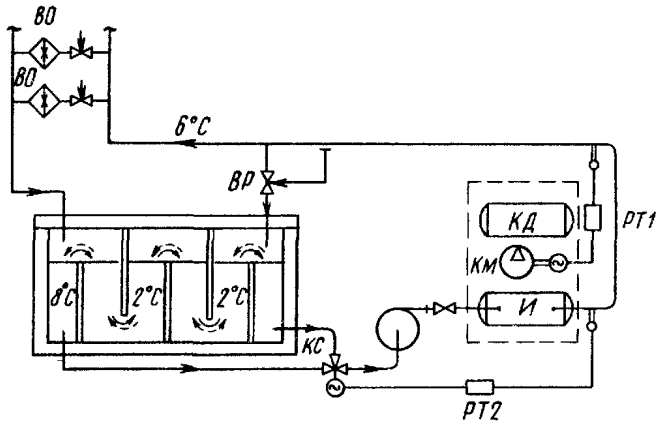


Рис. 16.8. Схема открытой системы циркуляции холодоносителя с многосекционным баком-аккумулятором

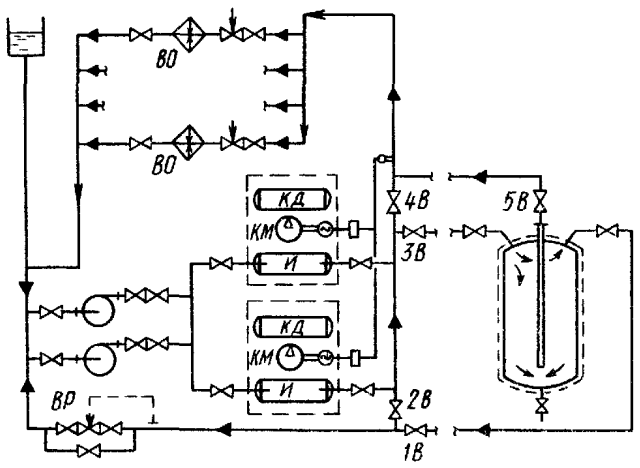


Рис. 16.9. Схема закрытой системы циркуляции холодоносителя с вертикальным баком-аккумулятором

температуры РП. При увеличении нагрузки коэффициент рабочего времени машин увеличивается и возрастает до 1. При дальнейшем увеличении тепловой нагрузки температура подаваемого холодоносителя увеличится и превысит заданную. Тогда реле РТ2 даст команду на смесительный клапан КС, и насос начнет забирать воду не только из отсека теплой воды, но и из отсеков холодной. В результате в испаритель будет поступать более холодная вода, и температура подаваемой воды вновь снизится до расчетного значения. По мере расходования холодной воды происходит перетекание из отсека отепленной воды в отсеки охлажденной воды. В режиме аккумуляции холода вода перетекает в обратном направлении.

В закрытых циркуляционных системах для аккумуляции холода применяют металлические

вертикальные или горизонтальные баки. Одна из возможных схем с вертикальным баком-аккумулятором показана на рис. 16.9. При подключении бака к циркуляционной системе вентили 2В и 4В закрываются, а вентили 1В, 3В и 5В открываются.

Циркуляция холодоносителя происходит следующим образом: охлажденный холодоноситель через вентиль 3В поступает в бак, опускается вниз, а затем по центральной трубе поступает в подающую магистраль, отепляется при прохождении через теплообменники у потребителя и возвращается для охлаждения на станцию. При уменьшении расхода холодоносителя у потребителя давление в системе возрастает, и излишек холодоносителя, не спускаясь в нижнюю часть бака, через регулирующий вентиль ВР поступает обратно к насосам.

При использовании для охлаждения воды аммиачных холодильных машин имеется возможность применить ледяные аккумуляторы холода типа АКХ, созданные на базе панельных погружных испарителей типа ИП. В период малых тепловых нагрузок на поверхности панелей намораживается слой льда толщиной 30–40 мм, который тает в период пиковых нагрузок.

Преимущество ледяных аккумуляторов по сравнению с водяными – их компактность, так как аккумулирующая способность льда составляет 350 кДж/кг, а воды при ее охлаждении на 6 °С – 25 кДж/кг. Недостаток ледяных аккумуляторов заключается в том, что по мере увеличения толщины намораживаемого слоя температура кипения хладагента понижается, а следовательно, растут затраты электроэнергии на каждый киловатт выработки холода. Однако этот недостаток компенсируется уменьшением установленной мощности холодильных машин, мощности трансформаторной подстанции, площади машинного отделения и др.

Глава 17

ОРГАНИЗАЦИЯ ВОЗДУХООБМЕНА И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ

17.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Воздухообмен следует организовывать таким образом, чтобы обеспечить соблюдение требований по предельному содержанию вредных веществ и норм метеорологических условий в воздухе рабочей или обслуживаемой зоны (РЗ), а также норм взрывопожарной безопасности наиболее экономичным способом.

В процессе организации воздухообмена и при подборе воздухораспределительных устройств (ВР) необходимо решить следующие задачи *:

1) определить требуемый расход вентиляционного воздуха;

2) установить экстремальные значения скоростей и температур воздуха (концентраций) в рабочей или обслуживаемой зоне помещения;

3) разработать расчетные схемы циркуляции воздушных потоков в помещении;

4) обеспечить при необходимости условия для равномерного распределения параметров воздуха по площади помещения.

При решении вопросов организации возду-

---

* Если приточная вентиляция предназначена для компенсации удаляемого из помещения воздуха, расчет производится лишь из условия обеспечения экстремальных значений скоростей и температур в рабочей или обслуживаемой зоне

хообмена следует руководствоваться указаниями СНиП 2.04.05–86 и СНиП по проектированию отдельных видов промышленного производства, транспорта, связи, сельского хозяйства, жилых, общественных и складских зданий. Схему организации воздухообмена необходимо выбирать в соответствии с требованиями действующих союзных и отраслевых норм и рекомендаций по проектированию конкретных производств.

Решение задач должно основываться на использовании закономерностей струйных течений при подборе ВР, вычислении расхода приточного воздуха с помощью различных моделей тепловоздушных процессов в вентилируемых помещениях (простейшая модель – уравнение тепловоздушного баланса для помещения в целом), совместного взаимосвязанного определения воздухообмена и расчета воздухораспределения. Расчеты производят на основе ручного счета или с помощью ЭВМ.

Подачу приточного воздуха непосредственно в помещения с постоянным пребыванием людей необходимо предусматривать таким образом, чтобы он не поступал через зоны с большим загрязнением в зоны с меньшим загрязнением и не нарушал работу местных отсосов.

Подача приточного воздуха в РЗ рекомендуется при наличии в помещении сосредоточенных источников теплоты (литейные, кузнечные и другие горячие цехи) и избытках явной теплоты, а также в помещения, в которых тепловыделения сопровождаются выделением влаги или вредных веществ.

Подача воздуха выше РЗ допускается в производственные помещения при незначительных избытках явной теплоты, имеющие пыле- и газовыделения (механические, окрасочные, сварочные и др.), и помещения общественных и административно-бытовых зданий, а также в производственные помещения с любыми избытками теплоты при капсулированном оборудовании и эффективных местных отсосах.

В производственные помещения с выделениями пыли приточный воздух, как правило, рекомендуется подавать из ВР, расположенных в верхней зоне (ВЗ).

При значительных влаговыделениях и тепловлажностном отношении 4000 кДж/кг и менее следует подавать часть приточного воздуха

ТАБЛИЦА 17.1. КОЭФФИЦИЕНТЫ K ПЕРЕХОДА ОТ НОРМИРУЕМОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА К МАКСИМАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ВОЗДУХА В СТРУЕ (СНиП 2.04.05–86)

Метеорологические условия	Место размещения людей	K при категориях работ	
		легкой I	средней тяжести II, тяжелой III
Допустимые	Зона прямого воздействия приточной струи воздуха в пределах участка:		
	а) начального и при воздушном душировании	1	1
	б) основного	1,4	1,8
	Вне зоны прямого воздействия приточной струи воздуха	1,6	2
	Зона обратного потока воздуха	1,4	1,8
Оптимальные	Зона прямого воздействия приточной струи воздуха в пределах участка:		
	а) начального	1	1
	б) основного	1,2	1,2
	Вне зоны прямого воздействия приточной струи или в зоне обратного потока воздуха	1,2	1,2

Примечание. Зона прямого воздействия струи определяется площадью поперечного сечения струи, в пределах которой скорость движения воздуха изменяется от максимальной v_x до $0{,}5v_x$.

в зоны конденсации влаги на ограждающих конструкциях.

Выбор способов подачи приточного воздуха и типов ВР, рекомендуемых к применению в помещениях различных категорий, приведен в п. 17.3.

Для выполнения требований ГОСТ 12.1.005–88 и СНиП 2.04.05–86 при входе воздушной струи в РЗ или в обратном потоке воздуха, проходящем по РЗ, максимальную скорость движения приточного воздуха в струе (или в обратном потоке) следует принимать не более $v_x = Kv_n$,

ТАБЛИЦА 17.2. ДОПУСТИМОЕ ОТКЛОНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ, °С, В ПРИТОЧНОЙ СТРУЕ ОТ НОРМИРУЕМОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА В ОБСЛУЖИВАЕМОЙ ИЛИ РАБОЧЕЙ ЗОНЕ (СНиП 2.04.05–86)

Метеорологические условия	Помещения	Допустимое отклонение температуры, °С			
		при восполнении недостатков теплоты в помещении		при ассимиляции избытков теплоты в помещении	
		при размещении людей			
		в зоне прямого воздействия приточной струи	вне зоны прямого воздействия приточной струи	в зоне прямого воздействия приточной струи	вне зоны прямого воздействия приточной струи
Допустимые	Жилые, общественные и административно-бытовые:				
	Δt_1	3	3,5	—	—
	Δt_2	—	—	1,5	2
	Производственные:				
	Δt_1	5	6	—	—
	Δt_2	—	—	2	2,5
Оптимальные	Любые, за исключением помещений, к которым предъявляются специальные технологические требования:				
	Δt_1	1	1,5	—	—
	Δt_2	—	—	1	1,5

где v_n нормируемые скорости движения воздуха на местах пребывания людей; K – коэффициент перехода от требуемых скоростей движения воздуха к их максимальным значениям (табл. 17.1).

Разность температур Δt_x между экстремальной температурой в струе (или в обратном потоке) и температурой воздуха РЗ следует принимать не более допустимых отклонений, приведенных в табл. 17.2.

17.2. ПРИТОЧНЫЕ СТРУИ

Циркуляция воздуха в помещении и распределение параметров воздуха по РЗ в значительной мере определяются способом подачи воздуха при вентиляции с искусственным побуждением, т. е. приточными струями.

В свою очередь конструкция воздухораспределительного устройства (ВР) (в том числе оформление воздуховыпускного отверстия) определяет форму и направление приточной струи и характер ее развития в помещении. Струя образуется принудительным истечением воздуха из ВР. В зависимости от конструкции воздухораспределителя струи могут быть прямоточными или закрученными. *Прямоточные струи* подразделяются на компактные и плоские, у которых векторы скорости на истечении параллельны между собой, а также веерные и конические, у которых векторы скорости на истечении образуют между собой некоторый угол. *Закрученные струи*, у которых векторы скорости на истечении складываются из векторов скорости поступательного и вращательного движения, подразделяются на компактные и конические.

Максимальные скорости движения воздуха v_x в струях и избыточные температуры $\Delta t_x = |t_x - t_{w.z}|$ располагаются на условных поверхностях максимальных параметров (ПМП), где t_x – максимальная (при подаче нагретого воздуха) или минимальная (при подаче охлажденного) температура воздуха в рассчитываемом сечении приточной струи, °С; $t_{w.z}$ – температура воздуха в рабочей зоне помещения, °С.

Скорости и избыточные температуры воздуха уменьшаются к границам струи и по мере удаления струи от места истечения.

Компактные струи образуются при истечении воздуха из отверстий круглой формы или формы, близкой к квадратной. ПМП представляет собой прямую линию, совпадающую с геометрической осью струи.

Веерные струи образуются при принудительном увеличении угла раскрытия струи. Различают полные веерные струи, у которых угол раскрытия составляет 360°, и неполные, у которых этот угол менее 360°. ПМП представляет собой плоскость, совпадающую с плоскостью принудительного угла раскрытия струи.

Конические струи образуются также при принудительном увеличении угла раскрытия струи. ПМП представляет собой коническую поверхность, причем образующая конуса является геометрической осью струи. Коническая струя по мере удаления от начала истечения может трансформироваться в компактную, т. е. образуется коническая смыкающаяся струя.

Плоские струи образуются при истечении из вытянутых прямоугольных отверстий с отношением сторон больше 5. ПМП представляет собой плоскость, совпадающую с геометрической плоскостью симметрии струи, параллельной большей стороне прямоугольного отверстия. Образующаяся при истечении из вытянутого прямоугольного отверстия струя рассчитывается как плоская на расстоянии $x < 6l_0$, где l_0 – размер большей стороны прямоугольного отверстия; при $x > 6l_0$ струя рассчитывается как компактная.

Закрученные струи образуются при установке закручивающих устройств в подводящем патрубке ВР или при тангенциальном подводе воздуха к ВР, они имеют форму компактной или конической струи.

В зависимости от характера изменений параметров воздуха в струе различают начальный и основной участки. Струи, вытекающие из отверстий, затененных решетками или другими устройствами, образуются в результате слияния отдельных струек на участке формирования общей струи, расположенном до начального участка.

Начальный участок прямоточной струи характеризуется постоянством максимальных параметров воздуха в ее ядре, которое занимает всю площадь поперечного сечения струи в начале участка и «размывается» к концу участка, где максимальные параметры сохраняются только на ПМП. Основной участок характеризуется тем, что максимальные значения скорости движения воздуха, избыточных температур и концентраций в струе уменьшаются с увеличением расстояния от ВР до рассчитываемого сечения. Основному участку свойственны сформировавшиеся подобные поля скорости, избыточной температуры и концентрации.

Закрученные струи характеризуются большей интенсивностью падения максимальных значений параметров, чем прямоточные. Постепенно по мере удаления от начала истечения закрученная струя имеет тенденцию трансформироваться в прямоточную.

Струя считается свободной при условии, что закономерности ее течения не нарушаются влиянием ограничивающих плоскостей и соседних струй.

При распространении прямоточной струи вблизи ограждения образуется настилающаяся струя, в которой ПМП практически совпадает с плоскостью ограждения.

Струя считается стесненной, если она испытывает тормозящее влияние индуцированного ею обратного (встречного) потока. Закономерности изменения параметров стесненной струи учитываются в расчетной формуле коэффициентом стеснения $K_{сот}$. При этом уменьшаются значения скорости воздуха в струе по сравнению со свободной струей. Избыточная температура (на участке от первого до второго критического сечения) падает медленнее, чем в свободной струе.

После второго критического сечения начинается оттекание части воздуха из струи в обратный поток, и избыточная температура на оси струи остается постоянной

При подаче воздуха стесненными струями, затухающими в верхней зоне, РЗ омывается обратным потоком. Такая подача воздуха называется сосредоточенной. Максимальная скорость воздуха в обратном потоке (в РЗ) достигается в поперечном сечении помещения, проходящем через второе критическое сечение, в котором струя имеет максимальную площадь поперечного сечения.

При подаче воздуха в помещения несколькими струями может происходить их взаимодействие, что учитывается введением в расчетные формулы коэффициента взаимодействия $K_{вз}$. При этом, если струи направлены парал-

лельно друг другу, то увеличиваются значения параметров воздуха по сравнению с параметрами одной струи. Если струи направлены навстречу друг другу, то скорости в суммарном потоке по сравнению с одной струей уменьшаются.

Не следует учитывать взаимодействие воздушных струй, когда ВР расположены относительно равномерно и подпитка струй идет встречным потоком, приводящим к уменьшению скорости воздуха в каждой струе, учитываемому коэффициентом стеснения K_{con}.

Такой случай имеет место при сосредоточенной подаче воздуха. Не следует учитывать взаимодействие и тогда, когда воздухораспускные устройства (плафоны, решетки, панели) располагаются равномерно по площади потолка.

Приточные струи могут развиваться в изотермических и неизотермических условиях.

Изотермическими следует считать условия, при которых температура притока не отличается от температуры воздуха в вентилируемых (и отапливаемых) помещениях.

В неизотермических условиях развитие приточных струй происходит под влиянием инерционных и гравитационных сил, возникающих за счет разности плотностей воздуха в струе и в помещении. В зависимости от соотношения этих сил находятся форма траектории струи и значения максимальных параметров воздуха, что учитывается введением в расчетные формулы коэффициента неизотермичности K_n. Коэффициент неизотермичности зависит от геометрической характеристики струи H, м, которая рассчитывается по формуле:

для компактных, конических и веерных струй

$$H \approx 5{,}45 m v_0 \frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n\Delta t_0}}; \qquad (17.1)$$

для плоских струй

$$H \approx 9{,}6 \sqrt[3]{b_0 \frac{(m v_0)^4}{(n\Delta t_0)^2}}, \qquad (17.2)$$

где m – скоростной коэффициент ВР; n – температурный коэффициент ВР; v_0 – начальная скорость движения воздуха, отнесенная к расчетной площади ВР, м/с: Δt_0 – избыточная температура приточного воздуха, °С:

$$\Delta t_0 = |t_0 - t_{w,z}|,$$

t_0 – температура приточного воздуха на выходе из ВР, °С; A_0 – расчетная площадь ВР, м²; b_0 – расчетный размер ВР, м.

Наряду с геометрической характеристикой струи применяется понятие текущего критерия (числа) Архимеда – Ar_x. Связь значений Ar_x и H выражается формулами: для компактных, конических и веерных струй $Ar_x = 1{,}2\left(\frac{x}{H}\right)^2$, для плоских струй $Ar_x = \sqrt{\left(\frac{x}{H}\right)^3}$, где x – расстояние от места истечения струи (ВР) до рассчитываемого сечения по направлению движения струи, м.

Струи, выпущенные горизонтально или под углом к горизонтальной плоскости, под влиянием гравитационных сил отклоняются вверх, если они нагреты, или вниз – если охлаждены. При вертикальной подаче нагретого воздуха сверху вниз компактные, конические и неполные веерные струи затормаживаются на расстоянии $x = 0{,}55H$, плоские – на расстоянии $x = 0{,}8H$.

Нагретая (охлажденная) струя независимо от схемы подачи на расстоянии до сечения $x < 0{,}45H$ сохраняет первоначальное направление своего движения или имеет незначительное отклонение. В практических расчетах воздухораспределения такое отклонение может не учитываться.

При вертикальной подаче воздуха неизотермичность можно не учитывать, если $x < 0{,}35H$ или $H/\sqrt{A_0} > 100$.

Максимальные параметры воздуха на начальном участке прямоточных струй рекомендуется определять по формулам:

$$v_x = v_0 \sqrt{K_{f,p}} K_n; \qquad (17.3)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \sqrt{K_{f,p}} \frac{1}{K_n}, \qquad (17.4)$$

где v_0 – скорость движения воздуха в живом сечении выпускного устройства; $K_{f,p}$ – коэффициент живого сечения ВР (отношение суммарной площади выпуска из ВР к габаритной площади выпуска).

Величина коэффициента неизотермичности K_n при разнонаправленном действии гравитационных и инерционных сил (для вертикальных струй) и при $6 < \frac{H}{\sqrt{A_0}} < 14{,}7$ определяется по рис. 17.1.

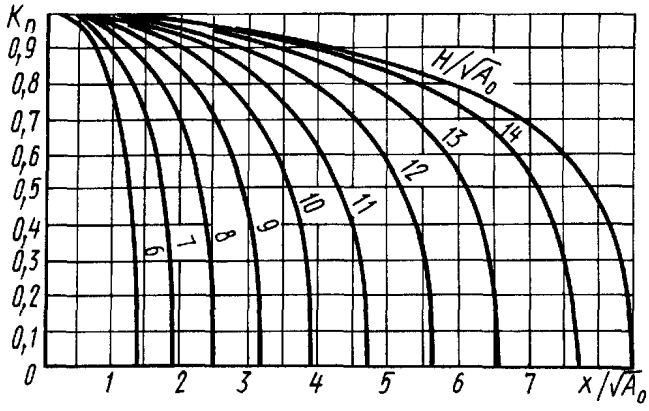


Рис. 17.1. График для определения коэффициента K_n при вертикальной подаче нагретого воздуха вниз

Длина начального участка определяется по формулам:

для компактных, конических и веерных струй:

по скорости

$$x_b = m\sqrt{A_0}; \qquad (17.5)$$

по температуре и концентрации вредных веществ

$$x_b = n\sqrt{A_0}; \qquad (17.6)$$

для плоских струй:

по скорости

$$x_b = m^2 b_0; \qquad (17.7)$$

по температуре и концентрации вредных веществ

$$x_b = n^2 b_0. \qquad (17.8)$$

Максимальные параметры воздуха на основном участке компактных, веерных и конических струй находят по формулам:

$$v_x = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x} K_{con} K_{in} K_n; \qquad (17.9)$$

$$\Delta t_x = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_0}}{x}\frac{K_{in}}{K_{con}K_n}; \qquad (17.10)$$

для плоских струй

$$v_x = \frac{mv_0\sqrt{b_0}}{\sqrt{x}} K_{con} K_{in} K_n; \qquad (17.11)$$

$$\Delta t_x = \frac{n\Delta t_0\sqrt{b_0}}{\sqrt{x}}\frac{K_{in}}{K_{con}K_n}. \qquad (17.12)$$

Для плоских струй при $x > 6l_0$ значения v_x и Δt_x определяют по формулам (17.9) и (17.10), где принимают $m = 2{,}45m_1$; $n = 2{,}45n_1$ и $A_0 = b_0 l_0$ (m_1 и n_1 – скоростной и температурный коэффициенты ВР, образующих плоские струи).

Коэффициент стеснения K_{con} определяют по формулам:

для компактных, веерных и конических струй

$$K_{con} = K^{\tau}_{con} + \frac{0{,}9}{m}\frac{L_{con}}{L_0}\frac{x}{\sqrt{A_p}}\sqrt{\frac{A_0}{A_p}}; \qquad (17.13)$$

для плоских струй

$$K_{con} = K^{\tau}_{con} + \frac{1}{m}\frac{L_{con}}{L_0}\sqrt{\frac{x}{H_p}}\sqrt{\frac{b_0}{H_p}}, \qquad (17.14)$$

где x – путь развития струи, м; A_p – площадь помещения, перпендикулярная потоку воздуха, приходящаяся на один ВР (струю), м^2; L_{con} – расход воздуха, удаляемого в конце развития струи, м^3/ч; L_0 – расход воздуха, подаваемого одним ВР, м^3/ч.

При подаче воздуха струями, поступающими вертикально в рабочую зону из верхней зоны, расход воздуха, удаляемого в конце развития струи (L_{con}), равен расходу воздуха, удаляемого из рабочей зоны ($L_{w,z}$), например местными отсосами. При подаче воздуха в верхнюю зону горизонтальными или наклонными струями за L_{con} принимается расход воздуха, удаляемого через вытяжные отверстия, располагаемые в конце ячейки помещения, обслуживаемой одним ВР.

Коэффициент K^{τ}_{con} для тупиковой схемы развития струи, когда приточные и вытяжные отверстия расположены в плоскости истечения струи, следует принимать по табл. 17.3.

В формулах (17.10) и (17.12) коэффициент K^{τ}_{con} принимается равным не менее 0,85.

Для полных веерных настилающихся струй коэффициент K^{τ}_{con} принимается равным ($h_{w,z}$ – высота РЗ):

$\frac{H_p - h_{w,z}}{A_p}$	0,1	0,4	0,8	1,2	1,6	2
K^{τ}_{con}	0,9	0,8	0,7	0,65	0,6	0,6

Значения коэффициентов взаимодействия K_{in} зависят от расстояния между струями, их количества (рис. 17.2) и принимаются по табл. 17.4. Коэффициенты K_{in}, приведенные для двух струй, следует вводить в формулы для определения максимальных параметров воздуха в одной струе при выпуске вблизи стен или потолка (когда создаются условия настилания струи на ближайшее сплошное ограждение), если коэффициенты m и n относятся к случаю подачи ненастилающейся струи.

При подаче воздуха одинаковыми струя-

ТАБЛИЦА 17.3. КОЭФФИЦИЕНТ СТЕСНЕНИЯ K^{τ}_{con} ДЛЯ КОМПАКТНЫХ, НЕПОЛНЫХ ВЕЕРНЫХ И ПЛОСКИХ СТРУЙ

Форма струи	$\bar{A} = A_0/A_p$	Значения K^{τ}_{con} при $\bar{x}$, равном					
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Компактная и неполная веерная	Менее 0,003	1	1	1	1	1	1
	0,003	1	1	0,9	0,85	0,8	0,75
	0,005	1	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65
$\bar{x} = \dfrac{\bar{x}}{m\sqrt{A_p}}$	0,01	1	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4
	0,05	1	0,8	0,5	0,4	0,3	0,3
	0,1	1	0,7	0,45	0,35	0,3	0,3
	0,2	0,95	0,55	0,35	0,3	0,3	0,3
Плоская	—	1	0,85	0,7	0,6	0,5	0,4
$\bar{x} = \dfrac{x}{m^2 H_p}$							

Примечание. A_p – площадь помещения, перпендикулярная потоку воздуха, приходящаяся на один ВР (струю), м^2; H_p высота помещения, м.

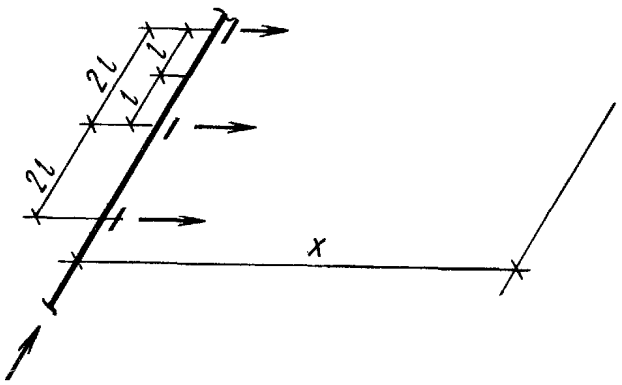


Рис. 17.2. Схема установки ВР в ряд

ТАБЛИЦА 17.4. КОЭФФИЦИЕНТ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ K_{in}

Число струй	Значение K_{in} при x/l, равном (см. рис. 17.2)							
	10	20	30	40	50	60	80	100
2	1	1,15	1,3	1,35	1,35	1,4	1,4	1,4
3	1	1,2	1,4	1,55	1,6	1,7	1,7	1,7
4	1	1,2	1,5	1,65	1,8	1,8	1,9	2,0
5	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,0	2,1	2,1
6	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,0	2,2	2,3
7	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,4
8	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5
9	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,1	2,35	2,6
10	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,1	2,4	2,6
11	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,1	2,4	2,6
12	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,1	2,4	2,7
Более 12	1	1,2	1,5	1,7	1,9	2,1	2,4	2,7

ми, направленными навстречу друг другу, максимальная скорость воздуха в слившемся потоке составляет 60% скорости в каждой из струй.

Величина K_n определяется по формулам:

а) при вертикальной подаче воздуха сверху вниз.

для компактных и конических струй

$$K_n = \sqrt[3]{1 \pm 3\left(\frac{x}{H}\right)^2}; \qquad (17.15)$$

для неполных веерных струй

$$K_n = \sqrt[3]{1 \pm 1{,}5\left(\frac{x}{H}\right)^2}; \qquad (17.16)$$

для плоских струй

$$K_n = \sqrt[3]{1 \pm 2\sqrt{\left(\frac{x}{H}\right)^3}}; \qquad (17.17)$$

б) при горизонтальной подаче воздуха ненастилающимися струями:

для компактных струй

$$K_n = \sqrt{1 \pm \left(\frac{x}{H}\right)^4}; \qquad (17.18)$$

для плоских струй

$$K_n = \sqrt{1 \pm \left(\frac{x}{H}\right)^3}. \qquad (17.19)$$

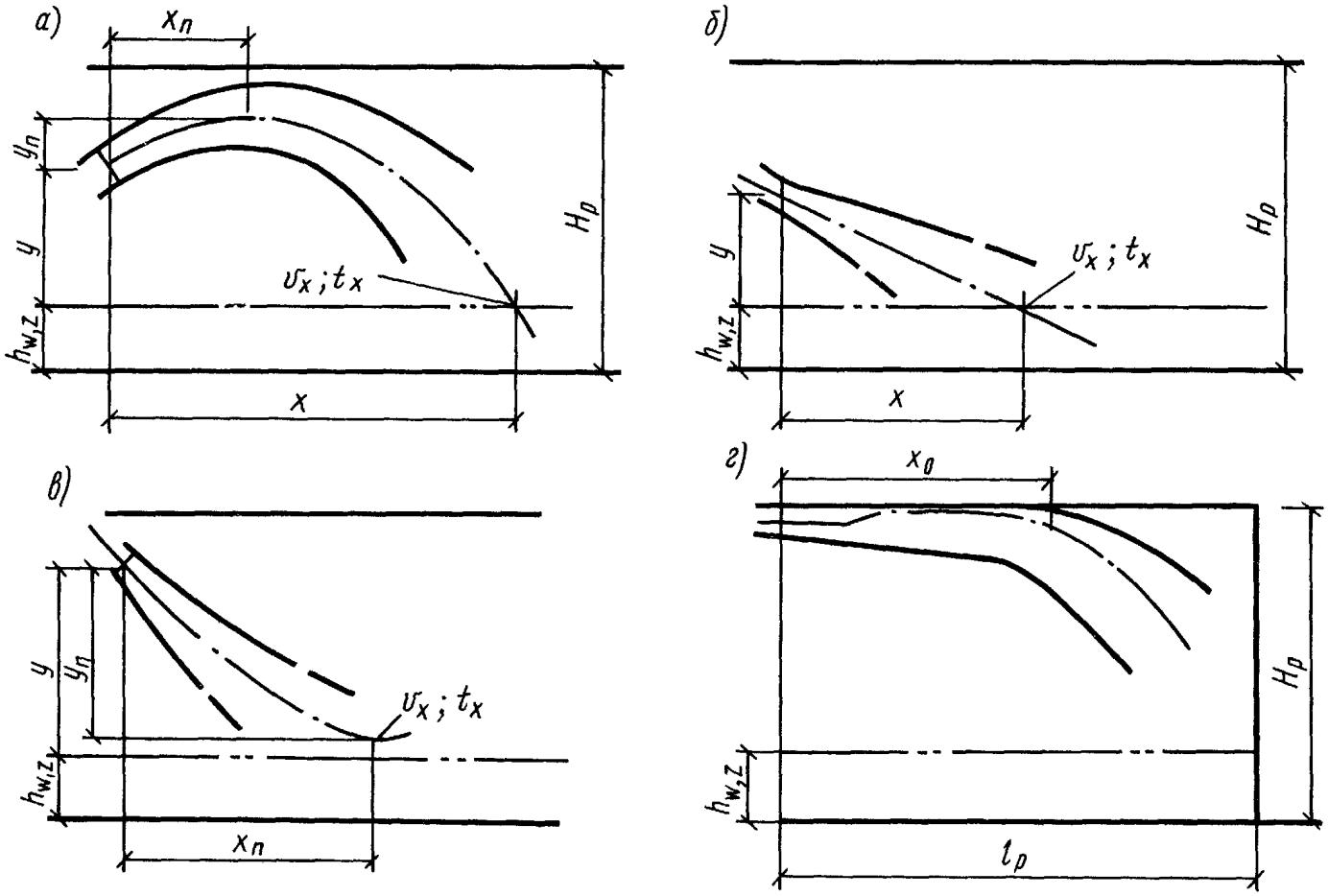


Рис. 17.3. Схемы подачи охлажденного воздуха вверх под углом к горизонтальной плоскости (*а*), нагретого воздуха вниз под углом к горизонтальной плоскости – ось струи пересекает РЗ (*б*) и ось струи выше РЗ (*в*), схема настилающей подачи охлажденного воздуха (*г*)

Знак «–» принимается при подаче нагретого воздуха, а знак «+» – при подаче охлажденного воздуха.

в) при горизонтальной подаче охлажденного воздуха настилающимися струями величина $K_п$ в формулах (17.9) – (17.12) принимается равной 1; при подаче нагретого воздуха $K_п$ определяется по формулам (17.15) – (17.17), где x – сумма расстояний по горизонтали и вертикали от ВР до места пересечения ПМС с верхним уровнем РЗ;

г) при наклонной подаче под углом α к горизонтальной плоскости:

для компактных струй – в формуле (17.9)

$$K_п = \cos\alpha \sqrt{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \left(\frac{x}{H\cos\alpha}\right)^2\right]^2}; \quad (17.20)$$

в формуле (17.10)

$$K_п = 1/\cos\alpha; \quad (17.21)$$

для плоских струй – в формуле (17.11)

$$K_п = \sqrt{\cos\alpha}\sqrt{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \sqrt{\left(\frac{x}{H\cos\alpha}\right)^3}\right]^2}; \quad (17.22)$$

в формуле (17.12)

$$K_п = 1/\sqrt{\cos\alpha}. \quad (17.23)$$

Вертикальное расстояние y от геометрической оси струи в расчетном сечении до уровня истечения при подаче охлажденного (рис. 17.3, *а*) или нагретого воздуха (рис. 17.3, *б*) под углом к горизонтальной плоскости следует определять по формулам:

для компактных и веерных струй

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha \pm 0{,}47\frac{x^3}{H^2\cos^3\alpha}; \quad (17.24)$$

для плоских струй

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha \pm 0{,}4\sqrt{\frac{x^5}{H^3\cos^5\alpha}}. \quad (17.25)$$

Горизонтальное расстояние от места исте-

чения струи до ее вершины (рис. 17.3, *в*) составляет

$$x_n = H\cos\alpha\sqrt{\sin\alpha}; \qquad (17.26)$$

вертикальное расстояние

$$y_n = 0{,}67x_n\,\mathrm{tg}\,\alpha. \qquad (17.27)$$

При горизонтальной подаче охлажденного воздуха величина y определяется по формулам:

для компактных и веерных струй

$$y = 0{,}47\frac{x^3}{H^2}; \qquad (17.28)$$

для плоских струй

$$y = 0{,}4\sqrt{\frac{x^5}{H^3}}. \qquad (17.29)$$

Струя охлажденного воздуха, настилающегося на потолок, под действием гравитационных сил на некотором расстоянии от начала истечения отрывается от потолка (рис. 17.3, *г*). Место отрыва струи от потолка x_0 при подаче воздуха в помещение горизонтально составляет для компактных и неполных веерных струй $x_0 = 0{,}5H$, для плоских и веерных струй $x_0 = 0{,}4H$.

При подаче воздуха стесненными горизонтальными прямоточными струями выше РЗ максимальные параметры воздуха в обратном потоке рекомендуется определять по формулам:

для компактных и неполных веерных струй

$$v_{\max} = 0{,}78v_0\sqrt{\frac{A_0}{A_p}}; \qquad (17.30)$$

$$\Delta t_{\max} = 1{,}4\,\Delta t_0\sqrt{\frac{A_0}{A_p}}, \qquad (17.31)$$

где $\Delta t_{max} = |t_{max} - t_{w,z}|$ – максимальная избыточная температура воздуха в обратном потоке, °С; t_{max} – максимальная (при подаче нагретого) или минимальная (при подаче охлажденного) температура воздуха в обратном потоке, °С;

для плоских струй

$$v_{\max} = 0{,}75v_0\sqrt{\frac{b_0}{H_p}}. \qquad (17.32)$$

Максимальные значения параметров воздуха в обратном потоке (во втором критическом сечении) находятся на расстоянии:

для компактных и неполных веерных струй

$$x_{cr} = 0{,}31m\sqrt{A_p}; \qquad (17.33)$$

для плоских струй

$$x_{cr} = 0{,}15m^2H_p. \qquad (17.34)$$

Горизонтальные компактные струи настилаются на потолок, если ВР находится на расстоянии от пола $h > 0{,}65H_p$. При $h = (0{,}35 + 0{,}65)H_p$ компактные струи не будут настилаться. Веерные и плоские струи менее устойчивы и с удалением от ВР настилаются на ближайшее ограждение независимо от значения h.

Размеры зоны прямого воздействия струи рекомендуется определять по формулам:

для компактных, смыкающихся конических и неполных веерных струй

$$R = 0{,}66x/m; \qquad (17.35)$$

для веерных и несмыкающихся конических струй

$$R = 0{,}095x/m^2; \qquad (17.36)$$

для плоских струй

$$R = 0{,}67x/m^2, \qquad (17.37)$$

где R – расстояние от поверхности максимальных скоростей (ПМС) до границы зоны прямого воздействия, где скорость равна $0{,}5v_x$.

Относительная площадь приточной струи при поступлении ее в рабочую зону рассчитывается по формулам:

для веерных струй

$$\bar{A}_g = 1 - 0{,}15\left(2 - \frac{H_p - h_{w,z}}{\sqrt{A_p}}\right)^2; \qquad (17.38)$$

для конических несмыкающихся струй

$$\bar{A}_g = 9{,}27\frac{(h - h_{w,z})^2}{A_p}; \qquad (17.39)$$

для конических смыкающихся струй

$$A_g = \frac{A_0}{A_p}\left[C_1 + C_2\left(\frac{h - h_{w,z}}{1{,}13\sqrt{A_0}} - C_3\right)\right]^2; \qquad (17.40)$$

для горизонтальных компактных и неполных веерных струй *:

* Струи настилаются на потолок и поступают вертикально в рабочую зону после поворота в результате взаимодействия со стенами или встречными струями.

$$\bar{A}_g = \begin{cases} \dfrac{0{,}53}{m}\dfrac{(b_1 + H_p - h_{w,z})^2}{a_1 b_1} \text{ при } S < a_1, \\ 0{,}22\dfrac{b_1 + H_p' - h_{w,z}}{b_1} \text{ при } S \geqslant a_1, \end{cases} \quad (17.41)$$

где $S = \dfrac{2{,}4}{m}(b_1 + H_p - h_{w,z})$

(a_1 – ширина; b_1 – длина ячейки, обслуживаемая струей; h – высота установки ВР над полом);

для плоских струй

$$\bar{A}_g = 0{,}22\frac{b_1 + H_p - h_{w,z}}{b_1}. \quad (17.42)$$

Константы C_1, C_2, C_3 в формуле (17.40) приведены в табл. 17.5.

При расчете плоских струй, образуемых решетками, установленными в ряд, следует принимать $m = 2{,}5$ и $n = 2$ для ненастилающихся струй и $m = 3{,}5$ и $n = 2{,}8$ для настилающихся. Для ВР типа ВПК расчетные данные приведены в п. 17.4.

ТАБЛИЦА 17.5. КОНСТАНТЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ПЛОЩАДИ КОНИЧЕСКИХ СМЫКАЮЩИХСЯ СТРУЙ

Тип ВР	C_1	C_2	C_3
ВР	4	0,44	2
ПРМ	0	0,44	−10

17.3. ВЫБОР СПОСОБОВ ПОДАЧИ, ТИПОВ И КОЛИЧЕСТВА ВР

Выбор способа подачи приточного воздуха и типа ВР производится в зависимости от категории помещения, требований к микроклимату, габаритов технологического оборудования и характера изменения теплогазовыделений. Как правило, следует принимать ВР, на которые разработаны, утверждены и распространяются ЦИТП типовые рабочие чертежи, и производить расчет по выпускам 0. Основные характеристики ВР приведены в табл. 17.6.

Производственные помещения условно делятся на две категории.

К *первой категории* относятся помещения высотой от 6–8 до 18 м (основные цехи заводов автомобилестроения, вагоностроения, судостроения, химического машиностроения, домостроительных комбинатов и т. п.) с пролетами шириной 12–36 м. Кратность воздухообмена до 5–7 1/ч. Особых технологических требований к равномерности распределения параметров воздуха по РЗ не предъявляется.

Ко *второй категории* относятся производственные помещения высотой менее 6–8 м (основные цехи заводов радиотехнической, электронной, приборостроительной, станкостроительной, легкой промышленности и т. п.). Помещения, как правило, размещаются в многоэтажных зданиях с пролетами шириной 6, 9 и 12 м. Кратность воздухообмена свыше 10 1/ч. Технологический процесс существенно зависит от равномерности распределения параметров воздуха по РЗ.

В производственных помещениях первой категории с незначительными избытками явной теплоты рекомендуются следующие способы подачи воздуха:

1) наклонными струями в направлении РЗ (рис. 17.4, *а*) через воздухораспределители типов НРВ, РВ и ВВР;

2) сосредоточенно выше РЗ (рис. 17.4, *б*) через воздухораспределители типов ВСП, ВГКм, РР, РВ и с использованием направляющих сопел (рис. 17.4, *в*) *;

3) непосредственно в РЗ (рис. 17.4, *г*) через воздухораспределители типа ВЭПш (в режиме вентиляции);

4) смыкающимися коническими струями сверху вниз с высоты не более 8 м (рис. 17.4, *д*) через воздухораспределители типов ВР и ПРМ.

Подачу воздуха наклонными струями в помещения с кратностью воздухообмена менее 3–5 1/ч и без рециркуляции рекомендуется осуществлять с высоты не более 4 м, в помещения с кратностью воздухообмена более 3–5 1/ч или в помещениях с рециркуляцией – с высоты более 4 м.

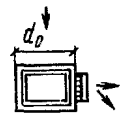
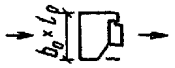
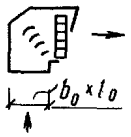
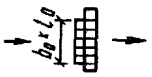
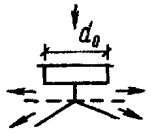
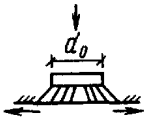
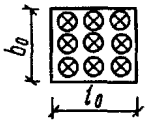
В помещениях с крупногабаритным технологическим оборудованием (высотой более 3 м) предпочтительны следующие способы подачи воздуха:

1) непосредственно в рабочую зону;

2) наклонными струями в пространство между технологическим оборудованием;

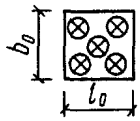
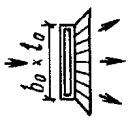
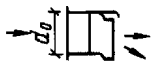
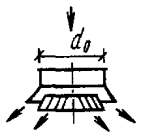
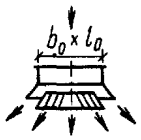
* Рекомендации по расчету отопительно-вентиляционных систем с направляющими соплами // ЦНИИпромзданий, Лен. ПСП, Лен. ВНИИОТ. – М.: ЦНИИпромзданий, 1984.

ТАБЛИЦА 17.6. ОСНОВН

Наименование ВР, серия типовых рабочих чертежей	Эскиз	Тип, обозначение	Масса, кг	Размеры, мм (d_0 или $b_0 \times l_0$)
1	2	3	4	5
Воздухораспределитель приколонный регулируемый веерного типа 1.494-37		НРВ-2	15,2	355
		НРВ-4	52,8	710
		НРВ-6	126	1250
		НРВ-8	27,9	500
		НРВ-10	93	1000
		НРВ-12	209,4	1400
Воздухораспределитель для сосредоточенной подачи воздуха 5.904-47*		ВСП-1	11	500 × 500
		ВСП-2	46,1	1000 × 1000
		ВСП-3	74,7	1250 × 1250
		ВСП-4	114,2	1600 × 1600
		ВСП-5	165	2000 × 2000
Воздухораспределитель для подачи воздуха компактной струей 4.904-68		ВГКм-1	43,3	400 × 800
		ВГКм-2	86,8	800 × 800
		ВГКм-3	140,7	800 × 1600
		ВГКм-4	310,4	1600 × 1600
Решетка воздухоприточная регулируемая 1.494-8*		РР-1(А1Б1)	1,1	100 × 200
		РР-2(А2Б2)	1,8	100 × 400
		РР-3(А3Б3)	1,7	200 × 200
		РР-4(А4Б4)	3	200 × 400
		РР-5(А5Б5)	4,5	200 × 600
Воздухораспределитель регулируемый 5.904-46*		ВРк2,5	2,5	250
		ВРк3	3,3	315
		ВРк5	6,1	500
		ВРк7	7,1	710
		ВРк10	16,5	1000
		ВРк14	20	1400
Воздухораспределитель (двухструйный) шестидиффузорный прямоугольного сечения 4.904-29**		ВДШп-2	10,1	250
		ВДШп-3	14,5	315
		ВДШп-4	22,3	400
		ВДШп-5	31,6	500
		ВДШп-6	45,8	630
		ВДШп-8	68,4	800
Воздухораспределитель эжекционный панельный штампованный 1.494-38*		П-ВЭПш-11У	20,3	500 × 1000
Воздухораспределитель перфорированный круглый 5.904-6		ВПК1.00.000-06	63	500(470)
		ВПК1.00.000-05	120	630(500)
		ВПК1.00.000-04	149	630(530)
		ВПК1.00.000-03	187	710(550)
		ВПК1.00.000-02	220	710(575)
		ВПК1.00.000-01	263	800(600)
		ВПК1.00.000	300	800(620)
		ВПК2.00.000-06	185	1000(850)
		ВПК2.00.000-05	260	1000(900)
		ВПК2.00.000-04	491	1250(1000)
		ВПК2.00.000-03	627	1400(1050)
		ВПК2.00.000-02	735	1400(1100)

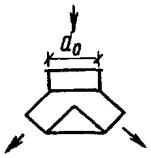
ЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВР

Расчетная площадь A_0, м^2	Рекомендуемые значения		Угол выпуска струи к горизонту d, град	Коэффициенты			Примечание
	расход воздуха L_0, м^3/ч	расчетная скорость v_0, м/с		скоростной m	температурный n	местного сопротивления ζ	
6	7	8	9	10	11	12	13
0,056 × 2	2200–4300	5,5–10,6	±30	2	1,6	3	
0,136 × 2	7300–14500	6–12					
0,336 × 2	18200–26100	7,5–10,8					
0,056 × 4	4400–8600	5,5–10,6					
0,136 × 4	14400–29000	6–12					
0,336 × 4	36400–52200	7,5–10,8					
0,25	3500–10800						
1	14400–43200						
1,66	23900–71700	4–12	+10 −35	6,3	4,5	1,25	
2,56	36900–110700						
4	56700–172800						
0,32	5250–17200		+10				
0,64	14500–34500	5–15	−30	6,2	5,1	1,9	
1,28	23000–69000						
2,56	46000–138000						
0,016	115–290						
0,032	230–580						
0,032	230–580	2–5	±45	4,5	3,2	2,2	
0,064	460–1050						
0,096	690–1730						
0,05	710–2100						
0,08	1120–3370		0				Меньшие значения m и n соответствуют углу $\alpha = 30°$, бóльшие – $\alpha = 45°$
0,2	2880–8640	4–12	−45	1–2,7 (1,1)	0,9–2,5 (0,9)	1,5–1,7 (2,1)	
0,4	5760–17280						
0,78	11300 33910						
1,54	22180–66530						
0,05	360–900						
0,08	575–1440						
0,13	935–2340						
0,2	1440–3600	2–5	—	(1,4)	(1,05)	(1,3)	—
0,31	2230–5400						
0,5	3600–9000						
0,5	575–1440	0,3–0,8	—	0,6	—	330	Значения m и n приведены для $x = 1$ м (x – расстояние от воздухораспределителя до расчетного сечения)
0,2(7692)	2820–8450		0,8			1,8	
0,31(12910)	4460–13400		0,7			1,7	
0,31(15384)	4460–13400		0,55			1,5	
0,4(18128)	5680–17000		0,55			1,6	
0,4(20602)	5680–17000		0,48			1,5	
0,5(23346)	7200 21600		0,52			1,6	
0,5(23820)	7200–21600		0,48			1,5	
0,78(7840)	11200–33600	4–12	0,93	0,5	1,0	2,2	
0,78(10320)	11200–33600		0,69			1,8	
1,22(15880)	17600–52700		0,67			1,8	
1,53(18630)	22000–66000		0,69			1,9	
1,53(21110)	22000–66000		0,59			1,8	

Наименование ВР, серия типовых рабочих чертежей	Эскиз	Тип, обозначение	Масса, кг	Размеры, мм (d_0 или $b_0 \times l_0$)
1	2	3	4	5
Воздухораспределитель перфорированный круглый 5.904-6		ВПК2.00.000-01	895	1600(1150)
		ВПК2.00.000	1018	1600(1200)
		ВПК3.00.000-03	159	1000(900)
		ВПК3.00.000-02	281	1250(1000)
		ВПК3.00.000-01	422	1400(1100)
		ВПК3.00.000	566	1600(1200)
Устройство для напольной раздачи воздуха 5.904-35		УВН-5	5,1	500 × 500
		УВН-6	6,9	600 × 600
Решетка вентиляционная регулируемая 5.904-50		РВ-1	1,1	150 × 150
		РВ-2	2,1	250 × 250 *
		РВ-3	2,9	250 × 400 *
		РВ-4	4,1	400 × 400
		РВ-5	5,8	400 × 600
Воздухораспределитель вихревой регулируемый 5.904-40 *		ВВР3	5	315
		ВВР5	7,5	500
		ВВР7	14	710
		ВВР10	29,8	1000
		ВВР12	38	1250
Плафон регулируемый многодиффузорный 5.904-39: круглого сечения		ПРМ1	1,3	250
		ПРМ2	1,9	315
		ПРМ3	2,7	400
		ПРМ4	4,1	500
прямоугольного сечения		ПРМп1	1,6	250 × 250
		ПРМп3	2,9	400 × 400
		ПРМп4	4,1	500 × 500
Приточная решетка с регулируемым расходом и пространственным направлением потока ***		РРНП-00	4	100 × 100
		РРНП-01	5	150 × 150
		РРНП-02	7	200 × 150
		РРНП-03	9	300 × 150
		РРНП-04	12	600 × 200
		РРНП-05	18	600 × 300
		РРНП-06	25	600 × 400
		РРНП-07	40	600 × 600

Продолжение табл. 17.6

Расчетная площадь A_0, м^2	Рекомендуемые значения		Угол выпуска струи к горизонту d, град	Коэффициенты			Примечание
	расход воздуха L_0, м^3/ч	расчетная скорость v_0, м/с		скоростной m	температурный n	местного сопротивления ζ	
6	7	8	9	10	11	12	13
2(23990)	28 800–86 400		0,67			1,9	
2(26470)	28 800–86 400		0,59			1,8	
0,78(5360)	11 200–33 600	4–12	0,81	0,5	1,0	1,9	
1,22(8440)	17 600–52 700		0,68			1,9	
1,53(11190)	22 000–66 000		0,67			1,8	
2(14070)	28 800–86 400		0,68			1,8	
0,066	150–600	0,6–2,5	—	1,4	1,5	45	Значения m и n приведены для $x = 1$ м
0,022	160–1190						Меньшие значения m и n соответствуют неполной веерной струе; бóльшие – компактной струе
0,062	450–3350						
0,1	720–5400	2–15	±30	2–6,3	1,9–5,1	1,3–2,4	
0,16	1150–8640						
0,24	1730–12 960						
0,08	1100–3400						Меньшие значения m и n соответствуют углу $\alpha = -40°$, бóльшие $\alpha = 0°$. Воздухораспределитель имеет ручной или электрический привод для изменения значения α
0,2	2880–8640		0				
0,4	5760–17 280	4–12	−40	1,5–3,5	2–4,5	1,2–2,3	
0,78	11 300–34 000						
1,22	17700–53000						
0,05	360–3600						Меньшие значения m и n соответствуют относительному расстоянию от воздухораспределителя до расчетного сечения $x/\sqrt{F_0} = 3$, бóльшие – $x/\sqrt{F_0} = 20$
0,08	580–5760						
0,13	940–9360	2–20		0,7–3,2 (1,1)	0,6–2,8 (1)	1,4	
0,2	1440–14 400						
0,06	430–4320						То же Обладает улучшенной акустической характеристикой
0,16	1150–11 520	2–20		1,2–2,5	1,2–3	1,3–1,7	
0,25	1800–18 000						
0,01	110–290						
0,023	250–660						
0,03	320–860						
0,045	490–1300	3–8	±45	6,8	5,1	1,5	
0,12	1300–3460						
0,18	1940–5180						
0,24	2590–6910						
0,36	3890–10370						

Наименование ВР, серия типовых рабочих чертежей	Эскиз	Тип, обозначение	Масса, кг	Размеры, мм (d_0 или $b_0 \times l_0$)
1	2	3	4	5
Воздухораспределитель с поворотными фланцами ***		ВПФ-02	5,8	250
		ВПФ-03	7,3	315
		ВПФ-04	10,7	400
		ВПФ-05	13,9	500
		ВПФ-06	16,7	560
		ВПФ-07	20,7	630
		ВПФ-08	29,7	800
		ВПФ-09	45	1000
Воздухораспределитель конический ***		ВК-00	8	250
		ВК-01	11	315
		ВК-02	16,5	400
		ВК-03	23,5	500
		ВК-04	28,5	560
		ВК-05	40,5	630
		ВК-06	52,5	800
		ВК-07	87	1000
		ВК-08	128	1250
		ВК-09	224,3	1600

Примечания: 1. В графах *10–12* приведены значения коэффициентов для ненастилающихся струй, для
2. Знаком * отмечены ВР, изготовляемые заводами НПО Промвентиляция; ** – исключенные из числа разработана ЦНИИЭП инженерного оборудования.

3. Распределение воздуха через перфорированные воздуховоды типа ВПК следует рассчитывать по отношения $v_{опт}/v_0$ средней скорости выхода воздуха из отверстий $v_{опт}$ к расчетной скорости v_0 в начальном и коэффициент местного сопротивления ζ (графа 12), а в скобках указана длина ВПК l, мм.

3) сосредоточенно с использованием направляющих сопел.

Отопительно-вентиляционные системы с направляющими соплами рекомендуется предусматривать в помещениях, длина которых превышает длину зоны эффективного действия приточных струй при сосредоточенной подаче не более чем в 2 раза и в которых применение сосредоточенной подачи воздуха не позволяет обеспечить подачу необходимого расхода теплоты (или холода), а также для систем с переменным расходом воздуха.

В производственных помещениях первой категории со значительными избытками явной теплоты рекомендуются следующие способы подачи воздуха:

1) непосредственно в РЗ (рис. 17.4, *г*) через воздухораспределители типа ВЭПш;

2) наклонными струями в направлении РЗ с высоты не более 4 м (см. рис. 17.4, *а*) через воздухораспределители типов НРВ, РВ и ВВР.

В производственных помещениях второй категории рекомендуются следующие способы подачи воздуха:

1) сверху вниз веерными (рис. 17.5, *а*) или несмыкающимися коническими струями (рис. 17.5, *б*) через воздухораспределители типов ВР, ВДШп и ПРМ;

2) сверху вниз настилающимися компактными или неполными веерными струями (рис. 17.5, *в*) через воздухораспределители (решетки) типов РР и РВ;

3) сверху вниз плоскими струями (рис. 17.5, *г*) через воздухораспределители типа ВПК;

4) непосредственно в РЗ (рис. 17.4, *г*, 17.5, *д*) через воздухораспределители типов ВЭПш, УВН.

В помещениях с технологическим оборудованием высотой более 2 м подачу следует осуществлять в проходы между оборудованием.

В помещениях общественных зданий высотой более 5–6 м (залы, аудитории) рекомен-

Продолжение табл. 17.6

Расчетная площадь A_0, м	Рекомендуемые значения		Угол выпуска струи к горизонту α, град	Коэффициенты			Примечание
	расход воздуха L_0, м³/ч	расчетная скорость v_0, м/с		скоростной m	температурный n	местного сопротивления ζ	
6	7	8	9	10	11	12	13
0,02	430 1080						
0,03	650-1620						
0.05	1080 2700						
0,08	1730 4320	6 15	±30	6,4	4,8	1,1-1,2	Обладает улучшенной акустической характеристикой
0 1	2160-5400						
0,13	2810 7020						
0,2	4320-10 800						
0,33	7130 17 820						
0,05	900-2700						
0,08	1440-4320						
0,13	2340 7020						
0,2	3600 10 800						
0,25	4500-13 500	5-15	1,1	0,85		1,2	То же
0,31	5580 16 740						
0,5	9000-27 000						
0,78	14 040 42 120						
1,22	21 960-65 880						
2	36 000-108 000						

настилающихся струй значения коэффициентов приведены в скобках
действующих и приведенные для справок, *** -нетиповые конструкции, рабочая документация которых

формулам п 17 4 Для этого в графе 5 в скобках указан средний диаметр d_m, мм, а в графе 9 приведены сечении ВПК В графе 6 приведена расчетная площадь A_0, к которой отнесены расчетная скорость v_0 (графа 8)

дуется подавать воздух наклонными компактными или плоскими струями, направленными на экран (сцену) или спортивную площадку через воздухораспределители типов РР, РВ, РРНП* и ВПФ*, располагаемые выше обслуживаемой зоны. Воздухораспределители допускается устанавливать в боковых стенах. Допускается подавать воздух компактными вертикальными струями через воздухораспределители типов РРНП* и ВПФ*

В помещения конструкторских и проектных бюро, контор рекомендуется подавать воздух в направлении окон через воздухораспределители типов РР, РВ и РРНП*, установленные выше обслуживаемой зоны, или непосредственно под окнами через воздухораспределители эжекционных кондиционеров доводчиков (ЭКД) для уменьшения отрицательного воздействия ниспадающих холодных токов.

В помещения или отдельные зоны высотой менее 5 6 м, имеющие подшивной потолок (торговые залы, балконы зрительных залов, трибуны спортивных залов), рекомендуется подавать воздух настилающимися веерными струями через воздухораспределители типов ВДШп и ПРМ.

При наличии на потолке выступающих конструкций (балки, ригели, ребра), а также светильников с большими тепловыделениями рекомендуется подавать воздух коническими и неполными веерными струями на высоте 3-6 м через воздухораспределители типов ПРМ, ВК*, РВ и РРНП*

В системах с переменным расходом воздуха подачу воздуха рекомендуется осуществлять

* Знаком * обозначены воздухораспределители для общественных зданий, рабочая документация на которые разработана ЦНИИЭП инженерного оборудования Расчет воздухораспределения в помещениях общественных зданий приведен в Рекомендациях по расчету воздухораспределения в общественных зданиях М ЦНИИЭП инженерного оборудования, 1988

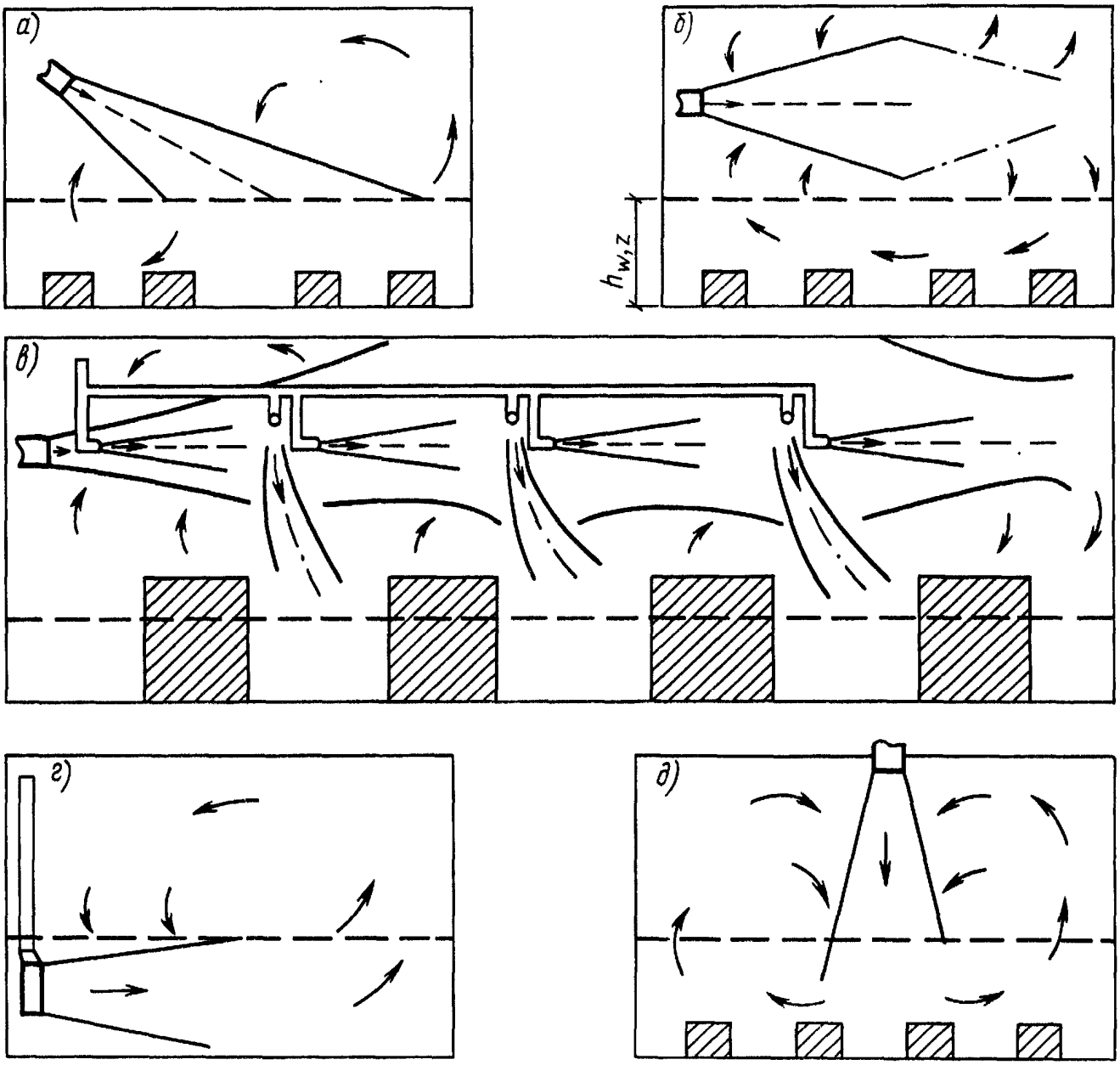


Рис. 17.4. Схемы подачи воздуха в производственные помещения первой категории

через воздухораспределители, позволяющие изменять угол наклона (ВВР) или угол наклона и форму струи от веерной до смыкающейся конической (ВР и ПРМ) и от неполной веерной до компактной (РВ), а также отопительно-вентиляционными системами с направляющими соплами.

Для размещения воздухораспределителя выбранного типа при ручном счете требуется:

1) выбрать соотношение сторон (a_1, b_1) ячейки помещения (модуля), обслуживаемой одним воздухораспределителем (в частном случае модулем может являться все помещение);

2) с учетом рекомендуемого диапазона изменения относительной площади приточной струи при поступлении ее в рабочую зону ($\bar{A}_g$) выбрать величину $\bar{A}_g$;

3) определить площадь пола, приходящуюся на одну струю ($A_p = a_1 b_1$, для плоских струй $A_p = b_1$ из формул (17.38)–(17.42)*, по выбранному соотношению сторон (a_1, b_1) и величине $\bar{A}_g$;

4) найти количество ВР, размещаемых в помещении, как наиболее близкое к частному от деления площади пола помещения на A_p. Следует учесть, что наименьшее количество ВР достигается при минимальном значении $\bar{A}_g$.

---

* Для конических смыкающихся струй задаются расчетной площадью ВР (A_0).

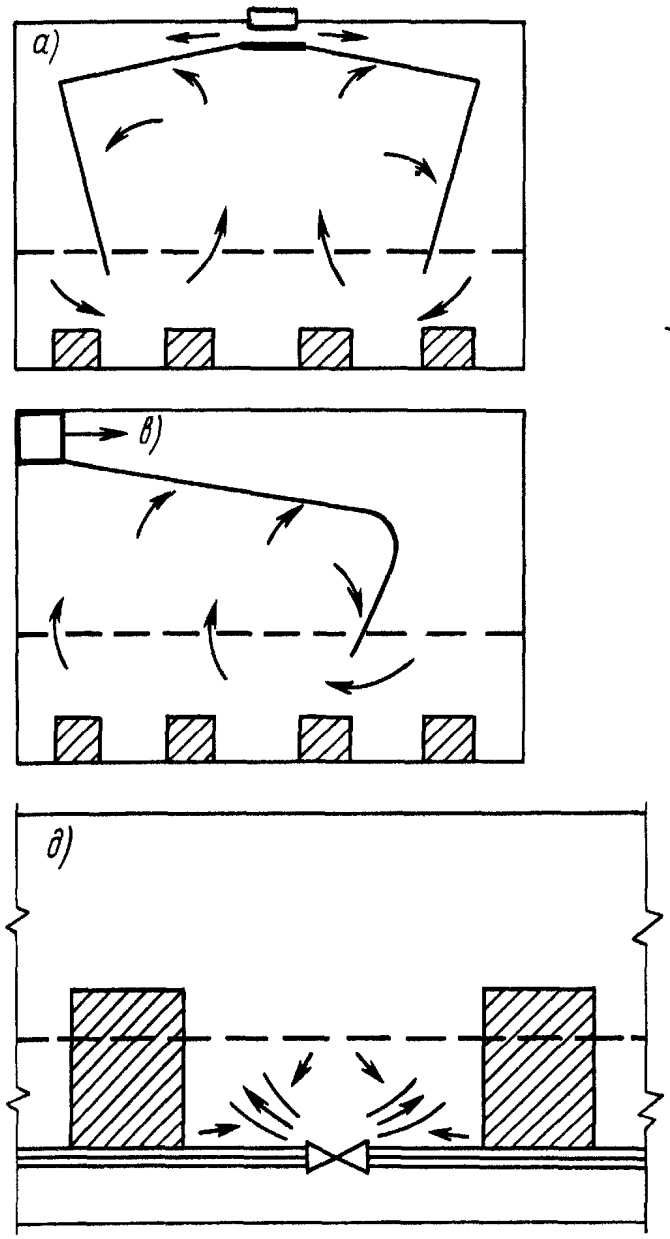


Рис. 17.5. Схемы подачи воздуха в производственные помещения второй категории

Равномерное распределение параметров воздуха в РЗ и отсутствие плохо вентилируемых зон достигается в случае подачи воздуха через ВР плафонного типа (схемы на рис. 17.4, *д*, 17.5, *а*, *б*) при соотношении большей (b_1) и меньшей (a_1) сторон модуля $b_1 \leqslant 2a_1$. При этом величина $\bar{A}_g$ должна находиться в пределах, указанных в табл. 17.7.

При подаче воздуха через решетки (схема на рис. 17.5, *в*) необходимо выдерживать следующие геометрические соотношения*:

$$a_1 \leqslant 3H_p. \qquad (17.43)$$

Для компактных и неполных веерных струй:

$$\left.\begin{aligned} b_1 &\leqslant 0{,}5m\sqrt{a_1 H_p}; \\ b_1 + H_p - h_{wz} &\leqslant 0{,}5m\sqrt{a_1 b_1}; \end{aligned}\right\} \qquad (17.44)$$

для плоских струй ($l_0 > 0{,}75a_1$):

$$\left.\begin{aligned} b_1 &\leqslant 0{,}25m^2 H_p; \\ b_1 + H_p - h_{wz} &\leqslant 0.25m^2 b_1. \end{aligned}\right\} \qquad (17.45)$$

Соблюдение неравенств (17.44) и (17.45) обеспечивает путь развития струи несколько меньший ее дальнобойности с учетом стеснения струи как на горизонтальном, так и на вертикальном участках.

Площадь струи в месте поступления в рабочую зону должна находиться в пределах

$$0{,}5 \geqslant \bar{A}_g \geqslant 0{,}2. \qquad (17.46)$$

ТАБЛИЦА 17.7. ДИАПАЗОН ИЗМЕНЕНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ПЛОЩАДИ $\bar{A}_g$ ДЛЯ КОНИЧЕСКИХ И ВЕЕРНЫХ СТРУЙ

Вид струи	Величина $\bar{A}_g$	
	минимальная	максимальная
Коническая:		
смыкающаяся	0,2	0,5
несмыкающаяся	0,2	0,6
Веерная	0,5	0,7

* При рассмотрении этой и последующих схем подачи воздуха предполагается, что ВР расположены по стороне помещения a_1, а выпускаемые струи развиваются параллельно стороне b_1.

При сосредоточенной подаче воздуха (схема на рис. 17.4, *б*) для исключения попадания ненастилающейся струи в рабочую зону прямым потоком обеспечивают соотношение

$$h - h_{wz} > 0{,}30\sqrt{a_1 H_p}, \qquad (17.47)$$

где h – высота расположения ВР над уровнем пола, м.

Равномерность распределения скоростей и температур* по площади рабочей зоны достигается при выполнении условий:

$$0{,}4 \leqslant \frac{b_1}{m\sqrt{a_1 H_p}} \leqslant 0{,}7; \qquad (17.48)$$

$$0{,}8 \leqslant \frac{a_1}{H_p} \leqslant 3. \qquad (17.49)$$

Первое условие требует, чтобы длина помещения (или части помещения) не превышала дальнобойности струи, но была больше расстояния до второго критического сечения, так как в противном случае невозможно образование обратных потоков в рабочей зоне.

Второе условие регламентирует ширину помещения (или части помещения), обслуживаемого одним устройством.

Выбор модуля помещения при подаче непосредственно в рабочую зону (схема на рис. 17.4, *г*) следует производить с учетом неравенств:

$$a_1 \leqslant b_1; \qquad (17.50)$$

$$b_1 \leqslant 0{,}7m\sqrt{a_1 H_p}. \qquad (17.51)$$

Соотношения (17.47) и (17.51) необходимо выдерживать при размещении ВР и в случае подачи воздуха наклонными струями (схема на рис. 17.4, *а*).

Эффективное воздухораспределение неизотермическими струями обеспечивается:

а) для вертикальной подачи нагретого воздуха вниз компактными и неполными веерными струями при условии

$$x \leqslant 0{,}45H; \qquad (17.52)$$

плоскими струями

$$x \leqslant 0{,}65H; \qquad (17.53)$$

где x – расстояние от ВР до РЗ по вертикали;

б) для горизонтальной и наклонной (вверх) подачи охлажденного воздуха ненастилающимися струями и наклонной подачи** нагретого воздуха в направлении РЗ при условии

$$x = (0{,}3 \div 0{,}5)\,l_p, \qquad (17.54)$$

где x – расстояние по горизонтали от ВР до места пересечения ПМС с верхним уровнем РЗ при горизонтальной подаче или расстояние от ВР до вершины струи при наклонной подаче;

в) для горизонтальной подачи нагретого воздуха ненастилающимися струями при условии

$$x > 0{,}3l_p, \qquad (17.55)$$

где x – расстояние по горизонтали от ВР до места пересечения МПС с потолком;

г) для горизонтальной подачи нагретого воздуха настилающимися струями при условии

$$x \leqslant 0{,}6H, \qquad (17.56)$$

где x – сумма расстояний по горизонтали и вертикали от ВР до места пересечения ПМС с верхним уровнем РЗ;

д) для горизонтальной подачи воздуха настилающимися струями при условии

$$x_0 > 0{,}7l_p, \qquad (17.57)$$

где x_0 – расстояние по горизонтали от ВР до места отрыва струи охлажденного воздуха от плоскости потолка или нагретого воздуха от пола.

При горизонтальной подаче воздуха на высоте $x > 0{,}5H_p$ и омывании РЗ обратным потоком избыточную температуру приточного воздуха следует принимать не более:

для компактных струй

$$\Delta t_0 = 1300\frac{v_0^2\sqrt{A_0}}{mnA_p}; \qquad (17.58)$$

для плоских

$$\Delta t_0 = 400\frac{v_0^2}{mn}\sqrt{\frac{b_0}{H_p^3}}. \qquad (17.59)$$

Отсутствие сноса конвективных потоков при выпуске воздуха через плафоны достигает-

* Рассматривается случай равномерного расположения источников тепловыделений по площади помещения.

** С целью увеличения тепловой нагрузки (или Δt_0) на систему воздушного отопления допускается превышение вершины приточной струи на 1–2 м над верхним уровнем РЗ (рис. 17.3, *в*). Определение необходимого превышения приведено в гл. 12 «Воздушное отопление» Справочника проектировщика, ч. 1. Следует учитывать, что при изменении Δt_0 может возникнуть необходимость регулирования угла выпуска струи в вертикальной плоскости. При этом должно обеспечиваться условие $x_n = (0{,}03 \div 0{,}5)\,l_p$.

ся подачей воздуха коническими смыкающимися струями несоосно с теплоисточниками (в проходы между оборудованием) таким образом, чтобы выполнялись два условия.

$$l \geqslant \frac{2}{m}(h - h_n), \qquad (17.60)$$

$$h + l \geqslant 3{,}3mv_0\sqrt{A_0}, \qquad (17.61)$$

где l расстояние между краем теплоисточника и осью [illegible]ной струи, м, h -высота расположения ВР над [illegible]м пола, м, h_n высота теплоисточника, м

Если подача воздуха через плафоны осуществляется веерными, коническими струями или невозможно организовать подачу воздуха в проходы между оборудованием коническими смыкающимися струями, приточные струи должны определять циркуляцию воздуха в помещении и доминировать над конвективными, что достигается при соотношении энергий взаимодействующих струй, определяемом неравенством

для конических струй

$$\frac{m}{H_p^2 Q_k}\left(\frac{L_0}{\sqrt{A_p}}\right)^3 \geqslant 5{,}67\cdot 10^{10}, \qquad (17.62)$$

для веерных струй

$$\frac{m}{\left(\frac{\sqrt{A_p}}{2} + 0{,}7H_p\right)H_p Q_k} \times \left(\frac{L_0}{\sqrt{A_p}}\right)^3 \geqslant 1{,}865\cdot 10^{10}, \qquad (17.63)$$

где Q_k конвективный тепловой поток (конвективная составляющая тепловыделений) от источника теплоты, приходящийся на один ВР, Вт

При организации воздухообмена в производственных помещениях с избытками теплоты, в которых требуется обеспечить заданную равномерность температур по площади рабочей зоны помещения*, максимальных отклонений температур в струе, (17.10) и (17.12), должны подчиняться [illegible]

$$\Delta t_x \leqslant \frac{\sigma_t}{K_t}, \qquad (17.64)$$

максимальное значение среднего квадратичного отклонения σ зависящее от допустимого максимального отклонения температуры воздуха в рабочей зоне ($\Delta t_{w.z}^{max}$)

$$\sigma_t = \Delta t_{w.z}^{max}/4. \qquad (17.65)$$

Коэффициент вариации K_t для различных способов воздухораспределения принимают равным: $K_t = 0{,}8$ при подаче воздуха через плафоны коническими струями; $K_t = 1{,}5$ при подаче воздуха через плафоны веерными струями и через решетки компактными и неполными веерными струями.

17.4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ ПЕРФОРИРОВАННЫЕ ВОЗДУХОВОДЫ, ПОТОЛКИ И ПАНЕЛИ

Применение перфорированных воздуховодов (рис. 17.6), потолков и панелей (рис. 17.7) обеспечивает интенсивное падение скоростей, уменьшение разности температур и перемешивание подаваемого воздуха с окружающим в непосредственной близости от места выпуска (на участке формирования, который для перфорированных потолков и панелей равен $x_f = 5t$, где t – расстояние между отверстиями для выпуска воздуха), что делает этот способ подачи предпочтительным для низких помещений

Перфорированные потолки имеют площадь перфорированной поверхности 50% и более, перфорированные панели менее 50% общей площади помещения ($A_{perf} < 0{,}5A_p$). Перфорированные потолки и панели, как правило, собираются из отдельных плит (металлических, гипсовых, древесно-волокнистых и т. д.). Коэффициент живого сечения плит принимается в пределах 0,5–5%, диаметр отверстий - 3 -10 мм (при несерийном изготовлении до 25 мм). Связь между шагом t, диаметром отверстий d и коэффициентом живого сечения $K_{fp} = A_0/A_{perf}$, где A_0 -суммарная площадь выпускных отверстий; при расположении отверстий на равных расстояниях друг от друга определяется зависимостью

$$t = 0{,}89\frac{d}{\sqrt{K_{perf}}}. \qquad (17.66)$$

Перфорированные потолки с большой площадью перфорированной поверхности рекомендуется применять при небольших разностях температур ($\Delta t_0 = 3$ 5). При больших разностях температур для обеспечения устойчивой циркуляции воздушных потоков в поме-

* Как правило, к таким помещениям относятся кондиционируемые, в которых отклонение температуры в рабочей зоне не должно превышать ±1 °С от средней величины, т. е. $\Delta t_{w.z}^{max} = t_{w.z}^{max} - t_{w.z}^{min} = 2$ °С

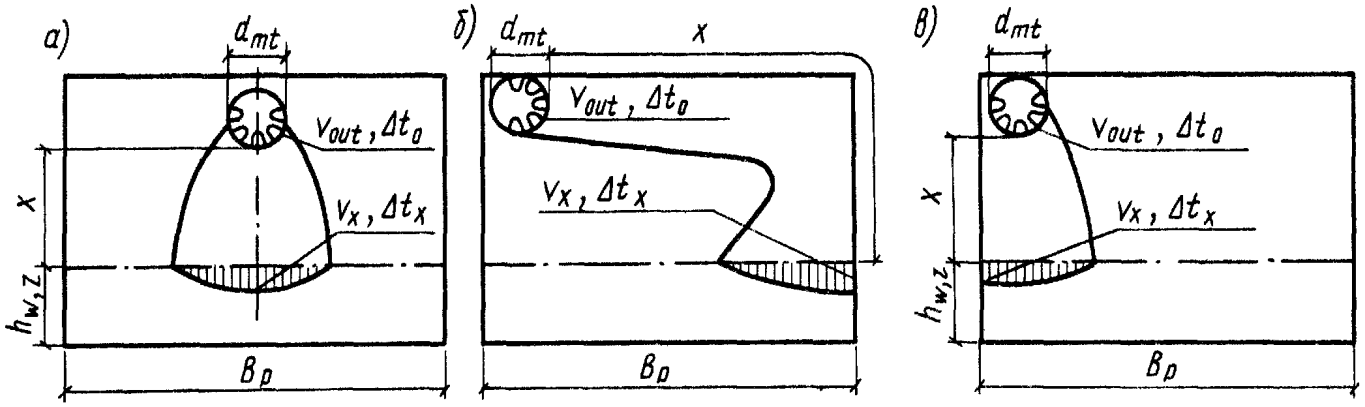


Рис. 17.6. Схемы подачи воздуха в помещения через перфорированные воздуховоды
а – вертикально вдали от ограждений, *б* горизонтально вдоль ограждения, *в* вертикально вдоль ограждения

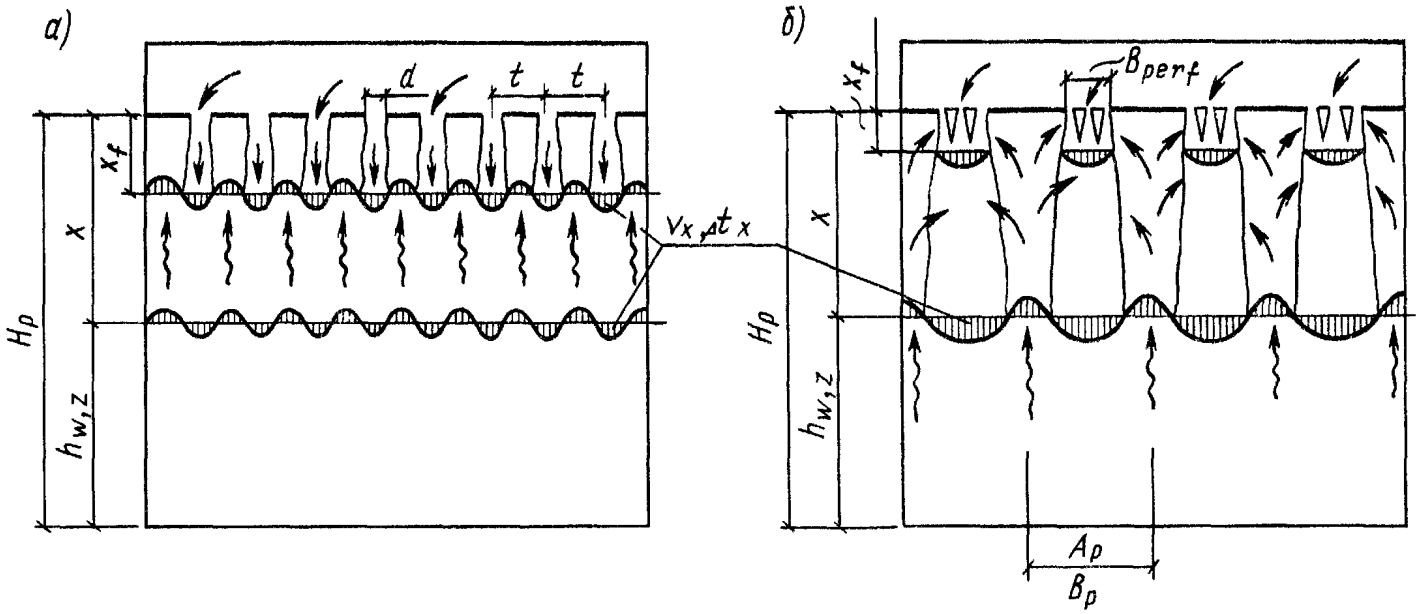


Рис. 17.7. Схемы подачи воздуха в помещения через перфорированные потолки (*а*) и перфорированные панели (*б*)

щении рекомендуется сочетать перфорированные поверхности с глухими участками потолка (перфорированные панели). При необходимости целесообразно сочетать установку перфорированных плит с шумопоглощающими и осветительными устройствами.

Рекомендуемая скорость выхода воздуха из отверстий v_{out} при подводе в подшивное пространство 0,5–4 м/с. При подводе воздуха распределительными воздуховодами непосредственно к перфорированным панелям верхний предел скорости выхода ограничивается акустическими требованиями. При подаче воздуха в подшивное пространство и $v_{out} > 2$ м/с следует принимать меры по герметизации этого пространства.

При подаче охлажденного воздуха в подшивное пространство с температурой на 10° ниже температуры помещения следует принимать меры по теплоизоляции перекрытия над ним. Температура наружных поверхностей перфорированного потолка или панелей во избежание каплеобразования должна быть выше температуры насыщения для воздуха помещения.

Расчет воздухораспределителей ВПК1 и ВПК2 (см. табл. 17.6 и рис. 17.6) может вестись по одному из двух вариантов.

При отсутствии специальных требований к равномерности распределения скоростей и температур в рабочей зоне помещения расчет воздухораспределителей сводится к подбору их количества и диаметров с целью обеспечения максимальных скоростей и перепадов темпе-

ратур в образующемся воздушном потоке, отвечающих требованиям СНиП 2.04.05–86 (прил. 5 и 6).

В случае необходимости обеспечивать нормируемые параметры воздуха для всей рабочей зоны ВПК следует размещать таким образом, чтобы их длина соответствовала длине обслуживаемого участка помещения, а отношение ширины струи в месте поступления в рабочую зону b_g к ширине обслуживаемого участка B_p находилось в пределах:

$\frac{b_g}{B_p} = 0{,}2 \div 0{,}5$ – при подаче охлажденного воздуха;

$\frac{b_g}{B_p} = 0{,}2 \div 1{,}0$ – при подаче нагретого воздуха или воздуха, имеющего температуру, равную температуре воздуха помещения.

Величина b_g определяется по формуле

$$b_g = 2{,}6d_{mt} + 0{,}44 \quad (10d_{mt} \geqslant x \geqslant 1{,}5d_{mt}). \qquad (17.67)$$

За величину x принимается длина пути развития струи.

Расчет воздухораспределителей ВПК3, размещаемых, как правило, по схеме *а* на рис. 17.6, сводится к подбору их количества и диаметров с целью обеспечения максимальных скоростей в образующемся воздушном потоке, не превышающих нормируемые в соответствии с табл. 17.1.

Удаление воздуха из помещения в случае применения перфорированных потолков, как правило, рекомендуется осуществлять из рабочей зоны. При раздаче воздуха через перфорированные панели и перфорированные воздуховоды размещение вытяжных отверстий возможно как в рабочей, так и в верхней зоне помещения.

Максимальную скорость движения воздуха v_x и перепад температур Δt_x в РЗ при подаче воздуха через перфорированные потолки ($A_{perf} > 0{,}5A_p$) и панели ($x \leqslant 4b_{perf}$, где b_{perf} – размер меньшей стороны перфорированной панели), т. е. когда в пределах РЗ находится начальный участок струи, определяют по формулам:

$$v_x = v_{out}\sqrt{K_{f.p}}K_{con}K_n; \qquad (17.68)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_0\sqrt{K_{f.p}}\frac{1}{K_{con}K_n}, \qquad (17.69)$$

где $K_{con} = 0{,}4$.

Коэффициент K_n рассчитывают по формулам:

для перфорированных потолков

$$K_n = \sqrt[3]{1 \pm 3{,}9\frac{\Delta t_0 d}{v_{out}^2 K_{f\,p}}}; \qquad (17.70)$$

для квадратных панелей

$$K_n = \sqrt[3]{1 \pm 0{,}025\frac{\Delta t_0 x^2}{v_{out}^2 K_{con}^3 b_{perf}\sqrt{K_{f.p}}}}; \qquad (17.71)$$

для прямоугольных панелей

$$K_n = \sqrt[3]{1 \pm 0{,}025\frac{\Delta t_0}{v_{out}^2 K_{con}^3}\sqrt{\frac{x^3}{b_{perf}K_{f.p}}}}; \qquad (17.72)$$

для перфорированных воздуховодов

$$K_n = \sqrt[3]{1 \pm a\left(\frac{x}{d_{mt}}\right)^{\frac{3}{2}}\frac{d_{mt}\Delta t_0}{\sqrt{K_{f.p}}v_{out}^2}}, \qquad (17.73)$$

где $a = 0{,}192$ при подаче воздуха по схеме на рис. 17.6, *а* и $a = 0{,}137$ по схеме на рис. 17.6, *в*; $K_{f\,p} = 0{,}047$ для ВПК1 и $K_{f\,p} = 0{,}07$ для ВПК2 и ВПК3.

Знак «+» в формулах (17.70)–(17.73) принимается при подаче охлажденного воздуха, знак «–» – при подаче нагретого воздуха.

При воздушном отоплении с целью обеспечения поступления теплого воздуха в рабочую зону K_n должен быть не менее 0,4.

При подаче воздуха горизонтально по схеме на рис. 17.6, *б* во избежание отрыва охлажденного воздуха от потолка K_n, рассчитанный по формуле (17.73) при $x = 0{,}8B_p$ и $a = 0{,}137$, должен быть не более 1,3. При этом в формулах (17.78) и (17.79) следует принимать $K_n = 1$. Если по схеме на рис. 17.6, *б* осуществляется подача нагретого воздуха, то K_n в формулах (17.78) и (17.79) определяется по формуле (17.73) при $a = 0{,}137$ и должен быть не менее 0,4.

В случае применения перфорированных панелей и при $x > 4b_{perf}$, т. е. когда в пределах РЗ находится основной участок струи, расчет производится по формулам:

для квадратных панелей

ТАБЛИЦА 17.8. КОЭФФИЦИЕНТ СТЕСНЕНИЯ K_{con} ДЛЯ ПЕРФОРИРОВАННЫХ ПОТОЛКОВ И ПАНЕЛЕЙ

Тип перфорированной поверхности	$\bar{A}$	Значения K_{con} при $\bar{x}$, равном			
		1	2	3	4
Квадратная панель	0,1 и менее	1	0,8	0,45	
$\bar{A} = A_{perf}/A_p$;	0,2	0,95	0,55	0,35	
	0,3	0,85	0,45	0,3	0,25
$\bar{x} = x/A_p$	0,4	0,7	0,4	0,3	
	0,5	0,6	0,35	0,25	
Прямоугольная панель	0,1 и менее	0,9	0,65	0,5	
$\bar{A} = b_{perf}/B_p$	0,2	0,75	0,55	0,45	
	0,3	0,65	0,5	0,4	0,3
$\bar{x} = x/B_p$	0,4	0,55	0,45	0,35	
	0,5	0,5	0,4	0,35	
Перфорированный воздуховод	0,1 и менее	0,75	0,6	0,4	
$\bar{A} = b_q/B_p$	0,2	0,6	0,4	0,3	0,3
$\bar{x} = x/B_p$	0,3	0,4	0,35	0,3	
Потолок	Более 0,5	0,4			

Примечание. $\bar{A}$ – относительная площадь перфорации; $\bar{x}$ – относительный путь развития струй от плоскости истечения до верхней границы рабочей зоны.

$$v_x = 4{,}5 v_{out} \sqrt{K_{f.p}} \times$$

$$\times \frac{b_{perf}}{x} K_{con} K_n; \qquad (17.74)$$

$$\Delta t_x = 4 \Delta t_0 \sqrt{K_{f.p}} \times$$

$$\times \frac{b_{perf}}{x} \frac{1}{K_{con} K_n}; \qquad (17.75)$$

для прямоугольных панелей

$$v_x = 2{,}1 v_{out} \sqrt{K_{f.p}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{b_{perf}}{x}} K_{con} K_n; \qquad (17.76)$$

$$\Delta t_x = 1{,}7 \Delta t_0 \sqrt{K_{f.p}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{b_{perf}}{x}} \frac{1}{K_{con} K_n}, \qquad (17.77)$$

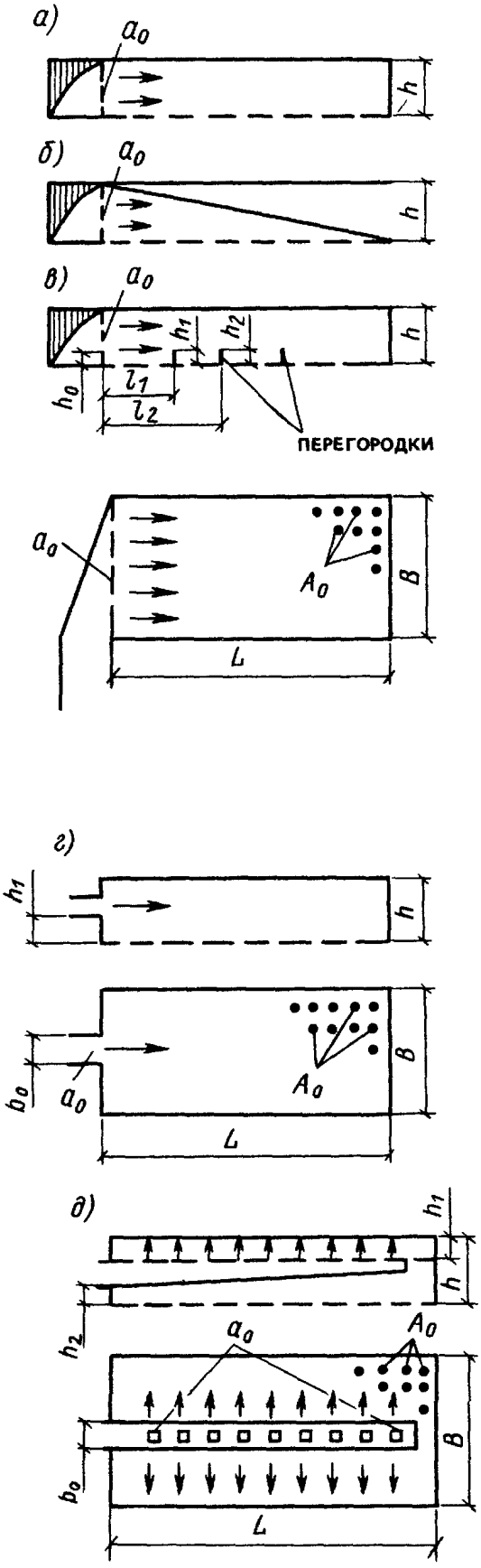


Рис. 17.8. Схемы подачи воздуха в подшивное пространство

а – пространство над потолком не разгорожено, вариант допустим при $A_0/a \leqslant 50$; $L/B \leqslant 5$; $L/h \leqslant 30$; *б* пространство над потолком скошено, вариант допустим при $A_0/a \leqslant 50$; $L/B \leqslant 5$; $L/h \leqslant 25$; *в* – пространство над потолком разделено перегородками, высоту и шаг которых принимают в зависимости от их числа *n* (см. табл. 17.9), *г* – при $A_0/a \leqslant 7$; $L/B = 0{,}5 + 1$; $L/h \leqslant 5$; $h_1/h \geqslant 0{,}06$; *д* – при $A_0/a \leqslant 50$; $L/B \leqslant 5$; $L/h \leqslant 20$; $h_1/h \geqslant 0{,}3$; $h_2/h \geqslant 0{,}3$; $b_0/B \geqslant 0{,}1$

ТАБЛИЦА 17.9. НАЗНАЧЕНИЕ ВЫСОТЫ И ШАГА ПЕРЕГОРОДОК В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИХ ЧИСЛА

Относительный размер (см. рис. 17.8)	Число перегородок	
	5	7
L/h (меньше или равно)	10	20
h_0/h	0,05	0,03
h_1/h	0,13	0,075
h_2/h	0,25	0,14
h_3/h	0,56	0,23
h_4/h	0,75	0,36
h_5/h	—	0,52
h_6/h	—	0,73
l_1/L	0,06	0,05
l_2/L	0,19	0,12
l_3/L	0,45	0,21
l_4/L	0,71	0,34
l_5/L	—	0,51
l_6/L	—	0,73

где K_{con} определяется по табл 17.8, K_n – по формуле (17.71) или (17.72);

для перфорированных воздуховодов

$$v_x = 1{,}25 v_{out} \sqrt{K_{f.p} m} \times \times \sqrt{\frac{d_{mt}}{x}} K_{con} K_n K_{in}; \qquad (17.78)$$

$$\Delta t_x = 1{,}25 \Delta t_0 \sqrt{K_{f.p} n} \times \times \sqrt{\frac{d_{mt}}{x}} \frac{K_{in}}{K_{con} K_n}. \qquad (17.79)$$

При расчете подачи воздуха по схемам на рис. 17.6, *б*, *в* величины v_x и Δt_x увеличиваются в $\sqrt{2}$ раз.

Величина K_{in} при расчете v_x и Δt_x принимается равной 1, за исключением случая выпуска воздуха из ВПК1 и ВПК2 горизонтальными струями (схема на рис. 17.6, *б*), направленными навстречу друг другу. Коэффициент взаимодействия за счет соударения струй принимают равным $K_{in} = 0{,}6$ в формуле (17.78) и $K_{in} = 1$ в формуле (17.79). Коэффициент стеснения K_{con} определяется по табл. 17.8.

Применение перфорированных потолков и панелей требует равномерного распределения воздуха по всей площади перфорации. Степень неравномерности допускается не более 30%. Для обеспечения указанной равномерности распределения воздуха рекомендуются схемы подвода воздуха в подшивное пространство (рис. 17.8), которые можно использовать как элементы подшивного пространства при разветвленной сети подводящих каналов. Участки подшивного пространства можно разделять перегородками (табл. 17.9) на отсеки, что позволяет регулировать расход воздуха по отдельным участкам перфорированного потолка.

При необходимости выпуска воздуха через перфорированные панели со скоростью более 4 м/с рекомендуется осуществлять подвод воздуха каналами (воздуховодами) непосредственно к воздухораздающим панелям.

17.5. УДАЛЕНИЕ ВОЗДУХА ИЗ ПОМЕЩЕНИЯ

Удаление воздуха из помещений системами вентиляции рекомендуется из верхней зоны (ВЗ) при значительных избытках явной теплоты и допускается на любом уровне при незначительных избытках явной теплоты. При выделении пыли удаление воздуха следует предусматривать из нижней зоны.

При выделении в помещении вредных газов и паров, а также горючих газов и паров горючих жидкостей удаление воздуха, согласно СНиП 2.04.05-86, следует производить одновременно из ВЗ и РЗ.

Если удельный вес газов и паров, поступающих в помещение, меньше удельного веса воздуха РЗ или если их выделение (при любом удельном весе) сопровождается устойчивыми воздушно-тепловыми потоками, направленными вверх, то из РЗ следует предусматривать удаление системами общеобменной вентиляции и системами местных отсосов $^1/_3$ расхода воздуха, рассчитанного на разбавление выделяющихся вредных или горючих газов и паров, но не менее расхода воздуха, удаляемого через местные отсосы из РЗ.

Если удельный вес газов и паров больше удельного веса воздуха РЗ и выделение их не сопровождается устойчивыми восходящими воздушно-тепловыми потоками, то из РЗ следует предусматривать удаление $^2/_3$ расчетного расхода, но не менее расхода, удаляемого через местные отсосы из РЗ.

Во всех случаях при выделении вредных или горючих газов и паров следует предусматривать удаление из ВЗ остального расчетного

расхода воздуха или большего расхода, если это требуется по избыткам теплоты и влаги. Расход воздуха, удаляемого из ВЗ, должен быть не менее однократного воздухообмена в 1 ч в помещениях высотой 6 м и менее, а в помещениях высотой более 6 м – не менее 6 м^3/ч на 1 м^2 площади пола.

Приемные устройства рециркуляционного воздуха следует размещать, как правило, в РЗ.

Размещение вытяжных отверстий (ВО) для удаления воздуха рекомендуется по возможности в зонах, в которых наблюдаются наиболее высокие температуры и концентрации вредных выделений. Если ВО располагать в зоне действия приточной струи, то часть приточного свежего воздуха удаляется еще до поступления в РЗ, поэтому необходимый воздухообмен приходится увеличивать. Рециркуляционные и вытяжные отверстия следует размещать так, чтобы всасывающие факелы не оказывали непосредственного влияния на близко расположенные участки РЗ, но по возможности усиливали движение воздуха в застойных зонах помещений, выравнивая там температуру и влажность. Удаление воздуха снизу эффективно в тех случаях, когда ВО располагаются вблизи слабонагретых источников теплоты.

Схема размещений ВО в верхней зоне помещения выбирается в зависимости от способа подачи приточного воздуха.

При равномерно распределенной подаче воздуха непосредственно в рабочую зону или в направлении РЗ с высоты 4–6 м схема размещения ВО не влияет на величину расчетного воздухообмена. Распределение параметров воздушной среды по рабочей зоне определяется в этом случае только взаимодействием приточных струй и размещением источников выделения теплоты и вредных веществ.

При подаче в помещение компактными струями под перекрытием с размещением центров приточных отверстий на высоте более $^2/_3$ H_p вытяжные отверстия следует размещать на расстоянии более $0{,}3\sqrt{A_p}$ (где H_p – высота помещения, м; A_p – площадь, м^2, поперечного сечения помещения в плоскости, перпендикулярной потоку воздуха, приходящаяся на один ВР) от плоскости подачи в сторону, противоположную движению приточных струй. Размещение ВО на расстоянии менее (2,5–3) A_p в направлении движения приточных струй не рекомендуется, так как это связано с необходимостью увеличения расчетного воздухообмена.

Максимальный расход воздуха L_{max}, м^3/ч, который допускается удалять из верхней зоны через одно вытяжное отверстие, следует определять по формулам:

а) для круглого или прямоугольного отверстия с отношением сторон меньше 5 и если высота расположения вытяжного отверстия в 2 раза и более превышает высоту рабочей зоны, т. е. при $\bar{h}_{w,z} = \dfrac{h_{w,z}}{H_0} \leqslant 0{,}5$:

$$L_{max} = 3600 \frac{4{,}1 - 6{,}5\bar{h}^2_{w,z} - 2{,}3\bar{h}_{w,z}}{0{,}8\bar{h}^2_{w,z} + 0{,}2h_{w,z} + 0{,}5} v_n H_0^2; \tag{17.80}$$

б) для вытянутого (отношение сторон больше 5) прямоугольного отверстия и $\bar{h}_{w,z} \leqslant 0{,}8$

$$L_{max} = 3600\,[2 - 3{,}1\bar{h}^2_{w,z} + 0{,}8\bar{h}_{w,z}]\, v_n H_0, \tag{17.81}$$

где H_0 – высота расположения вытяжного отверстия над полом, м; $h_{w,z}$ – высота рабочей зоны, м; v_n – нормируемая допустимая скорость, м/с, воздуха в рабочей зоне.

ВО следует располагать (в различных схемах их размещения) на расстоянии $t \geqslant 2{,}5(d_1 + d_2)$ между центрами любых двух вытяжных отверстий диаметрами d_1 и d_2.

17.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА

Расход приточного воздуха L, м^3/ч, подаваемого в помещения, определяется при плотности приточного и удаляемого воздуха 1,2 кг/м^3 по формулам:

а) при расчете по избыткам явной теплоты

$$L_h = L_{w,z} + \frac{3{,}6Q - cL_{w,z}(t_{w,z} - t_{in})}{cK_t(t_{w,z} - t_{in})}; \tag{17.82}$$

б) при расчете по массе выделяющихся вредных веществ

$$L_{p_0} = L_{w,z} + \frac{m_{p_0} - L_{w,z}(q_{w,z} - q_{in})}{K_q(q_{w,z} - q_{in})}; \tag{17.83}$$

в) при расчете по избыткам влаги

$$L_w = L_{w,z} +$$

$$+\frac{W-1{,}2L_{w.z}(d_{w.z}-d_{in})}{1{,}2K_d(d_{w.z}-d_{in})}, \qquad (17.84)$$

где K_t, K_q, K_d – коэффициенты воздухообмена, устанавливающие связь температуры, концентрации вредных веществ и влагосодержания в удаляемом воздухе и РЗ:

$$K_t=\frac{t_l-t_{in}}{t_{w.z}-t_{in}}; \qquad (17.85)$$

$$K_q=\frac{q_l-q_{in}}{q_{w.z}-q_{in}}; \qquad (17.86)$$

$$K_d=\frac{d_l-d_{in}}{d_{w.z}-d_{in}}. \qquad (17.87)$$

В формулах (17.82)–(17.87) приняты условные обозначения:

$L_{w.z}$ – расход воздуха, удаляемого из РЗ местными отсосами, общеобменной вентиляцией и на технологические нужды, м³/ч; Q – избыточный явный тепловой поток в помещение, Вт; c – теплоемкость воздуха, равная 1,2 кДж/(м³·с); $t_{w.z}$ – температура воздуха в РЗ помещения, удаляемого местными отсосами, общеобменной вентиляцией и на технологические нужды, °С; $t_{in}=t_0$ – температура воздуха, подаваемого в помещение, °С, равная температуре приточного воздуха на выходе из ВР; t_l температура воздуха, удаляемого из помещения за пределами РЗ, °С; m_{p_0} – масса каждого из вредных веществ, поступающих в воздух помещения, мг/ч; $q_{w.z}$ – концентрация вредного вещества в воздухе, удаляемом из РЗ, мг/м³; q_l – концентрация вредного вещества в воздухе, удаляемом из помещения за пределами РЗ, мг/м³; q_{in} – концентрация вредного вещества в воздухе, подаваемом в помещение, мг/м³; W – избытки влаги в помещении, г/ч; $d_{w.z}$ – влагосодержание воздуха, удаляемого из РЗ, г/кг; d_l – влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения за пределами РЗ, г/кг; d_{in} – влагосодержание воздуха, подаваемого в помещение, г/кг.

При одновременном выделении в воздух помещения теплоты, вредных веществ и влаги следует принимать бóльшую из величин, полученных по формулам (17.82)–(17.84). При этом, если в помещение поступает несколько видов вредных веществ, не обладающих суммацией действия, расход приточного воздуха (по массе выделяющихся вредных веществ) следует принимать по большему из полученных результатов (по определяющей вредности) для каждого из веществ. Если в воздух помещения выделяется несколько видов вредных веществ однонаправленного действия, следует суммировать расходы приточного воздуха, полученные для каждого из веществ в отдельности. Расход приточного воздуха следует принимать не менее суммарного расхода воздуха на местные отсосы и технологические нужды. Расход приточного воздуха должен быть не меньше нормируемого минимального расхода наружного воздуха, подаваемого в помещение, необходимого для обеспечения норм взрывопожарной безопасности, а также требуемого по нормируемой кратности воздухообмена или удельного расхода приточного воздуха.

ТАБЛИЦА 17.10. КОЭФФИЦИЕНТЫ ВОЗДУХООБМЕНА ДЛЯ ПОМЕЩЕНИЙ СО ЗНАЧИТЕЛЬНЫМИ ИЗБЫТКАМИ ЯВНОЙ ТЕПЛОТЫ И ПОДАЧЕ ВОЗДУХА НЕПОСРЕДСТВЕННО В РЗ

Вид помещения	K_t	K_q
Кузнечно-прессовые цехи, печные пролеты сталеплавильных, рельсопрокатных цехов и цехов эмалирования, корпуса нагревательных колодцев, блюминги, склады заготовок	2	2,7
Термические цехи	1,9	2,6
Сушильные »	1,8	2,5
Литейные »	1,7	2,3
Доменные и кузнечные »	1,6	2,2
Прокатные »	1,5	2,1
Электролизные цехи, машинные залы и компрессорные	1,4	1,9
Цехи вулканизации и производства изделий из пластмасс	1,3	1,8

Температуру $t_{w.z}$, концентрацию вредных веществ $q_{w.z}=$ ПДК и влагосодержание $d_{w.z}$ воздуха РЗ следует принимать в соответствии с требованиями к метеорологическим условиям в помещениях, установленными ГОСТ 12.1.05–88 и СНиП 2.04.05–86.

При выборе способа подачи воздуха предпочтение следует отдавать системам, имеющим больший коэффициент воздухообмена, и окончательно принимать способ подачи исходя из минимума приведенных затрат с учетом изменения коэффициента воздухообмена в период эксплуатации в течение года.

Коэффициенты воздухообмена в конкретных частных случаях принимаются по нормативным или экспериментальным данным. Для

ТАБЛИЦА 17.11. КОЭФФИЦИЕНТЫ ВОЗДУХООБМЕНА ДЛЯ ПОМЕЩЕНИЙ С НЕЗНАЧИТЕЛЬНЫМИ ИЗБЫТКАМИ ЯВНОЙ ТЕПЛОТЫ

Способ подачи воздуха	Коэффициенты воздухообмена K_t и K_q при кратности воздухообмена в помещении, 1/ч							
	3		5		10		15 и более	
	K_t	K_q	K_t	K_q	K_t	K_q	K_t	K_q
Непосредственно в РЗ	1,3	1,85	1,2	1,4	1,05	1,15	1	1
Наклонными струями в направлении РЗ с высоты:								
не более 4 м	1,15	1,4	1,1	1,2	1	1,1	1	1
более 4 м	1	1,2	1	1,1	1	1,05	1	1
Сосредоточенно выше РЗ	0,95	1,1	1	1,05	1	1	1	1
То же, с использованием направляющих сопел	1	1	1	1	1	1	1	1
Сверху вниз струями:								
настилающимися	0,95	1,1	1	1,05	1	1	1	1
коническими	1,05	1,1	1	1,05	1	1	1	1
плоскими	1,1	1,2	1,05	1,1	1	1,05	1	1

ТАБЛИЦА 17.12. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ ВОЗДУХА ДЛЯ ВЫЧИСЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВОЗДУХООБМЕНА

Относительный расход воздуха $\bar{L}$	Вид струи		
	компактная, неполная веерная, коническая	плоская	веерная
В приточной струе $\bar{L}_g$	$\frac{2}{m}\frac{x}{\sqrt{A_0}}$	$\frac{1,4}{m}\sqrt{\frac{x}{b_0}}$	$\frac{1,4}{m}\frac{x}{\sqrt{A_0}}$
В приточной струе при расположенной в ней ВО $\bar{L}_t$	$\bar{L}_g-(1-\bar{L}_{w.z})\frac{x}{l}$	$\bar{L}_g-(1-\bar{L}_{w.z})\sqrt{\frac{x}{l}}$	$\bar{L}_q-(1-\bar{L}_{w.z})\frac{x}{l}$
Во II критическом сечении стесненной приточной струи $\bar{L}_{cr}$	$0,57\sqrt{\frac{A_p}{A_0}}$	–	–
В конвективной струе $\bar{L}_к$	$\frac{22\sqrt[3]{Q_к x^5}}{L_0}$	–	–

Примечание. В формулах приняты условные обозначения:

x – для приточных струй при подаче в РЗ – расстояние от ВР до границы ячейки помещения, обслуживаемого этим ВР, или до теплоисточника, если струя движется по направлению к нему, при подаче выше РЗ – расстояние от ВР до РЗ по направлению движения струи; для конвективных струй – расстояние от верха теплоисточника до ВО, м; l – расстояние от ВР до ВО по направлению движения струи, м;

$Q_к$ – конвективная составляющая тепловыделений от источника теплоты (единицы оборудования), Вт. Для определения K_t ячейки помещения, обслуживаемого одним ВР, по расчетным соотношениям табл. 17.12 ($L_h = L_0$) при наличии нескольких теплоисточников в ячейке в формулы табл. 17.12 следует подставлять суммарные величины $\bar{Q}_к$ и $\bar{L}_к$ от этих источников.

помещений со значительными избытками явной теплоты и подаче воздуха непосредственно в РЗ ориентировочные значения коэффициентов воздухообмена K_t и K_q могут быть определены по табл. 17.10, для помещений с незначительными избытками явной теплоты – по табл. 17.11. При отсутствии данных коэффициент воздухообмена K_d рекомендуется принимать равным K_q.

Коэффициенты воздухообмена по теплоте K_t определяют расчетом по методическим рекомендациям (Определение количества при-

точного воздуха для производственных помещений с механической вентиляцией.– Л.: ВНИИОТ, 1983). Если по расчету величина K_t при подаче нагретого воздуха (режим отопления) окажется больше единицы, то следует принимать $K_t = 1$.

Значения K_t при избытках явной теплоты рассчитывают с помощью соотношений, приведенных в табл. 17.12 и 17.13. При расчете K_t по зависимостям табл. 17.12 избыточный явный тепловой поток (Q) в помещение или ячейку помещения, обслуживаемую одним ВР, принимается с учетом теплопотерь через ограждения. Теплоизбытки в рабочей зоне ($Q_{w,z} > 0$) складываются из конвективной $Q_{w,z,k}$ и лучистой $Q_{w,z,l}$ составляющих тепловыделений от оборудования; тепловыделений от светильников Q_1, инсоляции Q_2, поступающей через светопрозрачные ограждения в РЗ, и тепловыделений от работающих Q_3, из суммы которых вычитаются теплопотери через ограждения рабочей зоны Q_4;

$$Q_{w,z} = Q_{w,z,k} + Q_{w,z,l} + \\ + Q_1 + Q_2 + Q_3 - Q_4. \qquad (17.88)$$

В помещениях, где циркуляцию воздуха определяют приточные струи, следует принимать, что 70% мощности теплоисточников ($Q_{w,z,k} + Q_{w,z,l}$) поступает в РЗ и соответственно 30% – в верхнюю зону.

В помещениях, где циркуляцию определяют конвективные струи, конвективная составляющая $Q_{w,z,k}$ от теплоисточников уносится в верхнюю зону, а лучистая $Q_{w,z,l}$ делится пополам между рабочей и верхней зоной.

Расход приточного воздуха L_{p_0}, м^3/ч, при удалении его системами общеобменной вентиляции одновременно из верхней и рабочей зоны помещения рекомендуется определять по формуле

$$L_{p_0} = L_{w,z} + \\ + \frac{m_{p_0} - L_{w,z}(q_{w,z} - q_{in})}{[\delta(K_q - 1) + 1](q_{w,z} - q_{in})}, \qquad (17.89)$$

где δ – доля воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения. При удалении из рабочей зоны $^1/_3$ расхода воздуха $\delta = 0{,}67$, при удалении $^2/_3$ расхода воздуха $\delta = 0{,}33$.

Если расход воздуха $L_{h,f}$, м^3/ч, определенный по избыткам полной теплоты (или большая из величин, определенная по избыткам явной теплоты и влаги), окажется больше полученного по массе выделяющихся вредных веществ и допускается рециркуляция, максимальный расход воздуха, забираемого из верхней зоны на рециркуляцию, L_p, м^3/ч, следует определять по формуле

$$L_p = \frac{L_{h,f}(q_1 - q_{ext})}{K_q(q_{w,z} - q_1) + q_1 - q_{ext}}, \qquad (17.90)$$

где

$$q_1 = \frac{(L_{h,f} - L_{w,z})q_{w,z}K_q + L_{w,z}q_{w,z} - m_{p_0}}{L_{h,f} + (L_{h,f} - L_{w,z})(K_q - 1)}, \qquad (17.91)$$

q_{ext} – концентрация вредного вещества в наружном воздухе, подаваемом в помещение, мг/м^3.

Для обеспечения концентрации вредных веществ в приточном воздухе (смеси наружного и рециркуляционного) при выходе из ВР не более 30% ПДК в воздухе РЗ расход воздуха на рециркуляцию следует принимать не более

$$L_p = \frac{L_{h,f}(0{,}3\text{ПДК} - q_{ext})}{q_2 + 0{,}3\text{ПДК} - q_{ext}}, \qquad (17.92)$$

где

$$q_2 = \frac{m_{p_0}}{(L_{h,f} - L_{w,z})\left[1 + \dfrac{L_{w,z}}{K_q(L_{h,f} - L_{w,z})}\right]}. \qquad (17.93)$$

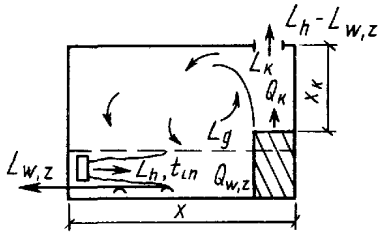
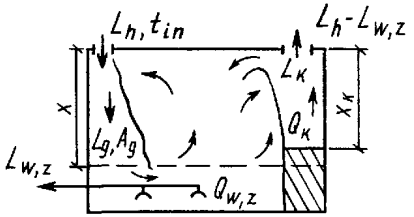
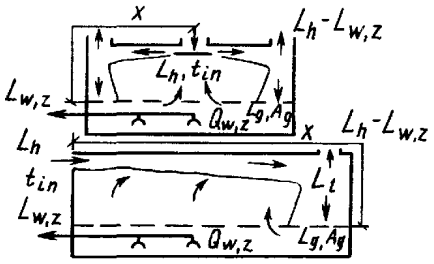
Расход наружного воздуха должен быть не менее расхода воздуха, удаляемого наружу системами вытяжной вентиляции и технологическим оборудованием, с учетом нормируемого дисбаланса, а также не менее нормируемого минимального расхода наружного воздуха (СНиП 2.04.05–86, прил. 17).

Для определения расхода приточного воздуха для систем кондиционирования* необходимо предварительно установить температуру и влагосодержание приточного воздуха путем построения процесса ассимиляции теплоты и влаги в рабочей зоне помещения с учетом тепловлажностного отношения избытков полной теплоты к избыткам влаги

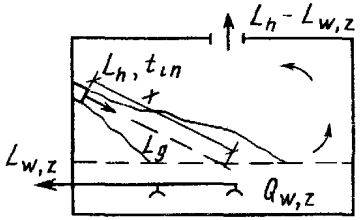
$$\varepsilon_{w,z} = Q_{h,f,w,z}/W_{w,z}, \qquad (17.94)$$

* Способ применим для условий $K_t \pm 1$ и $K_d \neq 1$ при отсутствии удаления воздуха из рабочей зоны и для условий $K_t = K_d = 1$ в случае удаления воздуха из рабочей зоны и за ее пределами.

ТАБЛИЦА 17.13. РАСЧЕТНЫЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВОЗДУХООБМЕНА

Способ подачи воздуха	Схема подачи	Коэффициент воздухообмена
В рабочую зону		$K_t = \dfrac{a[\bar{L}_g + \bar{L}_{w,z}(1-\bar{Q}_{w,z})] + \bar{L}_{w,z}(\bar{L}_g + \bar{L}_{w,z} - 1)\bar{Q}_к}{a[\bar{L}_g - (1-\bar{L}_{w,z})(1-\bar{Q}_{w,z})] - (1-\bar{L}_{w,z})(\bar{L}_g + \bar{L}_{w,z} - 1)\bar{Q}_к}$; $a = \max\{\bar{L}_к,\ 1-\bar{L}_{w,z}\}$
Вертикальными струями		$K_t = \dfrac{a[\bar{L}_g - \bar{Q}_{w,z}(1-\bar{A}_g)\bar{L}_{w,z}] + \bar{Q}_к\bar{L}_{w,z}(\bar{L}_g - 1)}{a[\bar{L}_g + \bar{Q}_{w,z}(1-\bar{A}_g)(1-\bar{L}_{w,z}) - 1] - \bar{Q}_к(\bar{L}_g - 1)(1-\bar{L}_{w,z})}$; $a = \max\{\bar{L}_к,\ 1-\bar{L}_{w,z}\}$
Настилающимися струями		$K_t = \dfrac{\bar{L}_g - \bar{Q}_{w,z}\bar{L}_{w,z}(1-\bar{A}_g)}{\dfrac{\bar{L}_l}{\bar{L}_l - 1}(\bar{L}_l - \bar{L}_{w,z}) - (1-\bar{L}_{w,z})[1-\bar{Q}_{w,z}(1-\bar{A}_g)]}$

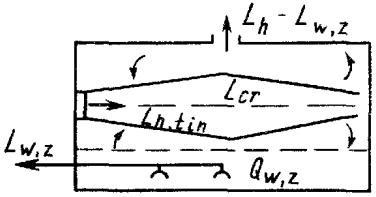
Наклонными струями



$$K_t = \frac{\theta \bar{L}_g - \bar{Q}_{w,z}\bar{L}_{w,z}}{\theta(\bar{L}_g - 1) + \bar{Q}_{w,z}(1 - \bar{L}_{w,z})}$$

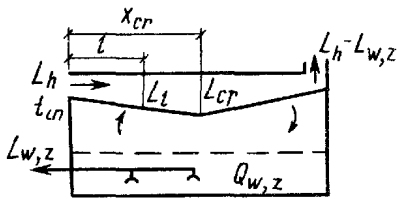
$\theta = 1{,}0$ при подаче охлажденного воздуха; $\theta = 0{,}5$ при подаче нагретого воздуха

Сосредоточенно ненастилающимися струями



$$K_t = \frac{0{,}5\bar{L}_{cr} + \bar{L}_{w,z}(1 - 2\bar{Q}_{w,z})}{2\bar{Q}_{w,z}(1 - \bar{L}_{w.z}) + 0{,}5\bar{L}_{cr} + \bar{L}_{w,z} - 1}$$

Сосредоточенно настилающимися струями



$$l < x_{cr};\ K_t = 1 - \frac{1}{\bar{L}_l};$$

$$l \geqslant x_{cr};\ K_t = 1 - \frac{1}{\bar{L}_{cr}}$$

Примечание В формулах приняты условные обозначения:
$\bar{L}_g = L_g/L_h$; $\bar{L}_{w,z} = L_{w,z}/L_h$; $\bar{L}_l = L_l/L_h$;
$\bar{L}_x = L_x/L_h$; $\bar{L}_{cr} = L_{cr}/L_h$; $\bar{Q}_{w,z} = Q_{w,z}/Q$;
$\bar{Q}_к = Q_к/Q$

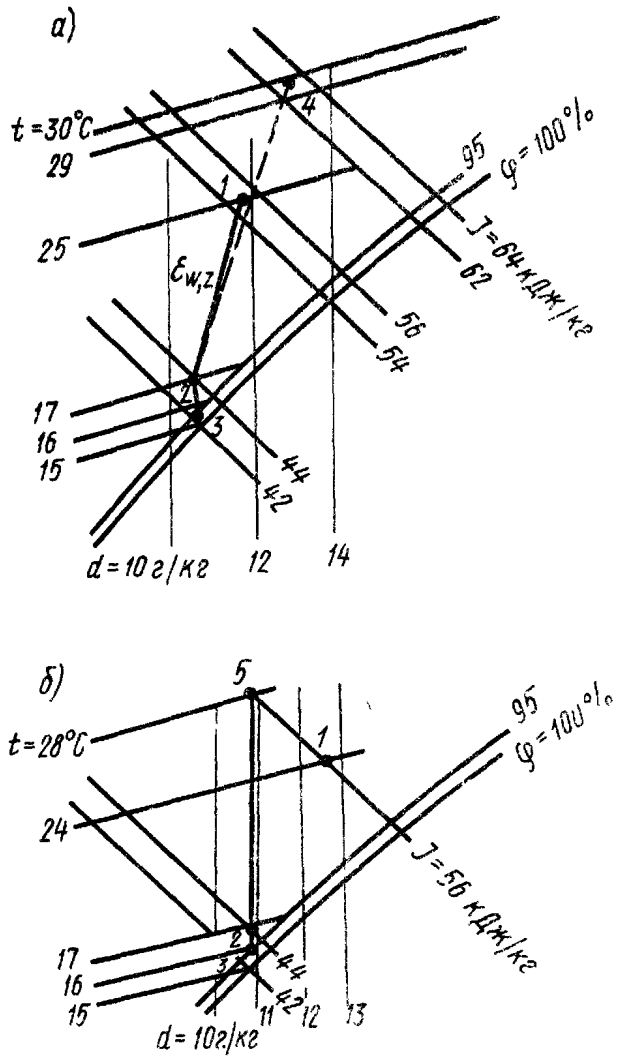


Рис. 17.9. Схемы процесса ассимиляции теплоты и влаги приточным воздухом для систем кондиционирования (*а*) и с увлажнением воздуха в помещении (*б*)

где

$$Q_{h,f,w,z} = \frac{3{,}6Q}{K_t} +$$

$$+ \frac{W}{K_d}(2{,}5 + 0{,}0018t_{w,z}); \qquad (17.95)$$

$$W_{w,z} = W/K_d. \qquad (17.96)$$

На $I-d$-диаграмме влажного воздуха из точки *1* (рис. 17.9, *а*) с параметрами $t_{w,z}$ и $\varphi_{w,z}$ проводится прямая *1–2* по лучу тепловлажностного отношения $\varepsilon_{w,z}$ до пересечения с условной кривой φ, расположенной выше кривой φ = 95%, на разность температур $t_3 - t_2$ (по линии d = const), учитывающую нагревание воздуха в вентиляторе и воздуховодах.

Температура и влагосодержание приточного воздуха имеют параметры точки *2*.

Расход приточного воздуха определяют по формуле

$$L_h = L_w = \frac{3{,}6Q}{cK_t(t_{w,z} - t_{in})} = \frac{W}{1{,}2K_d(d_{w,z} - d_{in})}. \qquad (17.97)$$

Температура и влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения за пределами рабочей зоны (точка *4*) определяются по формулам:

$$t_l = \frac{3{,}6Q}{cL_h} + t_{in}; \qquad (17.98)$$

$$d_l = \frac{W}{1{,}2L_h} + d_{in}. \qquad (17.99)$$

Для определения расхода приточного воздуха для систем кондиционирования и доувлажнения воздуха с помощью форсунок, размещенных в помещении, необходимо предварительно установить условную температуру t_5 и влагосодержание d_5 в рабочей зоне.

На $I-d$-диаграмме от точки *1* (рис. 17.9, *б*) с параметрами $t_{w,z}$ и $\varphi_{w,z}$ откладывается в левую сторону отрезок $\Delta d_{w,z} = \Delta d/K_d$, где Δd соответствует мощность проектируемой системы доувлажнения (как правило, $\Delta d \leqslant 2$ г/кг).

На прямой I_1 = const находят точку с условной температурой t_5 и влагосодержанием d_5 воздуха в рабочей зоне. Точка *5* на рис. 17.9, *б* соответствует точке *1* на рис. 17.9, *а*.

Последующее построение процесса на I d-диаграмме, определение температуры и влагосодержания приточного воздуха, определение расхода приточного воздуха, температуры и влагосодержания воздуха, удаляемого за пределами рабочей зоны, осуществляются описанным выше способом.

Расход приточного воздуха проверяется и в случае необходимости корректируется в результате расчета воздухораспределения. Расчет воздухораспределения (выбор способа подачи, определение местоположения количества и типоразмеров ВР) следует проводить с целью обеспечения принятой схемы подачи воздуха, нормируемых значений максимальной скорости ($v_x \leqslant Kv_n$) и отклонения температуры воздуха в струе ($\Delta t_x = t_x - t_n \leqslant \Delta t_1$ и $\Delta t_x = t_n - t_x \leqslant \Delta t_2$) или в зоне обратного потока (см. табл. 17.1 и 17.2).

Если в результате расчета воздухораспределения в режиме вентиляции предельная рабочая разность температур $\Delta t_{w,z}^{lim} = t_{w,z} - t_{in}$ окажется меньше предварительно принятой

для определения расхода приточного воздуха, то следует пересчитать и увеличить расход приточного воздуха, принимая $t_{w\,z} - t_{in}$ не более избыточной температуры приточного воздуха Δt_0, при которой обеспечиваются принятая схема подачи воздуха и нормируемые значения v и Δt_x.

Если в результате расчета воздухораспределения в режиме отопления системы вентиляции совмещенной с воздушным отоплением, предельная рабочая разность температур $\Delta t_w^{lim} = t_{hc} - t_{w\,z}$ (здесь t_{hc} температура подогретого воздуха, подаваемого в помещение) окажется меньше требуемой при расходе приточного воздуха равном расходу в теплый период года, то следует принять расход воздуха по теплому периоду, не достающий тепловой поток для отопления помещения подавать дополнительной системой отопления.

Если расход приточного воздуха, определенный для систем кондиционирования по избыткам явной теплоты и влаги окажется меньше полученного по массе выделяющихся вредных веществ L_q, нормируемой кратности воздухообмена L_n или нормируемому удельному расходу приточного воздуха L_{sp}, то при принятом (большем из L_q, L_n или L_{sp}) разность температур $\Delta t_w = t_z - t_0$ (см. рис. 17.9, *а*) уменьшится и будет равна $\Delta t'_{w\,z} = \Delta t_{w\,z} = \frac{L_h}{L_{p_1}(m\ sp)}$.

Обеспечение требуемой температуры $t_n = t_n - \Delta t_{w\,z}$ достигается соответствующим уменьшением расхода холода например уменьшением расхода холодной воды в камеру орошения кондиционера или соответствующим нагревом приточного воздуха и разность температур $\Delta t = \Delta t_n$.

Расход приточного воздуха для обеспечения норм взрывопожарной безопасности следует определять по формуле

$$L = \frac{m}{0{,}1q - r} \qquad (17.100)$$

где q_g нижний концентрационный предел распространения пламени по газо паро и пылевоздушным смесям мг/м³

17.7. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА И ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НА ЭВМ

Программная система (ПС)* «Воздухораспределение» предназначена для определения величины воздухообмена типоразмеров и количества ВР при подаче приточного воздуха в производственные помещения, оборудованные системами механической вентиляции кондиционирования воздуха и воздушного отопления.

С помощью ПС производят расчет «вертикальной подачи воздуха», к которой относят все виды струйных течений приточного воздуха поступающих в рабочую зону вертикально из верхней зоны непосредственно после выпуска или в результате поворота в направлении рабочей зоны (вследствие соударения струй друг с другом или настилания на вертикальное ограждение), расчет подачи воздуха непосредственно в рабочую зону плоскими струями и сосредоточенно когда рабочая зона омывается обратным потоком.

ПС включает следующие программы расчета подачи воздуха:

VEER – коническими смыкающимися и веерными и отклоняющимися струями через плафоны;

KONVER коническими несмыкающимися и ненастилающимися веерными струями через плафоны;

GORIZONT компактными и неглубокими веерными горизонтальными настилающимися струями через решетки;

PO[illegible] плоскими струями через перфорированные воздуховоды;

PERFOR через перфорированные потолки и панели;

RABZON в рабочую зону;

NASTNEST сосредоточенно настилающимися и ненастилающимися на ограждение струями;

NAKLON наклонными струями**.

Программы предусматривают использова-

---

* Разработана ВНИИОТ (С.-Петербург), ГПИ Сантехпроект (Москва) ГПИ Гипрохиммаш (Киев) НИСИ (Новосибирск).

** Автономная программа расчета наклонной подачи воздуха в том числе для воздухораспределителя типа ВВР разработана в ЦНИИпромзданий (Москва).

ние следующих типовых воздухораспределительных устройств:

VEER – ПРМ, ВР, ВДШ;
KONVEER – ПРМ, ВР;
GORIZONT – РВ, РР;
PERFOR – ВПК;
RABZON – ВЭПш;
NASTNEST ВСП, ВГК, РВ, РР;
NAKLON – РВ, ВСП, ВГК.

Программы рассчитывают воздухообмен и воздухораспределение для трех периодов года: теплого, переходного и холодного. В результате расчетов печатаются только те варианты, которые обеспечивают нормативные требования по скорости движения и температуре воздуха в рабочей зоне для всех периодов.

Расчеты обеспечивают создание требуемых параметров воздушной среды при минимальном количестве ВР.

В программах предусмотрен поиск вариантов совмещения вентиляции с воздушным отоплением без необходимости устройства дополнительных отопительных систем.

В процессе работы программ определяют расход приточного воздуха, тип, типоразмер и число ВР, их установку в помещении с учетом обеспечения допустимых значений скоростей и температур в рабочей зоне и равномерности их распределения по рабочей зоне, температуры воздуха в рабочей и верхней зонах помещения, уточняют температуру приточного воздуха и температуру воздуха в рабочей зоне для всех периодов года, определяют нагрузку на дополнительную систему отопления в холодный период года, если система вентиляции не способна полностью компенсировать теплопотери помещения. В программах проверяют также выполнение требований по обеспечению расчетных схем циркуляции воздушных потоков в помещении и соответствие скорости выпуска воздуха из ВР заданному диапазону значений.

Работе программ должны предшествовать расчеты:

тепловыделений в рабочую и верхнюю зоны помещения для всех периодов года;

удельных теплопотерь по зонам;

тепловыделений от мощных конвективных источников теплоты (при их наличии);

воздушных душей;

местных отсосов;

воздухообмена по вредным веществам и избыткам влаги;

расхода перетекающего из соседних помещений воздуха.

За расчетный принимается наибольший воздухообмен, определенный из условий: ассимиляции избыточных явных тепловыделений, борьбы с газо- и влаговыделениями, компенсации местных отсосов и обеспечения требуемой кратности воздухообмена для создания в помещении подпора или разрежения.

ПС используют для расчета четырех режимов, предусматривающих:

0 – естественную или смешанную вентиляцию в теплый период года и механическую вентиляцию в переходный и холодный периоды;

1 – круглогодичную механическую вентиляцию;

2 – адиабатическое охлаждение приточного воздуха в теплый период года;

3 – круглогодичное кондиционирование воздуха.

В результате расчетов на распечатку может быть выдано несколько оптимизированных вариантов с наименьшим количеством ВР и не требующих дополнительной нагрузки на системы отопления, отличающихся типом, типоразмером и количеством ВР.

Окончательный выбор варианта производят на основании анализа результатов расчетов и технико-экономических соображений.

Более подробное описание ПС «Воздухораспределение» содержится в «Методических рекомендациях по расчету на ЭВМ воздухообмена и воздухораспределения» (ВНИИОТ, 1987).

17.8. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Пример 17.1. Определить расход приточного воздуха в теплый период года для вентиляции механического цеха и произвести выбор ВР. Площадь цеха $96 \times 60 = 5760$ м^2, высота 10,2 м, объем 58 750 м^3. Расчетная температура наружного воздуха $t_{ext} = 24$ °С. Избытки теплоты 630 000 Вт. Расход воздуха, удаляемого из рабочей зоны, 50 000 м^3/ч. Категория работ средней тяжести IIб ($t_{w,z} = 27$ °С по табл. 1 ГОСТ 12.1.005–88).

Решение. С целью сокращения расхода

приточного воздуха принимаем охлаждение наружного воздуха циркулирующей водой по адиабатному циклу $\Delta t_1 = 6{,}3\,^{\circ}\text{C}$.

1. Вычисляем температуру приточного воздуха в соответствии с п. 5 прил. 16 к СНиП (при давлении вентилятора 1400 Па)

$$t_{in} = 24 - 6{,}3 + 0{,}001 \cdot 1400 = 19{,}1\,^{\circ}\text{C}.$$

2. Определяем расход приточного воздуха по формуле (17.82)

$$L_h = 50\,000 + \frac{3{,}6 \cdot 630\,000 - 1{,}2 \cdot 50\,000\,(27 - 19{,}1)}{1{,}2\,(27 - 19{,}1)} = 239\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Кратность воздухообмена

$$\frac{239\,000}{58\,700} = 4{,}1 \text{ 1/ч}.$$

4. Проверяем расход приточного воздуха из условий воздухораспределения. Принимаем к установке по типовой серии 5.904–40 восемь воздухораспределителей ВВР10. Зона обслуживания одного ВВР составляет 30×24 м^2. Расчет воздухораспределения по выпуску 0 серии 5.904–40 устанавливает угол наклона $\alpha = 15°$, что обеспечивает нормируемые значения максимальной скорости $v_x < 1{,}8 \cdot 0{,}5 = 0{,}9$ м/с и отклонение температуры воздуха в струе $\Delta t_x < 2\,^{\circ}\text{C}$.

Пример 17.2. Определить расход приточного воздуха для условий примера 17.1 в холодный период года. Тепловой поток для отопления помещения 163 000 Вт. Температура воздуха в рабочей зоне 15 °С.

Решение. 1. Принимаем расход приточного воздуха из условий обеспечения минимальной его скорости движения при выходе из воздухораспределителя ($v_0 = 4$ м/с) при установленных восьми ВВР10

$$L_h = 3600 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 0{,}79 = 91\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Принимаем расход приточного воздуха равным 91 000 м^3/ч.

2. Проверяем из условий воздухораспределения предельную рабочую разность температур по выпуску 0 серии 5.904–40

$$\Delta t_{w,z}^{\lim} = 3\,^{\circ}\text{C}.$$

3. Определяем максимально возможный тепловой поток для отопления (по выпуску 0 типовой серии 5.904–40 в режиме отопления $K_t = 1$)

$$Q_{hc} = \frac{1{,}2 \cdot 91\,000 \cdot 3}{3{,}6} =$$

$= 91\,000$ Вт, что меньше требуемого.

4. Увеличиваем расход приточного воздуха из условия обеспечения требуемого теплового потока для отопления.

По выпуску 0 получаем $L_{hc} = 96\,000$ м^3/ч, $t_{hc} = 20{,}1\,^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t_{w,z} = 5{,}1\,^{\circ}\text{C}$), $\alpha = 40°$, что обеспечивает нормируемые значения максимальной скорости $v_x < 1{,}8 \cdot 0{,}4 = 0{,}72$ м/с и отклонение температуры воздуха в струе $\Delta t_1 < 2\,^{\circ}\text{C}$.

Пример 17.3. Определить расходы приточного воздуха для условий примеров 17.1 и 17.2 для системы с переменным расходом воздуха. Избытки теплоты при переходных условиях 243 000 Вт. Технологические тепловыделения 350 000 Вт.

Расход приточного воздуха в **теплый период года** – см. пример 17.1.

Расход приточного воздуха в **холодный период года** – см. пример 17.2.

Решение. 1. Определяем температуру приточного воздуха для переходных условий в соответствии с п. 5 прил. 16 СНиП 2.04.05–86

$$t_{in} = 10 + 0{,}001 \cdot 1400 = 11{,}4\,^{\circ}\text{C}.$$

Температура воздуха в рабочей зоне для переходных условий 21 °С.

2. Вычисляем расход приточного воздуха по формуле (17.82)

$$L_h = 50\,000 + \frac{3{,}6 \cdot 243\,000 - 1{,}2 \cdot 50\,000\,(21 - 11{,}4)}{1{,}2\,(21 - 11{,}4)} = 75\,900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Поскольку расход приточного воздуха меньше полученного из условий обеспечения минимальной скорости движения воздуха при выходе из воздухораспределителя (см. пример 17.2), принимаем расход приточного воздуха равным 91 000 м^3/ч.

3. Проверяем из условий воздухораспределения предельную рабочую разность температур по выпуску 0

$$\Delta t_{w,z}^{\lim} = 4\,^{\circ}\text{C}.$$

4. Определяем избытки теплоты, ассимилируемые приточным воздухом, $Q = \frac{1{,}2 \cdot 91\,000 \cdot 4}{3{,}6} = 121\,300$ Вт, что меньше требуемых.

5. Увеличиваем расход приточного воздуха из условия обеспечения ассимиляции избыточной теплоты.

По выпуску 0 получаем: $L_h = 144\,200$ м^3/ч, $\Delta t_{w,z} = 5$ °С, $\alpha = 15°$, что обеспечивает нормируемые значения максимальной скорости $v_x < 0{,}72$ м/с и отклонение температуры воздуха в струе $\Delta t_x < 2$ °С. При этом $t_{w,z} = t_{in} + \Delta t_{w,z} = 11{,}4 + 5 = 16{,}4$ °С, т.е. находится в пределах допустимых ГОСТ 12.1.005–88 границ от 15 до 21 °С.

6. Для **режима отсутствия избытков (недостатков) теплоты** определяем температуру наружного воздуха по формуле

$$t_{ext} = t_{w,z} - \frac{Q_{tech}}{Q_{tech} + Q_{hc}}(t_{w,z} - t_{ext,Б}),$$

где Q_{tech} – технологические тепловыделения, Вт; $t_{ext,Б} = -22$ С – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года, параметры *Б*, °С;

$$t_{ext} = 15 - \frac{350\,000}{(350\,000 + 163\,000)} \times (15 + 22) = -10{,}2\ °С.$$

7. Расход приточного воздуха принимаем равным 91 000 м^3/ч (см. расчет для переходных условий), температура приточного воздуха $t_{in} = t_{w,z} = 15$ °С.

8. Расчет воздухораспределения по выпуску 0 устанавливает угол наклона $\alpha = 30°$, что обеспечивает нормируемые значения максимальной скорости $v_x < 0{,}72$ м/с и отклонение температуры воздуха в струе $\Delta t_x < 2$ °С.

9. Глубина регулирования расхода воздуха в течение года составит

$$Д = \left(1 - \frac{L_{min}}{L_{max}}\right)100 = \left(1 - \frac{91\,000}{239\,000}\right)100 = 62\%.$$

С целью уменьшения расхода приточного воздуха в холодный период года рассматриваем вариант с большим числом воздухораспределителей.

10. Принимаем установку 14 воздухораспределителей ВВР7. Зона обслуживания одного ВВР – 24 × 18 м^2. Глубина регулирования расхода воздуха составит

$$Д = \left(1 - \frac{80\,600}{239\,000}\right)100 = 66\%.$$

Результаты расчета воздухораспределения по выпуску 0 приведены в табл. 17.14.

Увеличение числа воздухораспределителей не приводит к существенному уменьшению расхода приточного воздуха.

Выбор окончательного варианта определяется технико-экономическим расчетом с учетом продолжительности каждого периода.

Полученные в результате расчета расходы приточного воздуха позволяют установить конструктивные решения системы вентиляции, набор оборудования и его номенклатуру.

Режим работы системы (объем рециркуляции, графики работы подогревателей, камеры адиабатного охлаждения и т.п.) устанавливается из условий обеспечения минимального в течение года расхода приточного воздуха, теплоты и электроэнергии с учетом принятой схемы управления работой системы и оборудования, возможностей оборудования.

Пример 17.4. Определить расход рециркуляционного воздуха.

В помещение поступает 340 г/ч вредных веществ, для которых ПДК = 20 мг/м^3. В наружном воздухе содержится 3 мг/м^3 этих веществ. Воздухообмен, определенный по избыткам теплоты в теплый период года, составляет 40 000 м^3/ч. Местными отсосами из РЗ уделяется 10 000 м^3/ч воздуха. Коэффициент воздухообмена $K_q = 1{,}3$.

Решение. 1. Определяем условную концентрацию q_1 по формуле (17.91)

$$q_1 = \frac{(40\,000 - 10\,000)20 \cdot 1{,}3 + 40\,000 + (40\,000 - 10\,000)}{+ 10\,000 \cdot 20 - 340\,000} = 13{,}1\ мг/м^3.$$
$$(1{,}3 - 1)$$

2. Вычисляем расход рециркуляционного воздуха по формуле (17.90) из условий обеспечения ПДК в РЗ

$$L_p = \frac{40\,000(13{,}1 - 3)}{1{,}3(20 - 13{,}1) + 13{,}1 - 3} = 21\,180\ м^3/ч.$$

3. Определяем условную концентрацию q_2 по формуле (17.93)

$$q_2 = \frac{340\,000}{(40\,000 - 10\,000)} \times \frac{340\,000}{\left[1 + \frac{10\,000}{1{,}3(40\,000 - 10\,000)}\right]} = 9\ мг/м^3.$$

4. Находим расход рециркуляционного воздуха по формуле (17.92) из условий обеспечения 0,3 ПДК в приточном воздухе

$$L_p = \frac{40\,000(0{,}3 \cdot 20 - 3)}{9 + 0{,}3 \cdot 20 - 3} = 10\,000\ м^3/ч.$$

Таким образом, максимальный расход ре-

ТАБЛИЦА 17.14. РАСХОДЫ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ЦЕХА

Режим работы	t_{ext}, °С	$t_{w,z}$, °С	ВВР6			ВВР7		
			t_{in}, °С	α, град	L, м³/ч	t_{in}, °С	α, град	L, м³/ч
Теплый период года	24	27	19,1	15	239 000	19,1	15	239 000
Холодный период года	−22	15	20,1	40	96 000	20,1	40	90 600
ия	10	16,4	11,4	15	144 200	11,4	20	144 200
. ов	−10,2	15	15	30	91 000	15	30	80 600

циркуляционного воздуха составит 10 000 м³/ч.

Пример 17.5. Определить расход воздуха для общеобменной вентиляции. В помещение поступает 200 г/ч вредных газов, которые легче воздуха, при ПДК = 10 мг/м³. В наружном воздухе содержится 2 мг/м³ этих веществ. Местными отсосами из РЗ удаляется 5000 м³/ч воздуха. Коэффициент воздухообмена K_q = = 1,25.

Определим расход приточного воздуха по формуле (17.89) при $\delta = 0{,}67$

$$L_{p0} = 5000 + \frac{200\,000 - 5000\,(10 - 2)}{[0{,}67\,(1{,}25 - 1) + 1]\,(10 - 2)} = 22\,130\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Из РЗ следует удалять $^1/_3$ этого расхода 22 130/3 = 7380 м³/ч, из них 5000 м³/ч через местные отсосы и 2380 м³/ч общеобменной вентиляцией; из ВЗ необходимо удалять 22 130 − 7380 = 14 750 м³/ч.

Пример 17.6. Определить расход воздуха при удалении из РЗ 10 000 > 7380 м³/ч и остальных условиях по примеру 17.5.

Вычислим расход приточного воздуха по формуле (17.83)

$$L_{p0} = 10\,000 + \frac{200\,000 - 100\,000}{1{,}25\,(10 - 2)} = 22\,000\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Из ВЗ необходимо удалять 22 000 − − 10 000 = 12 000 м³/ч.

Если этот расход не меньше однократного воздухообмена в 1 ч и не менее 6 м³/ч на 1 м² площади пола помещения то он может быть принят окончательно. Если расход окажется меньше, то следует увеличить расход воздуха, удаляемого из верхней зоны, и соответственно расход приточного воздуха

Пример 17.7. Определить расход приточного воздуха и расход воздуха, удаляемого из ВЗ, если из РЗ должно быть удалено не менее $^2/_3$ общего расхода воздуха. В помещении выделяется 20 000 мг/ч вредных газов при ПДК = 8 мг/м³, а в воздухоприемном устройстве содержится 2 мг/м³ этих газов. В помещении имеются избытки явной теплоты 40 000 Вт; t_{in} = 20 °С, $t_{w,z}$ = 23 °С; K_q = 1,2, K_t = 1,1.

По формуле (17.89) найдем воздухообмен для ассимиляции вредных веществ при $L_{w,z} = 0$:

$$L_{p0} = \frac{200\,000}{[0{,}33\,(1{,}2 - 1) + 1]\,(8 - 2)} = 31\,270\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Из РЗ следует удалять 31 270 · 0,67 = = 20 950 м³/ч.

При этих условиях для ассимиляции избытков явной теплоты по формуле (17.82)

$$L_h = 20\,950 + \frac{3{,}6 \cdot 40\,000 - 1{,}2 \cdot 20\,950\,(23 - 20)}{1{,}2 \cdot 1{,}1\,(23 - 20)} = 38\,270\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Следовательно, расход приточного воздуха должен быть принят равным 38 270 м³/ч, при удалении из РЗ 20 950 м³/ч и из ВЗ 38 270 − 20 950 = 17 320 м³/ч.

Пример 17.8. Определить расход приточного воздуха в теплый период года для помещения сборочного цеха при кондиционировании. Площадь цеха 72 × 24 = 1728 м², высота 5.4 м, объем 9330 м³.

Избытки явной теплоты 85 000 Вт, избытки влаги 65 000 г/ч. Коэффициенты воздухообмена K_t = 1,3; K_q = 1,85 (подача воздуха непосредственно в РЗ через ВЭПш). Категория работ - легкая *Iа*. Оптимальные параметры воздуха в РЗ по ГОСТ 12 1.005-88: $t_{w,z}$ = 25 °С, $\varphi_{w,z}$ = 60% ($d_{w,z}$ = 11,9 г/кг).

Решение. 1. Определяем тепловлажностное отношение избытков полной теплоты к избыткам влаги в РЗ помещения

$$\varepsilon_{w,z} = \frac{\frac{3{,}6 \cdot 85\,000}{1{,}3} + \frac{65\,000}{1{,}85}\,(2{,}5 + 0{,}0018 \cdot 25)}{\frac{65\,000}{1{,}85}} = 9{,}24\ \text{кДж/г}.$$

2. Вычисляем разность температур, учитывающую нагревание воздуха при давлении, развиваемом вентилятором, 1200 Па:

$$t_2 - t_3 = 0{,}001 \cdot 1200 = 1{,}2\,^{\circ}\text{C}.$$

3. На I-d-диаграмме влажного воздуха (см. рис. 17.9, *а*) проводим прямую *1–2* по лучу $\varepsilon_{w,z} = 9240$ кДж/кг. Устанавливаем положение точки *2* и определяем температуру и влагосодержание приточного воздуха:

$$t_{in} = 16{,}7\,^{\circ}\text{C};\ d_{in} = 10{,}5 \text{ г/кг}.$$

Предельная рабочая разность температур $\Delta t^{\lim}_{w,z} = 25 - 16{,}7 = 8{,}3\,^{\circ}\text{C}$ не превышает допустимой из условий воздухораспределения по выпуску 0 серии 1.494-38 для ВЭПш.

4. Определяем расход приточного воздуха

$$L_h = \frac{3{,}6 \cdot 85\,000}{1{,}2 \cdot 1{,}3\,(25 - 16{,}7)} = 23\,630 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Кратность воздухообмена составит: 23 630/9330 = 2,5 1/ч.

5. Вычисляем температуру и влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения:

$$t_l = \frac{3{,}6 \cdot 85\,000}{1{,}2 \cdot 23\,630} + 16{,}7 = 29{,}9\,^{\circ}\text{C};$$

$$d_l = \frac{65\,000}{1{,}2 \cdot 23\,630} + 10{,}5 = 12{,}8 \text{ г/кг}.$$

Пример 17.9. Определить расход приточного воздуха в теплый период года для помещения ткацкого цеха при кондиционировании воздуха и доувлажнении его с помощью форсунок, размещенных в помещении. Площадь цеха 120 × 90 = 10 800 м^2, высота 5,8 м, объем 63 000 м^3.

Избытки явной теплоты 1 300 000 Вт. Избытки влаги отсутствуют. Мощность системы доувлажнения 1,7 г/кг. Коэффициент воздухообмена $K_t = 1$ (подача воздуха сверху вниз). Требуемые для технологического процесса параметры воздуха $t_{w,z} = 24\,^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{w,z} = 65\%$.

Решение. 1. На I-d-диаграмме влажного воздуха (см. рис. 17.9, *б*) от точки *1* с параметрами $t_{w,z} = 24\,^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{w,z} = 65\%$ ($d_{w,z} = 12{,}6$ г/кг, $I_{w,z} = 56$ кДж/кг) откладываем в левую сторону отрезок $\Delta d_{w,z} = 1{,}7$ г/кг, соответствующий мощности проектируемой системы доувлажнения.

На пересечении прямых $I = 56$ кДж/кг и $d = 12{,}6 - 1{,}7 = 10{,}9$ г/кг находим точку *5* с условной температурой $t_5 = 28{,}1\,^{\circ}\text{C}$ и влагосодержанием $d_5 = 10{,}9$ г/кг.

При отсутствии влаговыделений в цехе луч $\varepsilon_{w,z}$ направлен параллельно линиям $d = \text{const}$. Поэтому на прямой с влагосодержанием $d = 10{,}9$ г/кг находим точку с относительной влажностью $\varphi = 95\%$ и соответствующую ей температуру воздуха за камерой орошения $t = 15{,}9\,^{\circ}\text{C}$.

2. Определяем температуру приточного воздуха (при давлении вентилятора 1000 Па)

$$t_{in} = 15{,}9 + 0{,}001 \cdot 1000 = 16{,}9\,^{\circ}\text{C}.$$

Предельная рабочая разность температур $\Delta t^{\lim}_{w,z} = 24 - 16{,}9 = 7{,}1\,^{\circ}\text{C}$ не превышает допустимой из условий воздухораспределения по выпуску 0 серии 5.904–39 для плафона ПРМ.

3. Вычислим расход приточного воздуха

$$L_h = \frac{3{,}6 \cdot 1\,300\,000}{1{,}2 \cdot 1\,(24 - 16{,}9)} = 550\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Кратность воздухообмена составит: 550 000/63 000 = 8,7 1/ч.

Глава 18

РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ НА ТРУБОПРОВОДАХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Автоматическое регулирование процессов теплопередачи в системах вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления достигается изменением расхода теплоносителя (горячей воды или пара) через теплообменные аппараты с помощью регулирующего органа (клапана), установленного на трубопроводе с теплоносителем, путем дросселирования, т. е. изменения его проходного сечения.

Регулировочные свойства регулирующего клапана определяются тремя показателями:

1) его условной пропускной способностью K_{vy};

2) типом пропускной характеристики;

3) распределением перепада давления на регулируемом участке между регулирующим клапаном и технологической сетью.

Пропускная способность регулирующего клапана – это величина, численно равная расходу жидкости, м^3/ч, с плотностью 1 г/см^3 (1000 кг/м^3), пропускаемой регулирующим клапаном при перепаде давления на нем $9{,}81 \cdot 10^{-2}$ МПа (1 кгс/см^2).

Условной считается пропускная способность клапана при полном открытии его затвора.

Для определения пропускной способности регулирующего клапана (проходного или каждого из проходов трехходового) на трубопроводе с жидкостью существует соотношение

$$K_V = 0{,}313\, Q\Psi \sqrt{\rho/\Delta p_к}, \qquad (18.1)$$

где Q – расход жидкости через клапан, м^3/ч; Ψ – коэффициент, учитывающий влияние вязкости (для воды $\Psi = 1$); ρ – плотность жидкости перед клапаном, г/см^3; $\Delta p_к$ – перепад давления жидкости на регулирующем клапане при расходе Q, МПа.

Коэффициент, учитывающий влияние вязкости, определяется в зависимости от числа Рейнольдса по рис. 18.1:

$$\mathrm{Re} = 3530 \frac{Q}{\nu D_y}, \qquad (18.2)$$

где ν – кинематическая вязкость протекающей через клапан жидкости, см^2/с; D_y – условный проход клапана, мм

Для подбора регулирующего клапана на потоке жидкости по формуле (18.1) определяют максимально необходимую его пропускную способность $K_{v\,max}$ при максимальном расходе Q_{max} и соответствующем ему перепаде давления на клапане Δp_{min}. По вычисленному значению $K_{v\,max}$ выбирают из действующей номенклатуры клапан с условной пропускной способностью K_{vy}, ближайшей большей к числу 1,2 $K_{v\,max}$, где 1,2 – коэффициент запаса.

Пропускная способность регулирующего клапана, м^3/ч, на трубопроводе с паром определяется по формулам:

для докритического значения скорости прохождения пара через клапан

$$K_V = 0{,}095\, G \sqrt{V_2/\Delta p_к}; \qquad (18.3)$$

для критической скорости прохождения пара через клапан

$$K_V = 0{,}134\, G \sqrt{V_1/p_1}, \qquad (18.4)$$

где G – расход пара, кг/ч; p_1 – абсолютное давление пара перед клапаном, МПа; $\Delta p_к$ – перепад давления на клапане при расходе G, МПа; V_1 и V_2 – удельный объем пара, м^3/кг, при давлении p_1 и за клапаном при давлении p_2.

Можно считать, что критическая скорость прохождения пара через клапан наступает при $\Delta p_к \geqslant 0{,}51\, p_1$.

Выбор регулирующего клапана на паре так же, как и на воде, выполняется для максимального расхода G_{max}.

Кроме условной пропускной способности регулирующий клапан характеризуется видом пропускной характеристики, которая определяет зависимость изменения пропускной способности от перемещения затвора (в относительных величинах). Выпускаются регулирующие клапаны с одной из двух видов пропускной характеристики: линейной или равнопроцентной.

Линейная характеристика выражается соотношением

$$\sigma = l, \qquad (18.5)$$

равнопроцентная

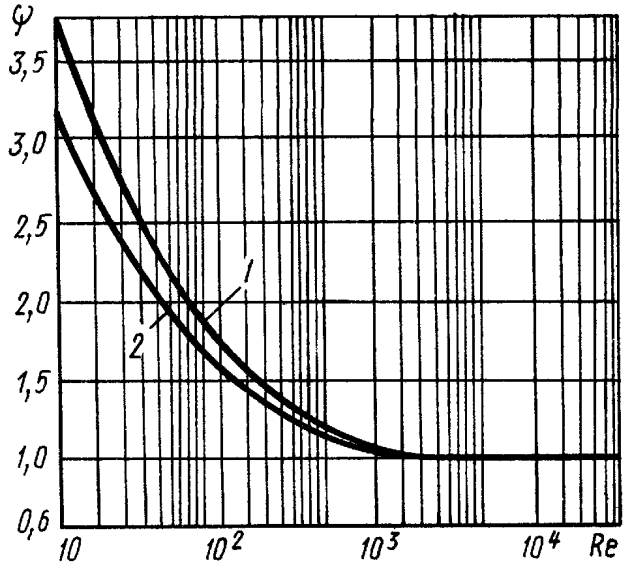


Рис. 18.1. Зависимость коэффициента ψ от числа Рейнольдса для двухседельных (*1*) и односедельных клапанов (*2*)

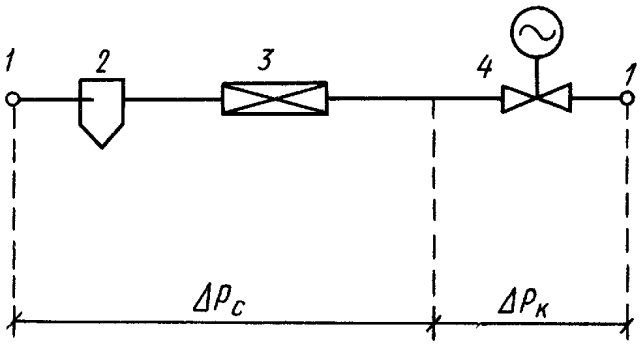


Рис. 18.2. Схема регулируемого участка

1 – прямая и обратная магистрали; *2* – фильтр; *3* – воздухонагреватель; *4* – регулирующий клапан

$$\sigma = 0{,}04^{1-l}, \qquad (18.6)$$

где $\sigma = K_V/K_{Vy}$ – относительная пропускная способность; $l = S/S_y$ – относительный ход затвора (S и S_y – действительный и условный ход затвора); 0,04 – относительная пропускная способность регулирующего клапана с равнопроцентной пропускной характеристикой при $l = 0$.

Расход жидкости через регулирующий клапан зависит не только от его пропускной способности и вида пропускной характеристики, но также и от параметров того регулируемого участка, на котором клапан работает. Регулируемым считается участок сети вместе со всеми присоединенными к нему приборами и оборудованием (включая регулирующий клапан), перепад давления на котором остается неизменным в процессе регулирования на нем какого-либо параметра или колеблется в пределах ±10%. Схематично регулируемый участок представлен на рис. 18.2.

Перепад давления на регулируемом участке распределяется между технологическим оборудованием, трубами (т. е. технологической сетью) и регулирующим клапаном; при этом существует равенство:

$$\Delta p_y = \Delta p_c + \Delta p_к, \qquad (18.7)$$

где Δp_y и Δp_c – перепады давления на регулируемом участке и технологической сети.

Для технологической сети, как и для регулирующего клапана, вводится понятие пропускной способности K_{Vc}:

$$K_{Vc} = 0{,}313\, Q\Psi \sqrt{\rho/\Delta p_c}. \qquad (18.8)$$

В процессе регулирования при ходе затвора регулирующего клапана изменяется его пропускная способность, но в то же время изменяется и перепад давления на нем. Поэтому зависимость расхода жидкости через регулирующий клапан от хода затвора может существенно отличаться от пропускной характеристики клапана, поскольку на нее влияет изменение перепада давления на клапане, или с учетом равенства (18.7) изменение соотношения $\Delta p_c/\Delta p_к$. В конечном счете ее вид зависит от этого соотношения при полностью открытом клапане $\Delta p_{c.o}/\Delta p_{к.o}$ или от соотношения условных пропускных способностей полностью открытого клапана и технологической сети: $K_{Vy}/K_{Vc} = n$, так как существует зависимость $\Delta p_{c.o}/\Delta p_{к.o} = n^2$.

Зависимость расхода жидкости через регулирующий клапан от хода завтора при определенном значении n называется **рабочей расходной характеристикой клапана.** Графики рабочих расходных характеристик регулирующих клапанов приведены на рис. 18.3.

В зависимости от требуемой динамики процесса регулирования может быть выбрана подходящая кривая рабочей расходной характеристики и исходя из нее выбраны тип пропускной характеристики регулирующего клапана, величина n и соответственно соотношение $\Delta p_{c.max}/\Delta p_{к.min}$.

Графики на рис. 18.3 показывают, что наименьшее отклонение от идеального вида (который соответствует $n = 0$, причем в этом случае расходная и пропускная характеристики совпадают) рабочие расходные характеристики имеют при $n \leqslant 1$.

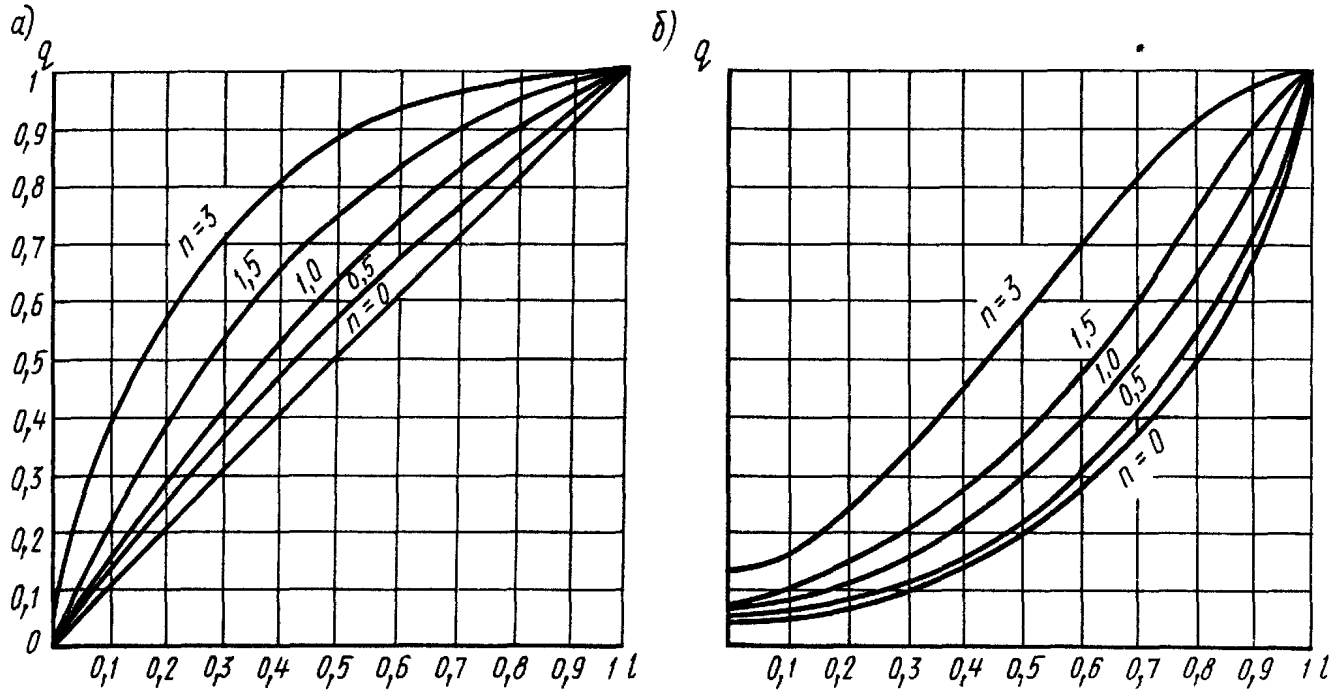


Рис 18 3. Графики рабочих расходных характеристик регулирующих клапанов с линейной (*а*) и равнопроцентной пропускной характеристикой (*б*)

В этом случае имеется следующее соотношение:

$$\frac{\Delta p_{\text{с max}}}{\Delta p_{\text{к min}}} \leqslant 1$$

или $$\Delta p_{\text{к min}} \geqslant 0{,}5\,\Delta p_{\text{у}}. \qquad (18.9)$$

Выбор параметров регулируемого участка с учетом соотношения (18.9) обеспечивает удовлетворительное качество регулирования.

В общем случае рекомендуется при регулировании уровня, расхода, давления «до себя» выбирать регулирующий клапан с линейной пропускной характеристикой, при регулировании температуры и давления «после себя» – регулирующий клапан с равнопроцентной пропускной характеристикой.

При работе регулирующего клапана на потоке жидкости может возникать кавитация – вскипание жидкости в некоторых участках полости клапана, когда давление жидкости в процессе дросселирования становится ниже давления насыщенных паров жидкости при данной температуре. Кавитация вызывает разрушение клапана, поэтому ее необходимо предотвращать.

Кавитация наступает в том случае, если перепад давления на клапане превысит некую граничную величину $\Delta p_{\text{кав}}$, т. е. если $\Delta p_{\text{к}} > \Delta p_{\text{кав}}$; если $\Delta p_{\text{к}} \leqslant \Delta p_{\text{кав}}$, кавитация не возникает.

Значение $\Delta p_{\text{кав}}$ определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{кав}} = K_{\text{с}}(p_1 - p_{\text{п}}), \qquad (18.10)$$

где p_1 и $p_{\text{п}}$ – давление жидкости перед клапаном и насыщенных паров жидкости; $K_{\text{с}}$ – коэффициент кавитации.

Коэффициент $K_{\text{с}}$ может быть опередален в зависимости от гидравлического сопротивления регулирующего клапана ζ по рис. 18.4. Величина ζ определяется выражением

$$\zeta = \frac{25{,}4\,F^2_{\text{у к}}}{K_V^2},$$

где $F_{\text{у к}}$ – площадь сечения входного патрубка клапана, см^2.

Исключить возникновение кавитации можно следующими способами:

1) увеличить давление p_2 после клапана и тем самым уменьшить величину $\Delta p_{\text{к min}}$;

2) для темплообменников устанавливать регулирующий клапан на обратной линии теплоносителя, где меньше температура, величина $p_{\text{п}}$ и, следовательно, получается больше $\Delta p_{\text{кав}}$.

Пример. 18.1. Выбрать регулирующий клапан для регулирования воздухонагревательной секции, подключенной по схеме на рис. 18.2. Температура воды в обратной линии 70 °С,

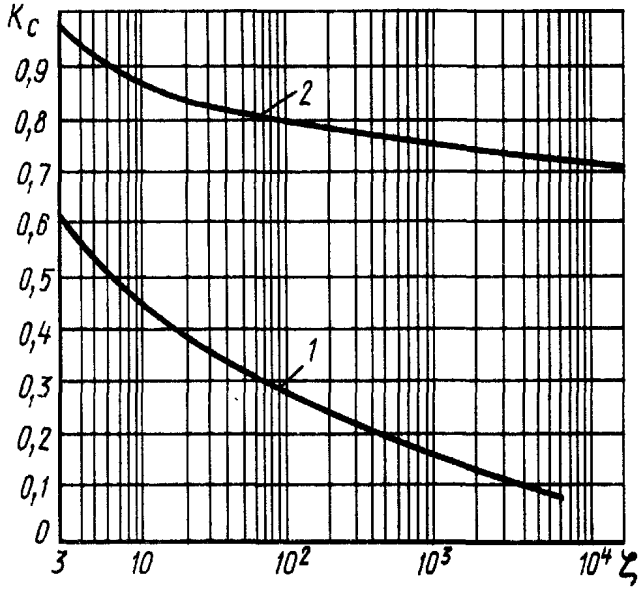


Рис. 18.4. Зависимость коэффициента кавитации K_c от ζ для двухседельных и односедельных регулирующих клапанов (подача жидкости на затвор) (*1*) и односедельных (подача жидкости под затвор) (*2*)

максимальный расход воды $Q_{max} = 24$ м³/ч, давление воды перед клапаном $p_1 = 0{,}6$ МПа, перепад давления на регулируемом участке $\Delta p_y = 0{,}25$ МПа, потери давления в трубопроводе и воздухонагревателе при максимальном расходе воды $\Delta p_{c.\,max} = 0{,}081$ МПа.

1. Находим перепад давления на регулирующем клапане при максимальном расходе воды

$$\Delta p_{к.\,min} = \Delta p_y - \Delta p_{c.\,max} =$$
$$= 0{,}25 - 0{,}081 = 0{,}169 \text{ МПа}.$$

2. Определяем выполнение соотношения (18.9)

$$\Delta p_{к.\,min}/\Delta p_y =$$
$$= 0{,}169/0{,}25 = 0{,}676 > 0{,}5.$$

3. Вычисляем максимально требуемую пропускную способность регулирующего клапана по формуле (18.1) с учетом $\Psi = 1$; $\rho = 1$ г/см³:

$$K_{V\,max} = 0{,}313\, Q_{max}\sqrt{\rho/\Delta p_{к.\,max}} =$$
$$= 0{,}313 \cdot 24\sqrt{1/0{,}169} = 18{,}27 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

С учетом коэффициента запаса 1,2:

$$1{,}2\, K_{V\,max} = 1{,}2 \cdot 18{,}27 = 21{,}93 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. Выбираем предварительно по каталогу клапан типа 25ч940нж с равнопроцентной пропускной характеристикой (так как клапан будет работать в системе регулирования температуры), с условной пропускной способностью $K_{Vy} = 25$ м³/ч и условным диаметром $D_y = 40$ мм.

5. Проверяем выбранный клапан на кавитацию:

а) определяем гидравлическое сопротивление клапана при максимальном расходе воды, для чего предварительно вычисляем площадь сечения входного патрубка клапана:

$$F_{y.\,к} = \frac{\pi D_y^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 4^2}{4} = 12{,}56 \text{ см}^2;$$

$$\zeta = \frac{25{,}4\, F_{y.\,к}^2}{K_{V\,max}^2} = \frac{25{,}4 \cdot 12{,}56}{18{,}27^2} = 12;$$

б) по графику на рис. 18.4 находим коэффициент $K_c = 0{,}43$ (учитывая, что по конструкции выбранный клапан двухседельный);

в) определяем граничное значение перепада давления на клапане, при котором не возникает кавитации [по формуле (18.10)],

$$\Delta p_{кав} = 0{,}43\,(0{,}6 - 0{,}031) = 0{,}245 \text{ МПа}$$

(0,031 – давление насыщенных паров воды при температуре 70 °С).

Поскольку $\Delta p_{к.\,min} < \Delta p_{кав}$ (0,169 < 0,245), кавитация в момент максимального расхода не возникает;

г) определяем расход через клапан, при котором возникает кавитация Q^*. В этом случае $\Delta p_к^* = \Delta p_{кав}^*$.

Поскольку при уменьшении расхода через клапан $\Delta p_к$ растет, а $\Delta p_{кав}$ уменьшается, примем в первом приближении

$$\Delta p'_к = \frac{\Delta p_{к.\,min} + \Delta p_{кав}}{2} =$$
$$= \frac{0{,}169 + 0{,}245}{2} = 0{,}207 \text{ МПа}.$$

Устанавливаем, что при этом $\Delta p'_к < \Delta p_y =$ $= 0{,}25$ МПа, в противном случае можно принять $\Delta p'_к = 0{,}95\,\Delta p_y$.

Определяем соответствующую величине $\Delta p'_к$ потерю давления в сети $\Delta p'_c$:

$$\Delta p'_c = \Delta p_y - \Delta p'_к =$$
$$= 0{,}25 - 0{,}207 = 0{,}043 \text{ МПа}.$$

Поскольку величина K_{Vc} неизменна, а коэффициент Ψ для воды всегда близок к 1, из формулы (18.8) имеем

$$Q_{max}/\sqrt{\Delta p_{c\,max}} = Q'/\sqrt{\Delta p'_c}$$

или

$$Q' = Q_{max}\sqrt{\frac{\Delta p'_c}{\Delta p_{c\,max}}} =$$

$$= 24\sqrt{\frac{0{,}043}{0{,}081}} = 17{,}49 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Соответствующая этому расходу пропускная способность клапана по формуле (18.1)

$$K'_V = 0{,}313 \cdot 17{,}49\sqrt{1/0{,}207} = 12{,}03 \text{ м}^3/\text{ч},$$

при этом клапан имеет гидравлическое сопротивление

$$\zeta = \frac{25{,}4 \cdot 12{,}56^2}{12{,}03^2} = 27{,}69.$$

По рис. 18.5 находим $K'_c = 0{,}355$. Давление перед клапаном при принятом значении $\Delta p'_к$ составит:

$$p'_1 = p_1 - \Delta p_{к.\,min} + \Delta p'_к =$$

$$= 0{,}6 - 0{,}169 + 0{,}207 = 0{,}638 \text{ МПа};$$

$$\Delta p'_{кав} = 0{,}355(0{,}638 - 0{,}031) = 0{,}215 \text{ МПа}.$$

Принимаем во втором приближении

$$\Delta p''_к = \frac{\Delta p'_к + \Delta p'_{кав}}{2} =$$

$$= \frac{0{,}207 + 0{,}215}{2} = 0{,}211 \text{ МПа}.$$

Поскольку величины 0,207 и 0,215 достаточно близки, этим приближением ограничимся (при большой разнице между $\Delta p'_к$ и $\Delta p'_{кав}$ делается третье приближение):

$$\Delta p'''_к = (\Delta p''_к + \Delta p''_{кав})/2.$$

Определим расход воды через клапан при $\Delta p''_к$ (аналогично предыдущему расчету):

$$\Delta p''_c = 0{,}25 - 0{,}211 = 0{,}039 \text{ МПа};$$

$$Q^* = Q'' = 24\sqrt{\frac{0{,}039}{0{,}081}} = 16{,}65 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Глубина регулирования по расходу воды при бескавитационном режиме составляет, таким образом, величину, близкую к

$$Q_{max}/Q'' = 24/16{,}65 = 1{,}44.$$

Глава 19

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ВНУТРЕННИХ САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

19.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Средства автоматизации (контроля, автоматического регулирования, защиты оборудования, блокирования, управления и диспетчеризации) систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха следует проектировать в целях:

а) обеспечения и поддержания требуемых условий воздушной среды в помещениях, повышения надежности работы систем, а также включения и отключения систем по специальным требованиям (например, при авариях);

б) сокращения численности обслуживающего персонала, экономии теплоты, холода и электроэнергии.

Уровень автоматизации систем необходимо выбирать в зависимости от технологических требований и экономической целесообразности.

Автоматизацию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха следует проектировать, основываясь на простейших из возможных решений и схемах, применяя ми-

нимается количество приборов и средств автоматизации.

Приборы автоматического регулирования и контроля должны быть как правило однотипными, причем устанавливаемые в обслуживаемых помещениях в интерьерном исполнении, а устанавливаемые непосредственно на оборудовании воздуховодах или трубопроводах — в пылеводонепроницаемом

Определение необходимого количества приборов и средств автоматизации зависит от среды, в которой они устанавливаются и находятся в эксплуатации.

Для приборов автоматизации управления и регулирования, предназначенных для установки в производственных помещениях, рекомендуется

[illegible] принимать с учетом возможности их установки в местах, удобных для [illegible] монтажа и обслуживания.

Для контроля и сигнализации неисправностей конструкций и технологических процессов оборудования и трубопроводов предусматривать закладные части и детали, необходимые для крепления и монтажа приборов и средств автоматизации.

б) применять изготовленные в заводских условиях конструкции, обеспечивающие высокую надежность и культуру автоматизации.

в) приборы и средства автоматизации устанавливать по нормалям и типовым чертежам с максимальным использованием деталей изготовленных в заводских условиях.

19.2. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ И СИГНАЛИЗАЦИЯ

Параметры, наблюдение за которыми необходимо для обеспечения правильной и экономичной работы систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, должны контролироваться показывающими приборами. При этом в схемах автоматизации рекомендуется выносить только приборы контроля основных параметров в отопительной [illegible]

Параметры, [illegible] учета и анализа работы оборудования, должны контролироваться самопишущими приборами, а параметры, отклонение которых от нормы может привести к аварийному состоянию оборудования, браку продукции или к нарушению технологического процесса, сигнализирующими приборами.

При дистанционном контроле нескольких однотипных параметров рекомендуется использовать один общий многоточечный показывающий или самопишущий прибор. С целью сокращения габаритов щитов контроля и автоматизации следует применять малогабаритные измерительные приборы.

Для контроля параметров, измерение которых необходимо при наладке систем автоматического регулирования установок отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, и

[illegible] переносных измерительных приборов (отборные устройства, бобышки, карманы и т. п.).

Приборы контроля следует устанавливать для измерения:

а) в системах приточной вентиляции температуры приточного и наружного воздуха и параметров теплоносителя (рис. 19.1, *а*);

б) в системах приточной вентиляции, совмещенных с воздушным отоплением (рис. 19.1, *б*), и температуры воздуха в обслуживаемых помещениях, приточного и наружного воздуха и параметров теплоносителя;

в) в системах кондиционирования воздуха температуры воздуха в помещениях, приточного воздуха, [illegible] ния и поверхностного [illegible] также температуры наружного и рециркуляционного воздуха, относительной влажности воздуха в помещениях (при ее регулировании, а также по технологическим требованиям), температуры горячей воды до и после воздухонагревателей и водоподогревателей, давления пара до воздухонагревателей, [illegible] людной воды, подводимой к [illegible] или поверхностному воздухоохладителю, и [illegible] ходящей от них, [illegible] температуры [illegible] давления

[illegible] воздуха, [illegible] тель давления или разности давлений в двухканальных системах, системах с переменным расходом воздуха в помещениях (по технологическим [illegible]

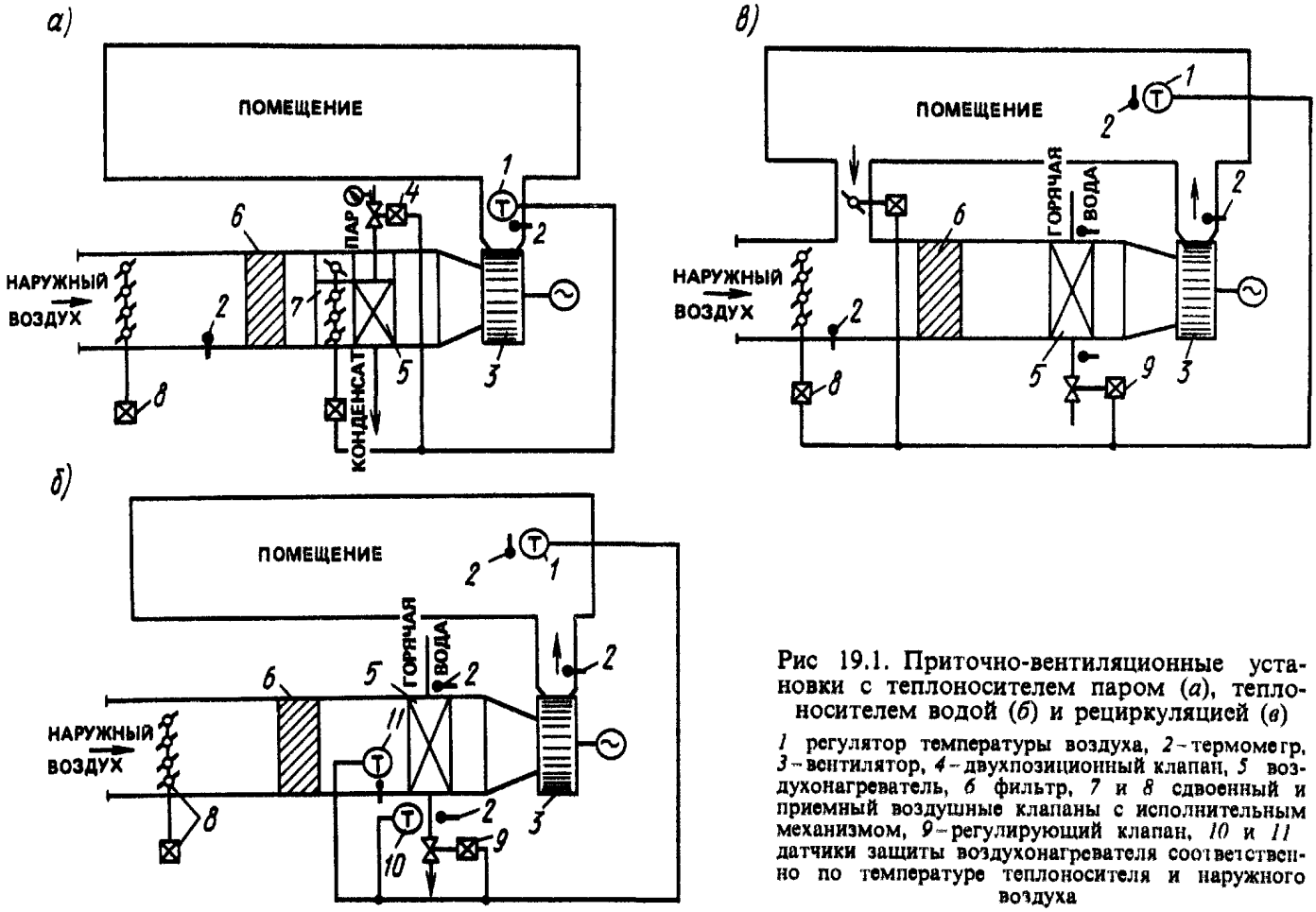


Рис 19.1. Приточно-вентиляционные установки с теплоносителем паром (*а*), теплоносителем водой (*б*) и рециркуляцией (*в*)

1 регулятор температуры воздуха, *2* – термометр, *3* – вентилятор, *4* – двухпозиционный клапан, *5* воздухонагреватель, *6* фильтр, *7* и *8* сдвоенный и приемный воздушные клапаны с исполнительным механизмом, *9* – регулирующий клапан, *10* и *11* датчики защиты воздухонагревателя соответственно по температуре теплоносителя и наружного воздуха

Примечание. Измерения температуры горячей воды до воздухонагревателей и водоподогревателей, давления пара до воздухонагревателей, температуры холодной воды, поступающей и уходящей в систему холодоснабжения, а также температуры наружного воздуха для нескольких систем, оборудование и кондиционеры которых расположены в одном помещении, рекомендуется производить по одному общему прибору, но следует предусматривать отдельные приборы для контроля температуры теплоносителя на каждом обратном трубопроводе,

г) в абонентских тепловых вводах с элеваторами (рис. 19.2) и насосным подмешиванием – температуры и давления воды в подающем трубопроводе тепловой сети, температуры воды на входе и выходе из системы отопления, давления воды до и после элеваторов и насосов и давления сетевой воды в обратном трубопроводе;

д) в абонентских тепловых вводах с безэлеваторным присоединением – температуры в подающем и обратном трубопроводе теплосети, давления воды на входе и выходе из системы отопления, температуры обратной воды из системы отопления;

е) в абонентских вводах с независимым присоединением системы отопления через водоводяной подогреватель – температуры и давления воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, температуры воды в системе отопления после подогревателей, давления обратной воды в системе отопления до насосов, температуры и давления обратной воды с системе отопления после насосов;

ж) в абонентских вводах пара – температуры и давления пара в тепловой сети и давления пара в системе отопления;

з) в системах горячего водоснабжения с

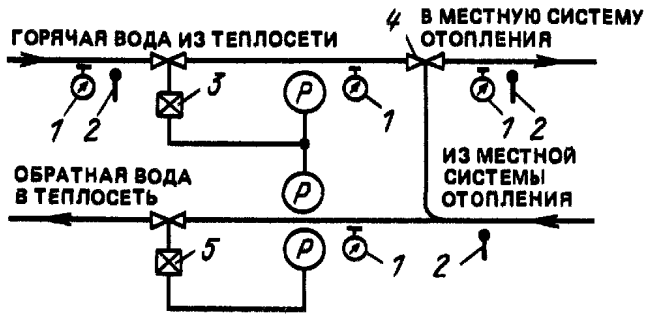


Рис 19.2 Тепловой ввод с элеватором

1 манометр, *2* – термометр, *3* регулятор расхода воды в системе отопления, *4* элеватор, *5* регулятор давления (подпора) в обратном трубопроводе системы отопления

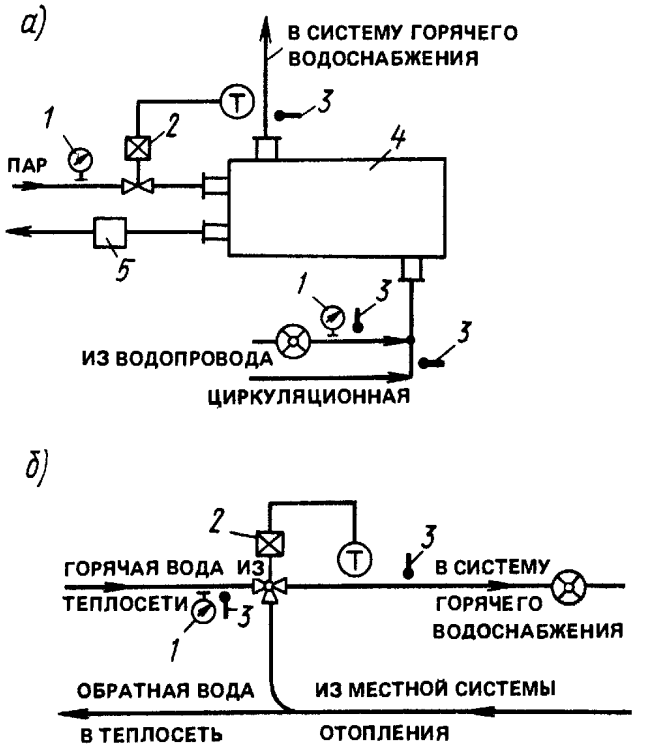


Рис. 19.3. Системы горячего водоснабжения с емким или скоростным пароводяным подогревателем (*а*) и с непосредственным водоразбором (*б*)

1 – манометр; *2* регулятор температуры горячей воды; *3* – термометр; *4* - водоподогреватель; *5* – конденсатоотводчик

емкими и скоростными пароводяными подогревателями (рис. 19.3, *а*) – давления пара на входе в подогреватель, температуры и давления водопроводной воды перед подогревателем, температуры воды, выходящей из подогревателя, температуры циркуляционной воды;

и) в системах горячего водоснабжения с водоводяными подогревателями – температуры и давления воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, температуры и давления водопроводной воды, температуры воды, выходящей из подогревателя, температуры циркуляционной воды и температуры воды между ступенями подогревателей;

к) в системах горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором (рис. 19.3, *б*) – температуры и давления горячей воды в тепловой сети и температуры воды в системе горячего водоснабжения после смесительного клапана;

л) в системах горячего водоснабжения с открытым баком при теплоносителе паре – давления пара перед змеевиком, температуры горячей воды в баке, температуры водопроводной воды.

Все системы горячего водоснабжения следует оснащать приборами для учета расхода воды, устанавливаемыми на ответвлениях водопроводной воды к водонагревателям и на подающем трубопроводе горячей воды в системах с непосредственным водоразбором.

Тепловые вводы в здания необходимо оснащать приборами для учета расхода воды, подаваемой из тепловой сети, при этом желательно иметь приборы для учета расхода теплоты (тепломеры).

Водопроводные вводы в здания должны обрудоваться приборами для контроля расхода воды и давления воды до и после подкачивающих насосов.

Приборы контроля для сигнализации действия основного санитарного технического оборудования надлежит устанавливать в системах:

а) вентиляции с механическим побуждением обслуживающих производственные помещения без естественного проветривания (за исключением туалетов, курительных, гардеробных и других подобных помещений);

б) общеобменной вытяжной вентиляции, оборудование которых размещено в труднодоступных для обслуживания местах;

в) местных отсосов, удаляющих от оборудования воздух, насыщенный парами вредных веществ 1-го и 2-го классов опасности, или взрывоопасные смеси;

г) общеобменной вытяжной вентиляции помещений категорий А и Б;

д) вытяжной вентиляции помещений складов категорий А и Б, в которых отклонение контролируемых параметров от нормы может привести к аварии;

е) аварийной приточно-вытяжной вентиляции;

ж) кондиционирования воздуха.

Расширительные баки систем водяного отопления должны иметь приборы для сигнализации нижнего аварийного уровня воды в них.

Для фильтров и пылеуловителей рекомендуется устанавливать контрольные приборы для измерения и сигнализации потерь давления в них.

19.3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Выбор системы автоматического регулирования (позиционной, пропорциональной, пропорционально-интегральной и т. п.) зависит от требований к точности поддержания регулируемых параметров, динамических свойств объектов регулирования и регуляторов, назначения систем, а также технической и экономической целесообразности.

По виду используемой вспомогательной энергии системы регулирования могут быть электрическими, пневматическими, гидравлическими или смешанными (электропневматические, электрогидравлические, пневмоэлектрические и т. п.).

При автоматизации внутренних санитарно-технических систем преимущественное распространение получили **электрические системы регулирования.**

Пневматические системы автоматического регулирования применяют, как правило, при наличии в здании сетей сжатого воздуха с давлением 0,35–0,6 МПа, а также при установке приборов в пожаро- и взрывоопасных помещениях. Класс загрязненности сжатого воздуха не должен быть ниже 1-го по ГОСТ 17433–80 «Промышленная чистота. Сжатый воздух. Классы загрязненности».

При большом числе регулирующих органов могут применяться **элктропневматические системы**, состоящие из электрических датчиков и пневматических исполнительных устройств.

Гидравлические системы автоматического регулирования (с использованием в качестве источника вспомогательной энергии воды) применяют для автоматизации тепловых вводов и систем горячего водоснабжения.

Автоматическое регулирование систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха рекомендуется проектировать комплексно для всего здания на основе анализа процессов обработки воздуха для холодного, переходного и теплого периодов с учетом графиков температур теплоносителя и тепловлаговоздушных балансов в помещениях с целью обеспечения экономичной эксплуатации с минимальным расходом тепловой и электрической энергии.

Автоматическое регулирование необходимо проектировать для систем:

а) водяного отопления при расходе теплоты за отопительный период 1 000 ГДж и более по зданию или по каждому фасаду либо по зоне помещения с неравномерными поступлениями теплоты в зону;

б) воздушного отопления и душирования рабочих мест;

в) приточной и вытяжной вентиляции, работающих с переменным расходом, а также с переменной смесью наружного и рециркуляционного воздуха;

г) приточной вентиляции (при обосновании);

д) кондиционирования, в том числе местного доувлажнения воздуха в помещениях;

е) холодоснабжения;

ж) обогрева полов зданий в районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 40° С и ниже (параметры Б), расположенных над холодными подпольями жилых помещений, а также помещений с постоянным пребыванием людей в общественных, административно-бытовых и производственных зданиях, за исключением систем, присоединяемых к сетям централизованного теплоснабжения. Для общественных, административно-бытовых и производственных зданий рекомендуется предусматривать программное регулирование параметров, обеспечивающее снижение расхода теплоты и электроэнергии в нерабочее время, в том числе в выходные и праздничные дни.

Системы приточной вентиляции, совмещенной с отоплением, необходимо оснащать приборами автоматического регулирования температуры в обслуживаемых помещениях (рис. 19.1, *б, в*), а не совмещенной с отоплением – приборами регулирования температуры приточного воздуха (рис. 19.1, *а*).

Заданную температуру приточного воздуха в помещениях, обслуживаемых системами приточной вентиляции, поддерживают или изменением температуры приточного воздуха (качественный метод) или его расхода (количественный метод), либо применяя оба эти метода.

Автоматическое регулирование температуры воздуха в системах приточной вентиляции осуществляют или смешением наружного и рециркуляционного воздуха, или изменением теплоотдачи воздухонагревателей, либо ис-

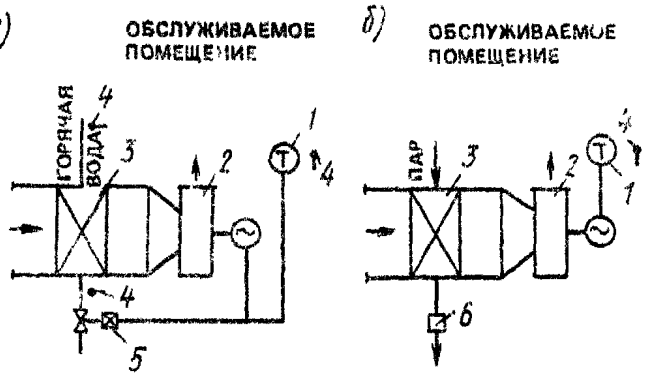


Рис. 19.4. Отопительные агрегаты с теплоносителем водой (*а*) и теплоносителем паром (*б*)

1 регулятор температуры воздуха в помещении, *2* – вентилятор, *3* воздухонагреватель, *4* термометр, *5* двухпозиционный клапан, *6* конденсатоотводчик

по пуску воздуха (см. рис. 19.3, *б*).

Для смешения наружного и рециркуляционного воздуха в системах приточной вентиляции следует предусматривать проходные, воздушные клапаны (заслонки), установленные в каналах наружного рециркуляционного воздуха, или сдвоенные смесительные воздушные клапаны в месте слияния этих каналов.

Регулировать теплоотдачу воздухонагревателей в системах вентиляции и кондиционирования воздуха при теплоносителе воде рекомендуется, как правило, изменением расхода теплоносителя через воздухонагреватель (количественный метод) или, при обосновании, изменением температуры теплоносителя при постоянном его расходе (качественный метод).

Способ изменения производительности вентилятора (с помощью клапана, направляющего аппарата или устройства для изменения частоты вращения рабочего колеса) зависит от требуемого диапазона регулирования и произ- [illegible] более широ- [illegible] время име- способ регулирования производительности вентиляторов, реализуемый с помощью на- пр[illegible]

[illegible] вания воздуха следует в зависимости от предъявляемых требований предусматривать поддержание в помещениях заданных температуры, относительной влажности, давления или разности давлений воздуха. Методы регулирования этих систем подробно рассмотрены в гл. 15.

Автоматическое регулирование температуры воздуха в помещениях, где установлены отопительные агрегаты (рис. 19.4), необходимо осуществлять двухпозиционно, предусматривая включение и отключение электродвигателей вентиляторов с одновременным включением и отключением подачи теплоносителя в воздухонагреватель. Допускается также пропорциональное регулирование подачи теплоносителя при постоянно работающих вентиляторах отопительных агрегатов.

Датчики для контроля и регулирования температуры и относительной влажности воздуха помещений следует устанавливать в характерных точках обслуживаемых помещений, но допускается также установка датчиков в рециркуляционных каналах, если параметры рециркуляционного воздуха не отличаются от параметров воздуха в помещении или отличаются на постоянную величину и если это не внесет существенных погрешностей в процесс регулирования.

Датчики не должны подвергаться воздействию тепловых потоков от нагретых поверхностей, их не следует устанавливать в местах с недостаточной циркуляцией воздуха и в зонах непосредственного воздействия потока приточного воздуха.

Во всех помещениях с неравномерными теплопоступлениями датчики надлежит устанавливать в каждой из зон с равномерными нагрузками и вести зональное регулирование. Регулирование по средним суммарным результатам, как правило, приводит к [illegible] данной величины.

Для соблюдения тепловых и гидравли- [illegible]

[illegible] правлению, включением и отключением отдельных секций, а при повышенных требованиях к точности поддержания температуры плавным изменением напряжения на электрокалорифере.

[illegible] чаях) индивидуальное автоматическое регулирование.

Центральное регулирование при теплоносителе воде осуществляется изменением температуры горячей воды непосредственно на ТЭЦ

или в котельных в зависимости от температуры наружного возуха.

Местное регулирование систем отопления зданий дополняет центральное и его производят, как правило, на абонентских вводах или в тепловых пунктах с целью стабилизации или изменения по требуемому закону температуры воздуха в отапливаемых помещениях. Местное регулирование может осуществляться следующими методами:

по возмущению, т.е. регулирование температуры воды в системе отопления в зависимости от температуры наружного воздуха и других метеорологических факторов;

по отклонению, т.е. регулирование температуры воздуха непосредственно в отапливаемом помещении;

комбинированное, т.е. по возмущению и отклонению одновременно.

Абонентские вводы с элеваторами и насосами подмешивания, вводы с независимым присоединением системы отопления через водоподогреватель, подключенный к водяной тепловой сети, следует оснащать приборами автоматического регулирования температуры, а также приборами, поддерживающими постоянный расход воды в системе отопления.

Если давление в обратном трубопроводе тепловой сети меньше, чем статическое давление в местной системе отопления, то для поддержания необходимого давления в системе устанавливают на обратном трубопроводе регулятор давления (подпора).

Индивидуальное автоматическое регулирование температуры воздуха в отапливаемых помещениях осуществляют регуляторами, устанавливаемыми непосредственно у нагревательных приборов.

На расширительных баках систем водяного отопления рекомендуется устанавливать приборы для автоматической подпитки систем открыванием электромагнитного вентиля или клапана на водопроводной линии при нижнем уровне воды в баке и закрыванием при верхнем уровне.

В разветвленных водяных сетях систем теплоснабжения зданий следует предусматривать регуляторы давления в ответвлениях, идущих к системам отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

19.4. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО И ХОЛОДНОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Системы горячего водоснабжения с емкими и скоростными пароводяными подогревателями (см. рис. 19,3,*а*), открытыми баками, подогреваемыми паром, и скоростными водоводяными подогревателями для автоматического регулирования температуры горячей воды оснащаются клапанами, установленными на паропроводе или на подающем трубопроводе теплосети.

Системы горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором (см. рис. 19.3,*б*) следует оснащать приборами для автоматического регулирования температуры горячей воды, смешивая воду из подающего трубопровода тепловой сети и обратную воду из местной системы отопления или циркуляционного трубопровода.

Водопроводные вводы в здания оборудуются приборами для автоматического регулирования давления включением и отключением насосов.

19.5. АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЗАЩИТА ОБОРУДОВАНИЯ И БЛОКИРОВАНИЕ

С целью повышения надежности работы санитарно-технических систем и установок следует предусматривать автоматическую защиту оборудования и блокирование.

Автоматическую защиту воздухонагревателей от замерзания наобходимо осуществлять при выключенной системе, если возможно проникание в воздухонагреватель воздуха с отрицательной температурой, и при работающей системе, если возможно падение давления или нарушение температурного графика сетевой воды при отрицательной температуре воздуха, поступающего в воздухонагреватель.

При остановленном кондиционере или приточной системе в случае снижения температуры воздуха перед воздухонагревателем до 3 °С датчик *11* (см. рис. 19.1, *б*) открывает регулирующий клапан *9* на трубопроводе теплоносителя и закрывает его, если температура воздуха перед воздухонагревателем станет выше +3 °С независимо от действия других регуляторов, соединенных с клапаном *9*. Для

предохранения воздухонагревателя от замерзания в момент запуска системы предусматривается предварительное открытие клапана *9* на трубопроводе теплоносителя, что обеспечивает прогрев воздухонагревателя до открытия клапана (заслонки) *8* в канале наружного воздуха и включения вентилятора *3*.

Защиту воздухонагревателей при неработающей системе можно также осуществлять периодическим открытием клапана *9* по команде датчика *10*, установленного в трубопроводе обратной воды, если температура ее станет ниже 30 °С. Для осуществления этого способа защиты воздухонагревателя при остановленной системе необходимо обеспечить минимальный пропуск (протечку) теплоносителя через воздухонагреватель, для чего параллельно регулирующему клапану *9* подключают обводную линию с установленной на ней шайбой (на рисунке не показано).

Защита воздухонагревателей при работающей системе осуществляется датчиком температуры *10*, сигнализирующим об аварии или отключающим систему и открывающим регулирующий клапан *9* при снижении температуры воды в обратном трубопроводе до 20–30 °С.

При температуре воздуха, поступающего в воздухонагреватель, выше 5 °С датчик температуры обратной воды *10* должен быть отключен датчиком температуры воздуха перед воздухонагревателем.

Автоматическую защиту воздухонагревателей от замерзания необходимо проектировать для местностей с расчетными наружными температурами холодного периода года минус 5 °С и ниже (расчетные параметры *Б*).

В системах утилизации теплоты следует предусматривать устройства защиты от замерзания промежуточного теплоносителя и от образования наледи на теплообменной поверхности теплоутилизаторов.

Автоматическое блокирование следует проектировать для:

а) открывания и закрывания воздушных клапанов (наружного, рециркуляционного и удаляемого воздуха), а также направляющих аппаратов при включении и отключении вентиляторов;

б) открывания и закрывания клапанов систем вентиляции и кондиционирования, соединенных воздуховодами, для полной или частичной взаимозаменяемости при выходе из строя одной из систем;

в) закрывания клапанов на воздуховодах для помещений, защищаемых установками газового пожаротушения, при отключении вентиляторов систем вентиляции этих помещений;

г) включения резервного оборудования при выходе из строя основного;

д) включения и отключения подачи теплоносителя и холодоносителя при включении и отключении соответственно воздухонагревателей и воздухоохладителей;

е) включения систем аварийной вентиляции при образовании в воздухе рабочей зоны концентрации вредных веществ, превышающих ПДК, а также концентраций горючих веществ в воздухе помещений, превышающих 10% нижнего концентрационного предела распространения пламени по газо-, паро- и пылевоздушным смесям.

Вентиляторы вытяжных систем, обслуживающих местные отсосы от технологического оборудования, рекомендуется блокировать с пусковым устройством этого оборудования.

Блокирование не встроенных в технологическое оборудование вентиляторов (при отсутствии резервных) для систем местных отсосов, удаляющих вредные вещества 1-го и 2-го классов опасности или взрывоопасные смеси, следует проектировать, предусматривая остановку технологического оборудования при выходе из строя вентиляторов, а при невозможности остановки технологического оборудования следует предусматривать включение аварийной сигнализации.

Для систем кондиционирования воздуха и приточной вентиляции, работающих с переменным расходом наружного воздуха, рекомендуется предусматривать блокировочные устройства для обеспечения подачи минимального расчетного расхода наружного воздуха в холодный период года, а для систем кондиционирования – также и в теплый период, когда энтальпия наружного воздуха превышает энтальпию внутреннего воздуха.

При регулировании теплоотдачи воздухонагревателей, работающих на паре, необходимо блокировать клапан на паропроводе с тем, чтобы при закрытых полностью створках воздушного клапана перед воздухонагревателем прекращалась бы подача пара в воздухонагреватель.

Электродвигатели фильтров, насосов, вытяжных вентиляторов рекомендуется блокировать с электродвигателями приточных венти-

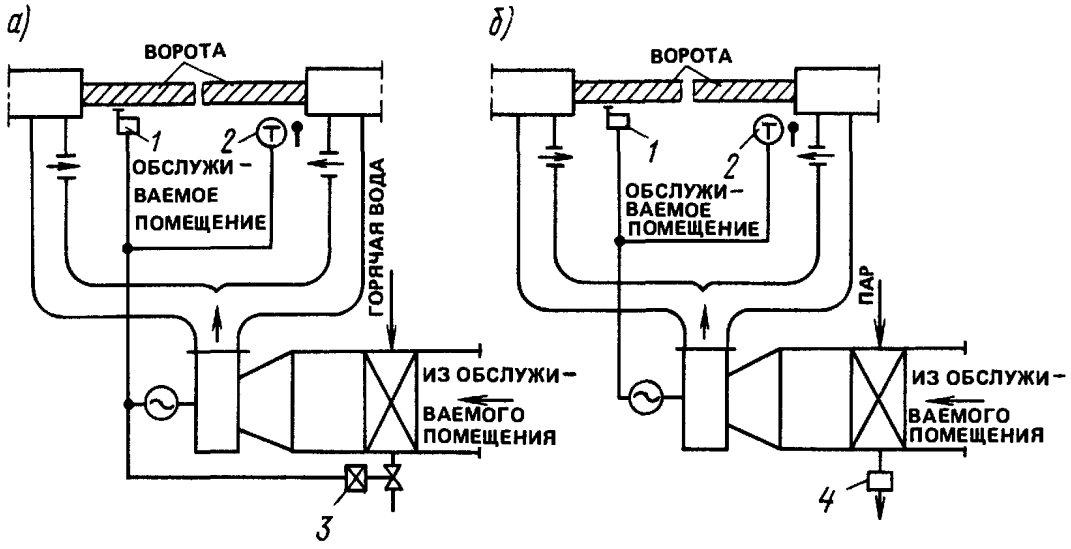


Рис. 19.5. Воздушно-тепловые завесы с теплоносителем водой (*а*) и теплоносителем паром (*б*)

1 – конечный выключатель, фиксирующий открытие ворот; *2* – датчик температуры; *3* – двухпозиционный клапан, *4* – конденсатоотводчик

ляторов при дистанционном (диспетчерском) управлении системами, а также при управлении системами со щитов автоматизации.

Для электродвигателя вентилятора воздушной или воздушно-тепловой завесы (рис. 19.5) следует предусматривать блокирование с механизмом открывания ворот, дверей и технологических проемов, обслуживаемых завесами. Кроме того, необходимо отключать вентилятор воздушно-тепловой завесы и сокращать до минимума подачу теплоносителя в воздухонагреватели после закрытия ворот, дверей и технологических проемов, но не ранее восстановления нормируемой температуры воздуха в помещении.

Для вытяжных вентиляционных систем, в составе которых имеются мокрые пылеуловители, следует предусматривать блокирование вентилятора с подачей воды в пылеуловители, обеспечивая:

а) включение подачи воды при включении вентилятора;

б) отключение подачи воды при остановке вентилятора;

в) остановку вентилятора при прекращении подачи воды или падении уровня воды в пылеуловителе;

г) запрещение включения вентилятора при отсутствии воды или уровне воды в пылеуловителе ниже заданного.

Для зданий и помещений, оборудованных автоматическими установками пожаротушения или сигнализацией о возникновении пожара, следует осуществлять блокирование электроприемников (кроме электроприемников оборудования, присоединенного к однофазной сети освещения) систем вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления, а также систем противодымной вентиляции с этими установками, предусматривая:

а) отключение при пожаре систем вентиляции, кроме систем подачи воздуха в тамбуры-шлюзы при помещениях категорий А и Б;

б) включение при пожаре систем противодымной вентиляции;

в) открывание дымовых клапанов на этаже пожара или в дымовой зоне, в которой произошел пожар.

Необходимость полного или частичного отключения систем вентиляции должна определяться по технологическим требованиям.

Системы вентиляции, сблокированные с автоматическими установками тушения пожара, следует оборудовать дистанционными устройствами для отключения систем вентиляции и включения систем противодымной вентиляции, если указанные автоматические установки не имеют дистанционного управления.

Дистанционные устройства для отключения систем вентиляции помещений, оборудуемых автоматическими установками тушения пожара или сигнализации о возникновении пожара, следует размещать вне этих помещений.

При наличии требований одновременного отключения всех систем вентиляции в помещениях категорий А и Б дистанционные устройства следует предусматривать снаружи здания.

Для помещений категории В допускается предусматривать дистанционное отключение систем вентиляции для отдельных зон площадью не менее 2500 м^2.

В жилых зданиях приборы дистанционного включения систем противодымной вентиляции следует размещать в шкафах противопожарных кранов.

19.6. УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ И ДИСПЕТЧЕРИЗАЦИЯ

Управление санитарно-техническими системами в зависимости от расположения средств управления подразделяется на местное, дистанционное и диспетчерское.

При **местном управлении** электродвигателями кнопки и ключи управления размещают на местных щитах или непосредственно у электродвигателей.

При **дистанционном управлении** кнопки и ключи управления располагают в помещениях, обслуживаемых системами вентиляции и кондиционирования воздуха, или на щитах управления и автоматизации, находящихся в других помещениях.

При **диспетчерском управлении** кнопки или ключи управления устанавливают на диспетчерских щитах, располагаемых в специально выделенных помещениях диспетчерских пунктов.

Диспетчеризацию автоматизированных санитарно-технических систем рекомендуется предусматривать для крупных промышленных предприятий и общественных зданий. На диспетчеризацию возлагаются централизованное управление работой систем, централизованный контроль наиболее характерных параметров, сигнализация их состояния и сигнализация аварийного отключения систем.

Диспетчеризация должна обеспечивать оперативность контроля и управления, полное или частичное сокращение дежурного персонала у местных щитов автоматизации и у оборудования, экономию холодо- и теплоносителя и электроэнергии.

Диспетчеризацию санитарно-технических систем целесообразно объединять с диспетчеризацией систем электроснабжения, водоснабжения, тепло- и холодоснабжения, а в обоснованных случаях – и с диспетчеризацией основных технологических процессов.

Диспетчерскому персоналу необходимо обеспечить возможность дистанционного измерения основных параметров состояния воздуха в помещениях, а также параметров тепло- и холодоносителя. В ряде случаев желательна замена контроля параметров сигнализацией об их предельных значениях или отклонении от заданных значений.

Глава 20
ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ

20.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха следует проектировать, соблюдая «Противопожарные нормы» СНиП 2.01.02–85 и противопожарные требования, содержащиеся в СНиП 2.04.05–86 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», СНиП 2.09.02–85 «Производственные здания», СНиП 2.08.01-89 «Жилые здания», СНиП 2.08.02-89 «Общественные здания и сооружения», СНиП 2.09.04-87 «Административные и бытовые здания», СНиП 2.09.04-86 «Сооружения промышленных предприятий», СНиП 2.11.01–85 «Складские здания» и СНиП 2.04.14–88 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов».

По взрывопожарной и пожарной опасности помещения и здания разделяются на категории А, Б, В, Г и Д в зависимости от размещенных в них технологических процессов и свойств находящихся веществ и материалов. Категории зданий и помещений устанавливаются в технологической части проекта.

Строительные материалы по горючести (возгораемости) разделяются на три группы: негорючие (несгораемые), трудногорючие (трудносгораемые) и горючие (сгораемые), причем терминами в скобках пользоваться не следует. Группы горючести строительных материалов определяются стандартами СЭВ 382-76 и 2437–80.

Условия применения электрического оборудования определяются «Правилами устройства электроустановок» (ПУЭ), согласно которым взрывоопасные помещения подразделяются на пять классов: В-I, В-Ia, В-Iб, В-II и В-IIa; пожароопасные – на три класса: П-I, П-2 и П-2а.

Горячие поверхности отопительного и вентиляционного оборудования, трубопроводов и воздуховодов, размещаемых в помещениях, в которых они создают опасность воспламенения газов, паров, аэрозолей или пыли, следует изолировать, чтобы температура на поверхности теплоизоляционной конструкции была не менее чем на 20% ниже температуры их самовоспламенения.

Теплоизоляционные конструкции из горючих материалов не допускается проектировать для оборудования и трубопроводов, расположенных в зданиях (кроме зданий IVa и V степеней огнестойкости) одно- и двухквартирных жилых домов и охлаждаемых помещений холодильников; при этом допускается применение из горючих материалов пароизоляционного слоя толщиной не более 2 мм, окраски или пленки толщиной не более 0,4 мм, покровного слоя трубопроводов, расположенных в технических подвальных этажах и подпольях с выходом только наружу в зданиях I и II степеней огнестойкости при устройстве вставок длиной 3 м из негорючих материалов не менее чем через 30 м длины трубопровода. При пересечении противопожарной преграды следует предусматривать теплоизоляционные конструкции из негорючих материалов в пределах размеров противопожарной преграды.

Нестандартизированное оборудование, воздуховоды и теплоизоляционные конструкции следует проектировать из материалов, разрешенных к применению в строительстве.

20.2. СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Температуру теплоносителя для систем с местными отопительными приборами, размещаемыми в помещениях категорий А, Б и В, следует принимать не менее чем на 20% ниже температуры самовоспламенения газов, паров, аэрозолей и пыли, выделяющихся в помещении, но не выше: при отсутствии выделений пыли – при теплоносителе воде 150° С и паре 130° С; при выделении горючей пыли – 110° С в помещениях категории А и Б и 130° С – категории В.

В помещениях категорий А, Б и В, а также в помещениях зданий IIIб, IV, IVa и V степени огнестойкости не допускается отопление газовыми или электрическими приборами с темпе-

ратурой на поверхности выше 110° С.

В помещениях категорий А и Б следует проектировать, как правило, воздушное отопление. Допускается применение систем водяного или парового отопления с местными нагревательными приборами, за исключением помещений, в которых хранятся или применяются вещества, образующие при контакте с водой или водяными парами взрывоопасные смеси, или вещества, способные к самовозгоранию или взрыву при взаимодействии с водой.

Расстояние от поверхности трубопроводов, отопительных приборов и воздухонагревателей с теплоносителем температурой 105° С и выше до конструкций из горючих материалов следует принимать не менее 100 мм; при меньшем расстоянии следует предусматривать тепловую изоляцию этих конструкций негорючими материалами.

В местах пересечения перекрытий, внутренних стен и перегородок трубопроводы отопления и внутреннего теплоснабжения следует прокладывать в гильзах из негорючих материалов, предусматривая заделку зазоров в гильзах негорючими материалами, обеспечивая нормируемый предел огнестойкости ограждений.

Прокладка или пересечение в одном канале трубопроводов отопления с трубопроводами горючих жидкостей с температурой вспышки паров 170° С и менее или горючих и агрессивных паров и газов не допускается.

В помещениях категорий А, Б и В отопительные приборы систем водяного и парового отопления следует применять с гладкой поверхностью без оребрения, допускающей легкую очистку·

а) радиаторы секционные или панельные одинарные типов Зс-11, М-140, РД-90, Стандарт-90, КЛТ (одинарные), причем приборы Зс-11и КЛТ при условии установки на расстоянии не менее 100 мм от стены в свету;

б) радиаторы секционные или панельные спаренные или одинарные для помещений, в которых отсутствуют горючая пыль или горючие отходы производства типов М 140-АО, Зс-21 и КЛТ (спаренные), причем все эти приборы следует размещать на расстоянии не менее 100 мм от стен помещения; применение конвекторов допускается в помещениях категории В, если в них отсутствует выделение горючей пыли.

Применение других приборов, кроме приборов из стальных гладких труб, требует согласования с органами пожарного надзора.

В лестничных клетках отопительные приборы не должны выступать из плоскости стен на высоте до 2,2 м от поверхности ступеней и площадок лестницы.

Отопительные приборы следует ограждать съемными экранами из негорючих материалов в помещениях для наполнения и хранения баллонов со сжатыми и сжиженными горючими и негорючими газами при любой температуре теплоносителя, а также в помещениях складов и кладовых категорий А, Б и В в местах складирования горючих материалов в цехах при температуре теплоносителя более 130° С. Экраны следует размещать на расстоянии не менее 100 мм от приборов отопления в свету Конвекторы с кожухом ограждать экранами не требуется.

Печное отопление не допускается применять для помещений категорий А, Б и В.

20.3. СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ, КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Температуру теплоносителя для воздухонагревателей систем вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления или воздухонагревателей, располагаемых в помещениях категории В, а также для воздушно-тепловых завес в помещениях категорий А, Б и В следует принимать в соответствии с указаниями в п. 20.2. Предельная температура теплоносителя для установок, располагаемых вне обслуживаемых помещений, 150° С.

Температуру воздуха при выходе из воздухораспределителей систем воздушного отопления следует принимать не более 60° С и не менее чем на 20% ниже температуры самовоспламенения газов, паров, аэрозолей и пыли, выделяющихся в помещении, но не выше 50° С у наружных дверей и 70° С у наружных ворот и технологических проемов при выпуске воздуха из воздушных завес.

Концентрация горючих газов, паров, аэрозолей и пыли в воздухе, удаляемом системами местных отсосов, не должна превышать 50% нижнего концентрационного предела распространения пламени при атмосферном давлении и температуре удаляемой смеси.

Системы вытяжной общеобменной вентиляции для помещений категорий А и Б следует проектировать с искусственным побуждением. Системы с естественным побуждением для этих помещений допускается применять, если заданный воздухообмен из нижней и верхней зон может быть обеспечен при безветрии в теплый период года.

Системы общеобменной вытяжной вентиляции для помещений категорий А и Б и системы местных отсосов взрывоопасных веществ, удаляемых из этого помещения, следует проектировать с резервным вентилятором, обеспечивающим поддержание в воздухе помещения концентрации взрывоопасных веществ, не превышающей 0,1 нижнего концентрационного предела распространения пламени по смесям взрывоопасных веществ с воздухом. Системы местных отсосов взрывоопасных смесей следует проектировать с резервным вентилятором, если при остановке основного вентилятора не может быть прекращено выделение горючих веществ из обслуживаемого оборудования.

Устанавливая в воздуховодах огнезадерживающие клапаны в месте пересечения воздуховодами противопожарных преград, допускается в пределах противопожарного отсека проектировать общеобменные системы вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления:

а) системы, обслуживающие помещения категории Д с присоединенными к ним воздуховодами, обслуживающими помещения категории В общей площадью не более 200 м^2;

б) системы, обслуживающие помещения категорий А и Б, расположенные не более чем в трех этажах, с присоединением к ним воздуховодов из расположенных на тех же этажах помещений категории Д, складов категорий А и Б площадью по 55 м^2 или менее каждый и административно-бытовые помещения, всего присоединенных помещений и складов не более 200 м^2;

в) системы, обслуживающие помещения категории В с присоединенными к ним воздуховодами из помещений категории Д, складов категории В площадью 55 м^2 или менее каждый; административно-бытовые помещения не более чем на трех этажах; всего присоединенных помещений и складов не более 200 м^2;

г) общие системы для нескольких складов одной из категорий А, Б или В либо кладовых горючих материалов (площади не ограничены), расположенных на одном этаже.

Общеобменные системы без установки огнезадерживающих клапанов следует проектировать для:

а) помещений категорий А, Б и В в любых сочетаниях и складов категорий А, Б и В в любых сочетаниях общей площадью не более 1100 м^2, если эти помещения расположены в одноэтажном здании и имеют выходы только наружу;

б) помещений категории В и отдельных административно-бытовых помещений, размещенных на площади производственного помещения;

в) жилых и общественных помещений, предусматривая отдельные системы по требованиям СНиП 2.08.01–89 и 2.08.02–89;

г) общественных помещений и отдельных помещений площадью не более 200 м^2 категории Д.

Системы местных отсосов вредных или горючих веществ следует проектировать отдельными от других систем. К круглосуточно работающей системе общеобменной вытяжной вентиляции, имеющей резервный вентилятор, можно присоединять местные отсосы вредных или горючих веществ, от которых не требуется очистка воздуха.

Системы местных отсосов веществ, соединение которых может образовать взрывоопасную смесь или создать более опасные и вредные вещества, следует проектировать отдельными.

Общие системы допускается проектировать для каждой из следующих групп складов: категорий А и Б, складов категории В и кладовых горючих материалов общей площадью не более 50 м^2, размещенных не более чем в трех этажах, при установке огнезадерживающих клапанов в местах пересечения противопожарных преград каждого из складов или кладовых.

Для складов категорий А, Б и В, в которых выделяются горючие газы и пары, необходима вентиляция с искусственным побуждением, за исключением складов, в которых эти выделения легче воздуха и требуемый воздухообмен не более двухкратного; в них допускается естественная вытяжная вентиляция из верхней зоны. При этом для складов вместимостью более 10 т должна быть устроена вытяжная вентиляция с искусственным побуждением на требуемый

воздухообмен, включаемая при входе в склад.

В помещениях категорий А и Б надлежит обеспечивать отрицательный дисбаланс воздуха.

Общие приемные устройства наружного воздуха для приточного оборудования не следует делать, если оборудование не допускается размещать в общем помещении.

Рециркуляция воздуха не допускается из помещений категорий А и Б, кроме воздушных и воздушно-тепловых завес у наружных ворот и дверей. Не допускается рециркуляция из 5-метровых зон вокруг оборудования, в котором могут образовываться взрывоопасные смеси (например, окрасочные камеры), и из систем местных отсосов взрывоопасных смесей.

В помещениях категорий А и Б необходимо устраивать аварийную вентиляцию по требованиям технологов. Аварийная вентиляция должна иметь искусственное побуждение, как правило, она должна быть вытяжной. В одноэтажных зданиях, в которых выделяются горючие газы и пары легче воздуха, допускается приточная аварийная вентиляция. При отсутствии технологических данных о расходе воздуха принимается 8-кратный аварийный воздухообмен в помещениях высотой до 6 м, а в помещениях высотой более 6 м принимается не менее 50 $м^3/ч$ на 1 $м^2$ площади пола помещения. В насосных и компрессорных станциях категорий А и Б указанный выше воздухообмен проектируется в дополнение к воздухообмену, обеспечиваемому основными системами.

Для аварийной вентиляции следует использовать основные системы вытяжной вентиляции, обеспечивающие расход воздуха, достаточный для аварийной вентиляции. При отсутствии резервных вентиляторов у основных систем проектируется резервный вентилятор* только для системы, имеющей максимальный расход воздуха. Если расход воздуха основных систем недостаточен для аварийной вентиляции, то к большей из этих систем надлежит установить резервный вентилятор и предусмотреть аварийный вентилятор на недостающий расход. К аварийным вентиляторам не требуется проектировать резервных вентиляторов.

Оборудование во взрывозащищенном исполнении необходимо принимать для вытяжных систем, удаляющих воздух из помещений категорий А и Б; для оборудования, размещаемого в упомянутых помещениях или в вытяжных воздуховодах из этих помещений, и для систем местных отсосов взрывоопасных смесей. Оборудование приточных систем, размещенное в помещениях для вентиляционного оборудования, допускается в обычном исполнении при условии установки взрывозащищенных обратных клапанов в воздуховодах, пересекающих стену помещения, в котором оборудование установлено.

Оборудование для помещений категорий А и Б и для систем местных отсосов взрывоопасных смесей не допускается размещать в подвале.

Пылеуловители для сухой очистки взрывоопасной пылевоздушной смеси следует устанавливать перед вентилятором вне производственных зданий, открыто или в отдельных зданиях на расстоянии не менее 10 м от стен обслуживаемого и других зданий.

Пылеуловители для сухой очистки пожароопасной пылевоздушной смеси следует размещать вне зданий I и II степени огнестойкости непосредственно у стен, если по всей высоте здания и на расстоянии не менее 2 м по горизонтали от габаритов пылеуловителя не имеется окон или имеются окна неоткрывающиеся с двойными рамами, металлическими переплетами с армированными стеклами или из стеклоблоков; вне зданий III – V степени огнестойкости на расстоянии не менее 10 м от стен; внутри производственных зданий в отдельных помещениях для вентиляционного оборудования вместе с вентиляторами и другими пылеуловителями пожароопасных пылевоздушных смесей при условии механизированного непрерывного удаления горючей пыли.

Пылеотстойные камеры для взрыво- и пожароопасной пыли применять не допускается.

Оборудование приточных систем, обслуживающее помещения категорий А и Б, не допускается размещать вместе с оборудованием вытяжных систем, а также с оборудованием систем, работающих с рециркуляцией воздуха в общем помещении для вентиляционного оборудования.

В местах пересечения воздуховодами стен помещения для вентиляционного оборудова-

* При учете одновременно одной аварии производства или вентиляции установка резервного вентилятора не обязательна.

ния, обслуживающего помещения категорий А и Б и помещения, расположенные на их площади, следует предусматривать обратные взрывозащищенные клапаны. Оборудование приточных систем с рециркуляцией воздуха, обслуживающее помещение категории В, не допускается размещать в общих помещениях для вентиляционного оборудования, кроме оборудования приточных и вытяжных систем, обслуживающих помещения категории В.

Оборудование вытяжных систем общеобменной вентиляции, обслуживающее помещения категорий А и Б, допускается размещать в общем помещении для вентиляционного оборудования вместе с оборудованием местных отсосов взрывоопасных смесей без пылеуловителей или с мокрыми пылеуловителями, если в воздуховодах исключено отложение горючих веществ. Оборудование вытяжных систем из помещений категории В не следует размещать в общем помещении с оборудованием вытяжных систем из помещений категории Г.

Помещения для вентиляционного оборудования вытяжных систем следует относить к категориям помещений, которые они обслуживают, а помещения для оборудования систем местных отсосов, удаляющих взрывоопасные смеси, относить к категориям А или Б; если они имеют пылеуловители мокрой очистки, размещенные перед вентиляторами, то помещения для этого оборудования допускается (при обосновании) относить к категории помещения, которое они обслуживают, или к категории Д.

Помещения для оборудования приточных систем следует относить к категории В, если в этих помещениях размещены фильтры, содержащие 75 л и более масла в одной системе, или если система работает с рециркуляцией воздуха из помещения категории В.

В помещениях для вентиляционного оборудования, обслуживающего помещения категорий А и Б, и для оборудования систем местных отсосов взрывоопасных смесей запрещено отводить места для ремонтных работ, регенерации масла и других целей, а в помещениях для вытяжных систем из помещений этих категорий – устройство тепловых пунктов.

Помещения для вентиляционного оборудования допускается размещать за противопожарной стеной 1-го типа данного противопожарного отсека или в пределах противопожарной зоны в зданиях I, II и IIIа степени огнестойкости за противопожарной стеной 2-го типа. Помещение должно непосредственно примыкать к противопожарной стене обслуживаемого отсека и в нем не следует размещать оборудование для помещений соседнего противопожарного отсека. На воздуховодах, пересекающих противопожарную стену, следует предусмотреть огнезадерживающие клапаны.

Помещения для сухих пылеуловителей систем местных отсосов взрывоопасных смесей не следует размещать под помещениями с массовым (кроме аварийных ситуаций) пребыванием людей.

Воздуховоды для помещений жилых, общественных и административно-бытовых зданий, а также для производственных зданий категорий Г и Д I и II степени огнестойкости и помещений этих категорий соединяются в системы с помощью вертикальных или горизонтальных коллекторов.

Воздуховоды зданий III и V степени огнестойкости категорий Г и Д помещений тех же категорий не допускается присоединять к вертикальным коллекторам.

Поэтажные ответвления присоединяются к вертикальным коллекторам через воздушный затвор, образующийся присоединением ответвлений под потолком вышележащего этажа или под потолком данного этажа, при наличии вертикального участка в месте присоединения длиной не менее 2 м.

К горизонтальным коллекторам можно присоединять воздуховоды не более пяти поэтажных ответвлений. Допускается прямое присоединение поэтажных ответвлений к вертикальному коллектору через огнезадерживающий клапан, размещаемый на стене помещения или коллектора. Воздуховоды зданий больничных палат и особо чистых помещений лечебно-профилактических учреждений соединяются в системы с помощью горизонтальных коллекторов.

Поэтажные ответвления к местным эжекционным доводчикам допускается присоединять к вертикальному коллектору в пределах данного и ниже расположенного этажа.

На ответвлениях от вертикального коллектора, через которые при пожаре может поступать дым из нижних этажей в верхние, если они не защищены воздушным затвором, следует устанавливать обратные клапаны при диаметре

воздуховода 200 мм и более и сечении 200 × 200 мм и более.

Воздуховоды для помещений категорий А, Б и В и воздуховоды местных отсосов взрывоопасных смесей в зданиях любых категорий взрывопожарной опасности следует проектировать, предусматривая установку самозакрывающегося огнезадерживающего клапана при выходе воздуховода из обслуживаемого помещения на противопожарной преграде этого помещения. При этом никаких ограничений к компоновке системы воздуховодов не предъявляется. Для перечисленных случаев могут быть запроектированы системы без огнезадерживающих клапанов со следующими ограничениями: для помещений категории В должна быть запроектирована отдельная система, а для помещений категорий А и Б – общая система, в обоих случаях с отдельными воздуховодами для каждого помещения, присоединяемыми к вертикальному или горизонтальному коллектору; на ответвлениях, для защиты от проникания дыма из нижних этажей в верхние, в месте присоединения к коллектору должен быть установлен обратный клапан; коллектор может быть размещен в помещении для вентиляционного оборудования, снаружи здания, в помещении любой категории или в двух помещениях одной категории.

В противопожарных стенах и перегородках, разделяющих помещения, а также отделяющих помещения от коридоров, допускается устройство отверстий для перетекания воздуха, если в помещении отсутствуют вредные вещества 1- и 2-го классов опасности, а концентрация других вредных веществ не превышает ПДК. Отверстия должны быть защищены огнезадерживающими клапанами, автоматически закрывающимися при пожаре.

Группа помещений площадью не более 300 м^2 (кроме складов) в зданиях любой категории с выходами в общий коридор, отнесенная к категории В или к категориям А и Б, рассматривается как одно помещение и может быть присоединена к одному транзитному воздуховоду, в начале которого должен быть установлен огнезадерживающий клапан. Транзитные воздуховоды от нескольких групп таких помещений, присоединенные к общему коллектору, образуют приточную или вытяжную систему. Имеющиеся в этих помещениях местные отсосы должны собираться в отдельные системы. Воздуховоды к коллектору прокладываются по коридору.

Воздуховоды должны изготовляться из негорючих материалов для жилых, общественных и административно-бытовых зданий, для помещений категорий А, Б и В, для кладовых горючих материалов, для коллекторов и транзитных воздуховодов, внутри помещений для вентиляционного оборудования, чердаков и подвалов, для местных отсосов взрывоопасных смесей и для воздуха с температурой 80° С и более. Антикоррозийная защита допускается горючими материалами толщиной не более 0,4 мм. Воздуховоды из трудногорючих материалов допускается применять для одноэтажных жилых, общественных и административно-бытовых зданий, кроме помещений с массовым пребыванием людей, для производственных помещений категорий Г и Д (кроме коллекторов и транзитных участков) и для прокладки внутри обслуживаемых производственных помещений. Воздуховоды из горючих материалов допускается применять внутри обслуживаемых производственных помещений. Для транзитных воздуховодов, обслуживающих помещения категорий А и Б, следует применять воздуховоды класса П (плотные). Воздуховоды для помещений категорий А и Б и для местных отсосов взрывоопасных веществ не допускается прокладывать в подвалах.

Транзитные воздуховоды и коллекторы, обслуживающие помещения жилых, общественных, административно-бытовых и производственных зданий I и II степени огнестойкости категорий Г и Д, от ближайшей к обслуживаемому помещению противопожарной преграды с нормируемым пределом огнестойкости 0,75 ч и более на всем протяжении до помещения для вентиляционного оборудования следует проектировать с пределом огнестойкости 0,5 ч в зданиях, имеющих два этажа и более, и 0,25 ч в одноэтажных зданиях и в пределах одного этажа в более высоких зданиях. Транзитные воздуховоды, обслуживающие помещения категорий А, Б и В и кладовые горючих материалов или прокладываемые через эти помещения, следует проектировать с пределом огнестойкости 0,25 ч в одноэтажных зданиях или в пределах одного этажа зданий с любым числом этажей и 0,5 ч за пределами обслуживаемого этажа, а также в складах и

кладовых на всех этажах. Для помещений общественных и административно-бытовых зданий, а также для помещений категорий В (кроме складов), Г и Д допускается проектировать воздуховоды из негорючих материалов с ненормируемым пределом огнестойкости, предусматривая установку огнезадерживающих клапанов при пересечении каждой противопожарной преграды с пределом (нормируемым) огнестойкости 0,75 ч и более. Транзитные воздуховоды допускается проектировать из трудногорючих материалов при прокладке каждого в отдельной шахте, кожухе или гильзе из негорючих материалов с пределом огнестойкости 0,5 ч; из негорючих материалов с пределом огнестойкости ниже нормируемого при прокладке воздуховодов в общей шахте из негорючих материалов с пределом огнестойкости 0,5 ч.

Транзитные воздуховоды систем местных отсосов взрывоопасных смесей и воздуховоды для тамбуров-шлюзов при помещениях категорий А и Б следует проектировать с пределом огнестойкости 0,5 ч; с таким же пределом огнестойкости проектируются коллекторы для воздуховодов, обслуживающих помещения категорий А, Б и В; коллекторы для воздуховодов, обслуживающих помещения категорий Г и Д в зданиях III–V степени огнестойкости, а также транзитные воздуховоды, прокладываемые через междуэтажные перекрытия этих зданий, должны иметь предел огнестойкости 0,5 ч.

Огнезадерживающие клапаны в отверстиях и воздуховодах, пересекающих противопожарные стены и перегородки (преграды), должны иметь предел огнестойкости 1 ч при преграде с нормируемым пределом огнестойкости 2,5 ч; 0,5 ч при преграде 0,75 ч и 0,25 ч при преграде той же огнестойкости.

Расстояние по прямой от края устья источника выброса из систем местных отсосов взрывоопасной парогазопылевоздушной смеси до ближайшей точки возможных источников воспламенения следует принимать не менее $l = 4Dq/q_z \geqslant 10$, где D – диаметр устья источника, м; q – концентрация горючих газов, паров и пыли в устье выброса; q_z – концентрация упомянутых веществ, равная 10% нижнего концентрационного предела распространения пламени; выбросы должны производится вертикально вверх без зонтов на трубах.

На случай пожара необходимо предусматривать отключение (автоматическое и дистанционное) систем вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления, кроме систем подачи воздуха в тамбуры-шлюзы при помещениях категорий А и Б, включение систем противодымной вентиляции и открывание дымовых клапанов в коридоре на этаже пожара и в помещении, в котором произошел пожар, либо в части помещения в «дымовой зоне» этого помещения; открывание клапанов должно производиться автоматически; необходимость и порядок отключения систем, удаляющих горючие вещества или вредные газы через местные отсосы или общеобменной вентиляцией, должны определяться технологическими требованиями. Управление дистанционными устройствами должно, как правило, размещаться на пульте управления оборудования здания, кроме случаев, когда в зданиях категорий А и Б предполагается быстрое распространение пожара; в этом случае управление должно размещаться вне здания.

20.4. УДАЛЕНИЕ ДЫМА ПРИ ПОЖАРЕ ИЗ КОРИДОРОВ ИЛИ ХОЛЛОВ

Удаление дыма из коридоров (предназначенных для эвакуации людей) или холлов (при отсутствии коридора) следует проектировать для жилых зданий высотой более 10 этажей, общественных зданий высотой 10 надземных этажей и более или для 9-этажных зданий и зданий с меньшим числом этажей, имеющих высоту* более 26,5 м от средней планировочной отметки земли до отметки пола верхнего этажа (не считая верхнего технического этажа), из коридоров, не имеющих световых проемов в наружных ограждениях, длиной более 12 м, предназначенных для эвакуации людей, в зданиях любого назначения, из коридоров производственных и административно-бытовых зданий высотой более 26,5 м от планировочной отметки земли до отметки чистого пола верхнего этажа. Удаление дыма из коридоров или холлов, этажей, на которых из всех помещений предусмотрено удаление дыма, проектировать не нужно.

Расход дыма, кг/ч, удаляемого из коридо-

* Высоту зданий предполагается унифицировать, приняв ее равной 26,5 м, без указания этажности.

ТАБЛИЦА 20.1. ДЫМОВЫЕ КЛАПАНЫ ОДЕССКОГО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО РЕМОНТНО-МЕХАНИЧЕСКОГО ЗАВОДА

Обозначение клапана	Площадь проходного сечения, м², не менее	Установочные размеры, мм, не более			Масса, кг, не более	Пределы огнестойкости, ч, не менее
		длина l	высота h	ширина b		
КПДШГ-25	0,25	750	500	—	21	1
КПДШВ-25	0,25	500	750	—	21	1
КПДШК-25	0,25	600	600	—	21	1
КПДШК-30	0,30	650	650	140	25	1
КПДШК-35	0,35	700	700	—	29	1
КПДШК-40	0,40	750	750	—	34	1

Примечание Тип привода для открытия клапана: электрический автоматический, для закрытия ручной. Напряжение сети 220 В, время срабатывания 1 с.

ра, следует определять по формуле:

для жилого дома

$$G_{sm} = 3420\, B\, H^{1,5} n; \qquad (20.1)$$

для общественного, административно-бытового, производственного и складского здания

$$G_{sm} = 4300\, B\, H^{1,5}\, n K_d, \qquad (20.2)$$

где B – ширина большей створки двери, м, при выходе из коридора или холла в защищаемый от дыма объем (лестничную клетку, вестибюль, лифтовый холл, непосредственно наружу или наружу через помещение); H – высота двери, м; при высоте двери меньше 2 м следует принимать $H = 2$ м; n – коэффициент, зависящий от ширины створок B,м, дверей, открываемых при пожаре на лестничные клетки или наружу (данные М. М. Грудзинского):

Ширина B,м	0,6	0,9	1,2	1,8	2,4
Жилые здания	1,0	0,82	0,7	0,51	0,41
Общественные, административно-бытовые и производственные здания	1,05	0,91	0,8	0,62	0,5

K_d – коэффициент продолжительности открытия дверей, равный 0,8 при эвакуации 30 чел. или менее через одну дверь и 1 при большем числе людей.

Расход воздуха, подсасываемогочерез неплотности закрытых дымовых клапанов в коридорах всех этажей, кроме этажа, на котором произошел пожар, и неплотности дымовой шахты, можно принимать из расчета 120 кг/ч на 1 м длины шахты. Более точно расход воздуха можно определить поэлементным расчетом в зависимости от неплотностей клапана и материала стенок шахты. Плотность дымовых газов, удаляемых из коридоров, принимается 0,61 кг/м³; плотность газов перед вентилятором определяется по формуле

$$\rho_{sm} = (G_{sm} + G_A)/G_{sm}/0{,}61 + G_A/1{,}2); \qquad (20.3)$$

температура газов

$$t_{sm} = (353 - 273\,\rho_{sm})/\rho_{sm}. \qquad (20.4)$$

где G_{sm} и G_A – расход дыма и воздуха, кг/ч; t_{sm} – температура, °С.

Дымовые клапаны (табл. 20.1) следует размещать под потолком коридора или холла, присоединяя их непосредственно к дымовой шахте или через ответвление длиной не более 15 м. Дымовой клапан предназначается для обслуживания коридора длиной не более 30 м или для части коридора, выделенной перегородкой с дверями.

Удаление дыма из коридоров или холла производится отдельными системами с искусственным побуждением. В пределах противопожарного отсека здания допускается присоединять две дымовые шахты к одному вентилятору, рассчитанному на больший расход дыма одной из шахт, с учетом подсосов воздуха через неплотности обеих шахт.

Пример 20.1. Рассчитать удаление дыма из коридоров 17-этажного жилого здания. Высота двери при выходе из коридора на незадымляемую лестничную клетку 2-го типа 2 м, ширина створки двери 0,8 м, $n = 0{,}89$.

Решение. По формуле (20.1) определяем расход дыма, удаляемого из коридора, $G_{sm} = 3420 \cdot 0{,}8 \cdot 2^{1,5} \cdot 0{,}89 = 6890$ кг/ч.

Высота дымовой шахты до вентилятора равна: $16{,}5 \cdot 2{,}8 = 46{,}2$ м.

Подсос воздуха в дымовую шахту составит: $46{,}2 \cdot 120 = 5540$ кг/ч.

Плотность дыма перед вентилятором определяем по формуле (20.3)

$$S_{sm} = (6890 + 5540)/(6890/0{,}61 + 5540/1{,}2) = 0{,}78 \text{ кг/м}^3;$$

температура дыма по формуле (20.4) равна:

$$t_{sm} = (353 - 273 \cdot 0{,}78)/0{,}78 = 180^\circ \text{C}.$$

Расчет каналов дымоудаления и выбор вентилятора производятся так же, как выбор и расчет дымососа (см. гл. 22).

Для дымоудаления применяют обычные радиальные вентиляторы, в условиях пожара они могут работать 45–60 мин.

20.5. УДАЛЕНИЕ ДЫМА НЕПОСРЕДСТВЕННО ИЗ ПОМЕЩЕНИЙ, В КОТОРЫХ ПРОИЗОШЕЛ ПОЖАР

Удаление дыма следует проектировать из каждого производственного или складского помещения с постоянными рабочими местами или с постоянным пребыванием людей, отнесенного к категории А, Б или В, и помещения категории Г или Д в зданиях IVa степени огнестойкости, а также из каждого помещения без естественного освещения площадью 55 м^2 и более, предназначенного для хранения или переработки горючих материалов в общественном, жилом или административно-бытовом здании (если не предусмотрено удаление дыма из коридоров или холлов), и из гардеробных площадью более 200 м^2, не имеющих естественного освещения.

Расход дыма для помещений* площадью 1600 м^2 и менее, кг/ч:

$$G_1 = 3584 \Sigma A_d [h_0 (\gamma_{ext} - \gamma) \rho_{ext} + 0{,}7 v_v^2 \rho_{ext}^2]^{0,5}, \qquad (20.5)$$

где G_1 – расход дыма, соответствующий поступлению воздуха через двери эвакуационных выходов горящего помещения, препятствующий прониканию дыма в другие помещения; расчет по формуле (20.5) производится для холодного периода года (параметры Б) и проверяется для теплого периода, если расчетная скорость ветра в теплый период больше, чем в холодный; в расчет принимается бóльшая из этих величин; ΣA_d – суммарная эквивалентная площадь дверей эвакуационных выходов из горящего помещения, м^2; $h_0 = 0{,}5H + 0{,}2$ – расстояние от границы дыма до середины высоты двери; H – высота двери, м; γ_{ext}, γ – удельный вес наружного воздуха и дыма, Н/м^3; ρ_{ext} – плотность наружного воздуха, кг/м^3; v_v – расчетная скорость ветра, м/с; учитывается для дверей, через которые эвакуация направляется в сторону наветренного фасада здания, для местностей с расчетной скоростью ветра более 1 м/с (параметры Б); ограничивается 5 м/с.

Суммарная эквивалентная площадь ΣA_d, м^2, дверей эвакуационных выходов из горящего помещения для местностей с расчетной скоростью ветра не более 1 м/с определяется для всех выходов вместе, а при скорости более 1 м/с – отдельно для выходов на фасад с наибольшей эквивалентной площадью (рассматриваются как выходы на наветренный фасад) и вместе для всех остальных выходов по формуле

$$\Sigma A_d = [\Sigma A_1 + K_1 \Sigma A_2 + K_2 \Sigma A_3] K_3, \qquad (20.6)$$

где ΣA_1, ΣA_2, ΣA_3 – суммарные площади дверей соответственно одинарных, открывающихся прямо наружу; первых дверей, для прохода через которые наружу требуется открыть еще одну дверь A_2; то же, но требуется открыть еще две или большее число дверей A_3; K_1, K_2 – коэффициенты для определения эквивалентной площади последовательно расположенных дверей, определяемые по формулам:

$$K_1 = (1 + 1/n^2)^{-0,5}; \qquad (20.7)$$

$$K_2 = (1 + 1/n^2 + 1/m^2)^{-0,5}; \qquad (20.8)$$

$$m = \Sigma A_3''/\Sigma A_3,$$

$$n = \Sigma A_2^1/\Sigma A_2 \text{ или } n = \Sigma A_3'/\Sigma A_3; \qquad (20.9)$$

где K_3 – коэффициент относительной продолжительности открытия дверей: для одинарных дверей $K_3 = 0{,}03t \leqslant 1$; для двойных дверей $K_3 = 0{,}05t \leqslant 1$, где t – среднее число людей, выходящих через каждую дверь; K_3 – принимается не менее 0,8 при одной двери в помещении; 0,7 – при двух дверях; 0,6 – при трех; 0,5 – при четырех и 0,4 – при пяти и большем числе дверей.

Помещения площадью более 1600 м^2 делятся на «дымовые зоны» для того, чтобы при пожаре удаление расчетного расхода дыма производилось только из той дымовой зоны, на площади которой произошло загорание.

По планировочным условиям площадь дымовой зоны может быть выбрана любой, не превышающей 1600 м^2.

Удаление дыма непосредственно из помещений одно- и двухэтажных зданий и из верхнего этажа многоэтажных зданий, как правило, следует осуществлять через дымовые шахты, незадуваемые фонари с открывающимися фрамугами или через открывающиеся зенитные фонари; с площади шириной не более 15 м допускается удаление дыма через окна в наружных стенах с открывающимися фрамугами,

* Расход дыма может рассчитываться также по размерам «очага пожара». См. «Водоснабжение и санитарная техника».– 1991.– № 2.

ТАБЛИЦА 20.2. УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ДЫМА q_{sm} НА 1 М² ПЛОЩАДИ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ДЫМОВОЙ ШАХТЫ С ДЕФЛЕКТОРОМ ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ТЯГЕ

Расчетная температура воздуха, °С	Удельный вес дыма, Н/м³	Значения q_{sm}, тыс.кг/(ч·м²), при расчетной высоте шахты или расположении фрамуги, м								
		4	6	8	10	12	14	16	18	20
(+20)–(+40)	4–9	15	18	21	24	26	28	30	31	33
(–5)–(–16)	4–6	15,9	19,3	22,5	25,3	27,6	29,7	31,7	33,8	35,6
	6–9	17	20,6	24	26,9	29,4	31,6	34	36	38
(–16)–(–36)	4–6	17	20,6	24	26,9	29,4	31,6	34	36	38
	6–9	18,9	23,1	26,9	30,2	33	35,5	38,1	40,4	42
(–36)–(–50)	4–6	17,9	21,8	25,4	28,6	31,2	33,5	36	38	40,3
	6–9	19,9	24,2	28,2	31,7	34,6	37,2	40	42,4	44,6

Примечания: 1. Удельный расход дыма для шахт, длина которых превышает 2 м, принимается с коэффициентом $K_1 = 0{,}8/(1{,}5 + \zeta)^{0{,}5}$, где $\zeta = 2\Delta P/(v^2\rho_{sm})$; ΔP – потери давления на трение и местные сопротивления, Па, участка шахты длиной $H_m > 2$ м, $\rho_{sm} = \gamma/9{,}81$ – плотность дыма; v – скорость дыма в шахте, м/с 2. Удельный расход дыма для фрамуг фонарей и окон принимается с коэффициентом $K = 0{,}75 \sin\alpha$, где α – угол открытия фрамуги.

расположенными не менее чем на 0,2 м выше дверей эвакуационных выходов, считая до нижнего края фрамуги.

Площадь поперечного сечения шахт и открывающихся фрамуг A_o, м², определяется по формуле

$$A_o = G/K\,q_{sm}, \qquad (20.10)$$

где G – расход дыма, кг/ч, удаляемого из помещения, равный G_1 и определяемый по формуле (20.5) или удаляемого из каждой дымовой зоны; $K = 1$ – для дымовых шахт и $K = 0{,}75 \sin\alpha$ – для открывающихся незадуваемых фрамуг фонарей и окон, где угол открывания фрамуг; q_{sm} – удельный расход дыма, кг/ч на 1 м² площади дымовой шахты, при естественной тяге (табл. 20.2).

В зданиях с тремя этажами и более удаление дыма следует осуществлять вытяжными системами с искусственным побуждением. К вентилятору допускается присоединять вертикальный коллектор с ответвлениями не более чем к четырем помещениям на каждом этаже, ответвления должны быть закрыты дымовыми клапанами. В помещении, в котором произошел пожар, клапан автоматически открывается по сигналу датчика. Производительность вентилятора определяется большим из расходов присоединенных помещений и подсосами воздуха через неплотности закрытых клапанов и неплотности воздуховодов.

В каждой дымовой зоне следует размещать равное число дымовых клапанов, объединяя их в группы и присоединяя их к вытяжному коллектору или дымовой шахте. Расстояние между группами клапанов не должно превышать 30 м. Для увеличения эффективности дымоудаления дымовые зоны рекомендуется ограждать завесами в пределах высоты ферм, но не менее чем на высоту 1,5 м от потолка.

Расход воздуха, кг/ч, через неплотности закрытых шторчатых дымовых клапанов составляет (по данным И. И. Ильинского)

$$G_v = 40{,}3\,(\Delta P f_v)^{0{,}5} n, \qquad (20.11)$$

где ΔP – разность давления по обе стороны клапана, Па; f_v – площадь проходного сечения клапана м²; n – число закрытых клапанов в системе

Дымоудаление следует рассчитывать на температуру наружного воздуха и скорость ветра для холодного периода года (параметры Б). Для местностей, в которых скорость ветра в теплый период года превышает таковую в холодный период, расчеты необходимо производить на теплый и холодный периоды, принимая в проскте бóльшую величину *.

Скорость движения дыма в клапанах, шахтах и воздуховодах при естественной тяге следует принимать по расчету, а при искусственном побуждении – по экономическим соображениям. Избыточное давление, развиваемое вентилятором, рекомендуется гасить в конфузорах факельного выброса. Выброс дыма в атмосферу нужно предусматривать не менее чем на 2 м от кровли здания и 5 м от приемных устройств для приточного наружного воздуха.

Удельный вес дыма при удалении из помещений объемом 10 тыс. м^3 и менее $\gamma_{sm,m} = 4$ Н/м^3 – при горении жидкостей и газов, 5 Н/м^3 – при горении твердых тел и 6 Н/м^3 – при горении волокнистых веществ. При удалении из помещений большего объема удельный вес определяется по формуле

$$\gamma_{sm} = \gamma_{sm,m} + 0{,}05(V - 10) \leqslant 9, \quad (20.12)$$

где V – обьем помещения, тыс. м^3/ч.

Пример 20.2. Для цеха категории Б размером 120 × 144 × 4,8 = 82 944 м^3 (рис. 20.1). Рассчитать удаление дыма при пожаре. Для эвакуации служат пять дверей площадью 5 × 2,4 × 0,9 = 10,8 м^2. При эвакуации в северном направлении нужно открыть три первых, две вторых и одну третью двери, а в западном направлении, выходя из двух первых дверей, нужно открыть одну вторую и одну третью дверь. Расчетная температура воздуха минус 24° С, скорость ветра в холодный период 13,5, в теплый 4,7 м/с.

Решение. Удельный вес дыма по формуле (20.12) составит: $\gamma_{sm} = 6 + 0{,}05(82{,}9 - 10) = 9{,}6$ – принято 9 Н/м^3.

Удельный вес воздуха

3463/(273 – 24) = 13,9 Н/м^3, плотность воздуха 1,42 кг/м^3.

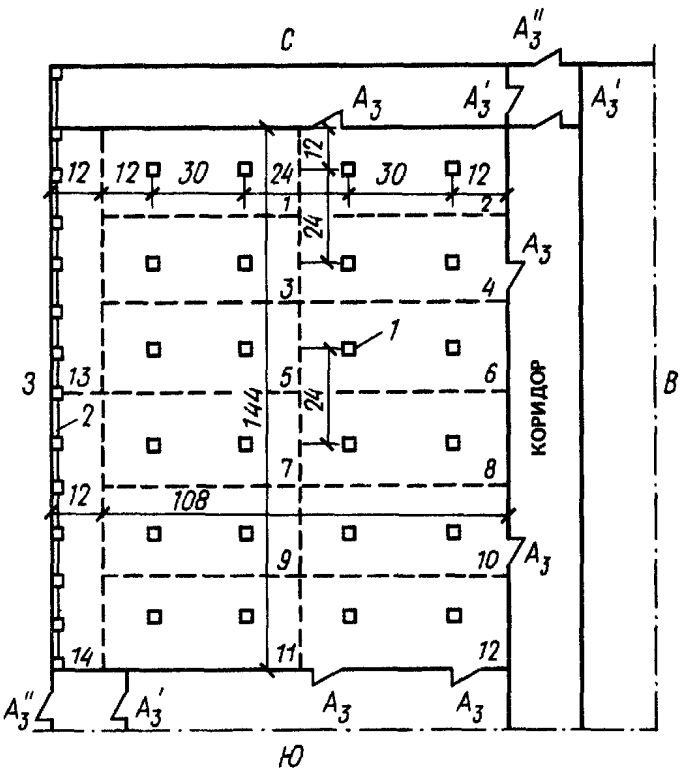


Рис. 20.1. План цеха к примеру расчета 20.1 (*А* – эвакуационные выходы из горящего помещения)

1 – шахты дымоудаления; *2* – окна с открывающимися фрамугами

1. По формуле (20.5) определяем расход дыма при площади $A_d = 1$ м^2:

а) для дверей в наветренной стене горящего помещения

$G = 3584[(2{,}4/2 + 0{,}2)(13{,}9 - 9)\,1{,}42 + 0{,}7 \cdot 13{,}5^2 \cdot 1{,}42^2]^{0{,}5} = 58560$ кг/(ч · м^2);

б) для дверей в других стенах

$G = 3584[(2{,}4/2 + 0{,}2)(13{,}9 - 9)\,1{,}42]^{0{,}5} = 11186$ кг/(ч · м^2); ветер увеличивает расход дыма в 5,2 раза.

Для выхода через любую дверь помещения необходимо открыть еще две двери.

2. По формуле (20.9) находим величины n и m: для одной двери в северной стене $n = 1$ и $m = 1$; для двух дверей в восточной стене $n = 0{,}5$ и $m = 0{,}5$; для двух дверей в южной стене $n = 0{,}5$ и $m = 0{,}5$. При этом $K_2 = 0{,}577$ для дверей северной стены и 0,34 для восточной и южной стен.

В помещении работают 80 чел., т.е. при эвакуации на одну дверь приходится 80/5 = = 16 чел. Тогда $K_3 = 0{,}05 \cdot 16 = 0{,}8$.

Эквивалентная по расходу площадь дверей по формуле (20.6) на наветренной восточной стене здания с двумя дверями для выхода из помещения составит:

* Расчетную скорость ветра, указанную в СНиП 2.04.05–86 с коэффициентом обеспеченности 0,8, для расчетов дымоудаления предложено ограничить 5 м/с в целях сокращения затрат на системы дымоудаления.

$$\Sigma A_d = 2 \cdot 0{,}9 \cdot 2{,}4 \cdot K_2 K_3 = \\ = 4{,}32 \cdot 0{,}34 \cdot 0{,}8 = 1{,}175 \text{ м}^2;$$

одной двери на северной стене помещения

$$\Sigma A_d = 0{,}9 \cdot 2{,}4 \cdot 0{,}577 \cdot 0{,}8 = 0{,}997 \text{ м}^2;$$

двух дверей на южной стене 1,175 м², а всего для северной и южной стен, не испытывающих давления ветра, 1,175 + 0,997 = 2,172 м².

3. Определим расход дыма за счет воздуха, поступающего через двери наветренной стены:

$$G_1 = 58560 \cdot 1{,}175 = 68808 \text{ кг/ч};$$

двери северной и южной стен

$$G_1 = 11186 \cdot 2{,}172 = 24296 \text{ кг/ч}.$$

Общий расход дыма составит $G_1 = 93104$ кг/ч.

По планировочным условиям принимаем $n_1 = 14$ дымовых зон, из них 12 зон размером по $54 \cdot 24 = 1296$ м² и две приоконные зоны площадью по $72 \cdot 12 = 864$ м². Число зон $n_1 > n$, поэтому принимаем расход дыма для каждой зоны $G_1 = 93104$ кг/ч.

Для каждой из 12 дымовых зон проектируем дымовые шахты с дефлекторами площадью поперечного сечения шахт 93104/19740 = 4,7 м².

Здесь 19740 кг/(ч·м²) – расход дыма на 1 м² сечения шахты высотой 4,8 – 2,4 – 0,2 + 2 = = 4,2 м, принятый по табл. 20.2 (в расчете не учтено ограничение скорости ветра до 5 м/с).

В каждой дымовой зоне проектируем по две дымовые шахты площадью по 2,4 м². В каждой шахте устанавливаем по шесть дымовых клапанов КПДШк площадью 0,4 м² (см. табл. 20.1).

Удаление дыма из двух зон, примыкающих к окнам, проектируем через верхнеподвесные фрамуги, ось которых находится на высоте 1,3 м от нижнего уровня стояния дыма. Фрамуги открываются на 45°. Коэффициент в формуле (20.10) $K = 0{,}75 \cdot 0{,}707 = 0{,}53$. При температуре наружого воздуха минус 24° С и расчетной высоте 1,3 м $q_{sm} = 1.3 \cdot 18{,}9 = 6{,}14$ тыс. кг/ч (см. табл. 20.2). Площадь открывающихся фрамуг в каждой зоне должна быть 93104/(6140 · 0,53) = = 28,6 м² или по 2,4 м² в каждом 6-метровом шаге колонн приоконной зоны. Площадь фрамуг в 28,6/4,7 = 6 раз больше площади сечения шахт.

20.6. ПРИТОЧНАЯ ПРОТИВОДЫМНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Наружный воздух при пожаре следует подавать в лифтовые шахты в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками, в незадымляемые лестничные клетки 2-го типа, в тамбуры-шлюзы при незадымляемых лестничных клетках 3-го типа и при незадымляемых лестничных клетках, не имеющих выхода непосредственно наружу, в тамбуры-шлюзы перед лифтами в подвальном этаже производственных и общественных административно-бытовых зданий и в тамбуры-шлюзы перед лестницами в подвальном этаже с помещениями категории В. В зданиях категорий А и Б в тамбуры-шлюзы при незадымляемых лестничных клетках следует подавать воздух постоянно из расчета создания в них избыточного давления 20 Па при закрытых дверях. Данные по незадымляемым лестничным клеткам приведены в СНиП 2.01.02–85.

Расход наружного воздуха для приточной противодымной вентиляции должен рассчитываться на поддержание при пожаре давления воздуха не менее 20 Па: в лифтовых шахтах при закрытых дверях на всех этажах, кроме нижнего; в нижней части каждого отсека незадымляемых лестничных клеток 2-го типа при открытых дверях, на пути эвакуации из коридоров и холлов на этаже пожара, в лестничную клетку и из здания наружу, при закрытых дверях из коридоров и холлов на всех остальных этажах; в тамбурах-шлюзах на этаже пожара в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками 3-го типа при одной открытой двери в коридор или холл: в тамбурах-шлюзах перед лифтами в подвальных этажах общественных и производственных зданий при закрытых дверях; в тамбуры-шлюзы перед лестницами в подвальном этаже с помещениями категории В при одной открытой двери в подвальный этаж.

Давление воздуха в лифтовой шахте, Па, при незадымляемой лестничной клетке 1-го типа и вестибюле при незадымляемой лестничной клетке 2-го типа определяется по формуле

$$P_l = 0{,}7 v^2 \rho_{ext} + 20, \qquad (20.13)$$

где v – расчетная скорость ветра, м/с; ρ_{ext} – плотность наружного воздуха, кг/м³, при параметрах Б в холодный период года.

Расход наружного воздуха, кг/ч, подава-

ТАБЛИЦА 20.3. СРЕДНИЙ РАСХОД ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА В ЛЕСТНИЧНУЮ КЛЕТКУ G_{mtl}, кг/ч, НА КАЖДЫЙ ЭТАЖ СО ВТОРОГО ПО ВЕРХНИЙ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДАВЛЕНИЯ В ЛИФТОВОЙ ШАХТЕ НА ПЕРВОМ ЭТАЖЕ $p_{l,1}$, Па

$P_{l,1}$	Значения G_{mtl}, кг/ч, при числе этажей							
	10–14			15–20			21–27	
	и числе дверей							
	4	8	16	4	8	16	4	8
50	900	1400	1700	1250	1450	1750	1350	1550
100	1300	1700	2100	1550	1600	2150	1650	1900
150	1650	2050	2400	1800	2100	2450	1900	2150
200	1900	2250	2700	—	—	—	—	—

емого в лифтовую шахту, при незадымляемой лестничной клетке определяется по формуле

$$G_l = G_{l,1} + [G_{mtl} - 5(t_{ext} + 25)](N - 1), \quad (20.14)$$

где $G_{l,1}$ – расход наружного воздуха через открытые двери лифтовой шахты на этаже пожара, который определяется по формулам при z-образном входе в тамбур у наружной двери:

при двух лифтах

$$G_l = 2950 + 1000 \times (8{,}8\,P_{l,1} - 12)^{0,5}; \quad (20.15)$$

при трех лифтах

$$G_l = 4350 + 1000 \times (12.95\,P_{l,1} - 11{,}5)^{0,5}; \quad (20.16)$$

G_{mtl} – средний расход воздуха, выходящего из лифтовых шахт, на каждом этаже со второго и выше, через неплотности закрытых дверей, кг/ч.

$$G_{mtl} = 1050 + 5{,}2\,P_l + 20(N - 1) + 30(n - 4); \quad (20.17)$$

P_l – определяется по формуле (20.13), N и n – соответственно число этажей в здании и среднее число дверей на этаже здания.

Давление, развиваемое вентилятором, Па, подающим воздух в лифтовую шахту, определяется по формуле

$$P_{vl} = \Delta P_s + P_{l,1} - N\,h(\gamma_{ext} - \gamma_l), \quad (20.18)$$

где ΔP_s – потери давления в сети, Па, до входа воздуха в лифтовую шахту; N и h – число этажей здания и высота этажа, м; $\gamma_{ext} - \gamma_l$ – разность удельных весов наружного воздуха и воздуха в лифтовой шахте: при –45°С разность равна 1,7; при –35° – 1,5; при –25° – 1,1; при –15° – 0,85; при –10° – 0,7; при –5° 0,56

Расход воздуха, подаваемого в незадымляемую лестничную клетку 2-го типа и лифтовую шахту при ней, расположенные так, что из двери поэтажного коридора люди выходят в лифтовый холл и из него на лестничную клетку, затем, опустившись на первый этаж, выходят в вестибюль и наружу, определяется по формуле

$$G_{\theta l} = G_{mtl}(N - 1) + G_d + 0{,}91\,G_{sm}, \quad (20.19)$$

где G_{mtl} – средний расход воздуха, приходящийся на каждый этаж со второго по верхний, определяемый по табл. 20.3, в зависимости от давления воздуха в лифтовой шахте на уровне первого этажа $P_{l,1}$, определяемого по формуле

$$P_{l,1} = C\,P_{l,0} - c\,\Delta P_N, \quad (20.20)$$

$C = 2$ и $c = 0.1$ при двух лифтах; $C = 1{,}56$ и $c = 0{,}067$ при трех и $C = 1{,}4$ и $c = 0{,}053$ при четырех лифтах; $P_{l,0}$ – давление в вестибюле, определяемое по формуле (20.13) (подставив вместо P_l); давление на закрытые двери при выходе из лифтового холла верхнего этажа на лестничную клетку 2-го незадымляемого типа, согласно СНиП 2.04.05-86, не должно превышать 150 Па, при этом давление в вестибюле (для рассматриваемой планировки) $P_{l,0}$ не должно превышать величин, указанных в табл. 20.4;

G_d – расход наружного воздуха через открытую входную дверь в здание при обычно употребляемом z-образном входном тамбуре определяется по формуле

$$G_d = 4566\,P_{l0}^{0,5}; \quad (20.21)$$

G_{sm} – расход дыма, удаляемого из коридора системой противодымной вытяжной вентиляции на этаже, на котором произошел пожар; определяется по формуле (20.1) или (20.2).

Разность давления в лестничной клетке и лифтовой шахте на уровне верхнего этажа равна: $\Delta P_N = P_{st,N} - P_{l,N}$. Для рассматриваемого случая рекомендуется принимать не более 100 Па при подаче всего воздуха для лестничной клетки и лифтовой шахты одним вентилятором в лестничную клетку с последующей передачей части воздуха в лифтовую шахту.

При независимой подаче в лестничную

ТАБЛИЦА 20.4. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ВЕСТИБЮЛЕ $p_{l,0}$

Число этажей в здании	Число лифтов	Значения $p_{l,0}$, Па, при числе дверей на этаже					
		16			8		
		при температуре наружного воздуха, °С					
		−45	−25	−5	−45	−25	−5
10–14	2	75	85	96	—	—	—
	3	90	100	—	—	—	—
15–20	2	50	65	90	90	110	—
	3	60	80	100	120	—	—
	4	70	90	110	—	—	—
20–27	3	35	60	80	50	80	100
	4	45	75	90	60	90	-

клетку и лифтовую шахту отдельным вентилятором ΔP_N следует принимать 50 Па.

Как видно из табл. 20.4, необходимое давление воздуха в вестибюле при расчетной его температуре −45° С обеспечивается в пределах скорости ветра от $[(35 - 20/(0{,}7 \cdot 1{,}55)]^{0,5} = 3{,}7$ м/с до $[(120 - 20)/(0{,}7 \cdot 1{,}55)]^{0,5} = 9{,}6$ м/с, хотя расчетные скорости ветра доходят до 17,5 м/с (Новороссийск). Следовательно, полный эффект по защите эвакуационных выходов из здания не всегда достижим.

Расход воздуха, поступающего в лестничную клетку, определяется по рис. 20.2 в зависимости от принятой разности давления ΔP_N между лестничной клеткой и лифтовой шахтой при учете давления в лифтовой шахте P_l.

Расход воздуха, поступающего в лифтовую шахту G_l, определяют по формуле

$$G_l = G_{gl} - G_{st}. \qquad (20.22)$$

Давление воздуха, Па, создаваемое вентилятором, подающим суммарный расход воздуха G_{gl}, кг/ч, в лестничную клетку и лифтовую шахту, равен:

$$\Delta P_v = \Delta P_{vl} + \Delta P_N, \qquad (20.23)$$

где ΔP_{vl} – определяется по формуле (20.18); ΔP_N – разность давления между лестничной клеткой и лифтовой шахтой на верхнем этаже здания, принимаемая не более 100 Па.

Расчеты подачи воздуха в лестничные клетки и лифтовые шахты при других планировках приведены в Пособии к СНиП 2.04.05–86.

Расход наружного воздуха, кг/ч, подаваемого в тамбур-шлюз при незадымляемой лестничной клетке 3-го типа, рассчитывается по формуле

$$G = 6000A + 120l, \qquad (20.24)$$

где A – площадь двери, м^2, на входе в тамбур-шлюз из коридора или холла на этаже пожара; l – длина воздуховода с закрытыми клапанами, по которому подводится воздух, м.

Пример 20.3. Запроектировать подачу воздуха в незадымляемую лестничную клетку 2-го типа и в лифтовую шахту для двух лифтов в жилом 17-этажном доме с четырьмя квартирами на каждом этаже в Новгороде при расчетной скорости ветра 5 м/с в холодный период года (параметры Б).

Подача воздуха предусматривается одной приточной системой в лестничную клетку, откуда воздух отводится в лифтовую шахту воздуховодом или через специальное отверстие в разделяющей стене.

1. По формуле (20.13) определяем давление воздуха в вестибюле при расчетной скорости ветра 5 м/с

$$P_l = 0{,}7 \cdot 5^2\, 1{,}434 + 20 = 45 \text{ Па}.$$

2. Задаемся рекомендуемой разностью давлений между лестничной клеткой и лифтовой шахтой на верхнем этаже $\Delta P_N = 100$ Па и по формуле (20.20) определяем давление в лифтовой шахте на первом этаже

$$P_{l,1} = 2 \cdot 45 - 0{,}1 \cdot 100 = 80 \text{ Па}.$$

3. По табл. 20.3 при этом давлении, интерполируя, находим средний расход воздуха через неплотности закрытых дверей лифтовой шахты $G_{mtl} = 1430$ кг/ч.

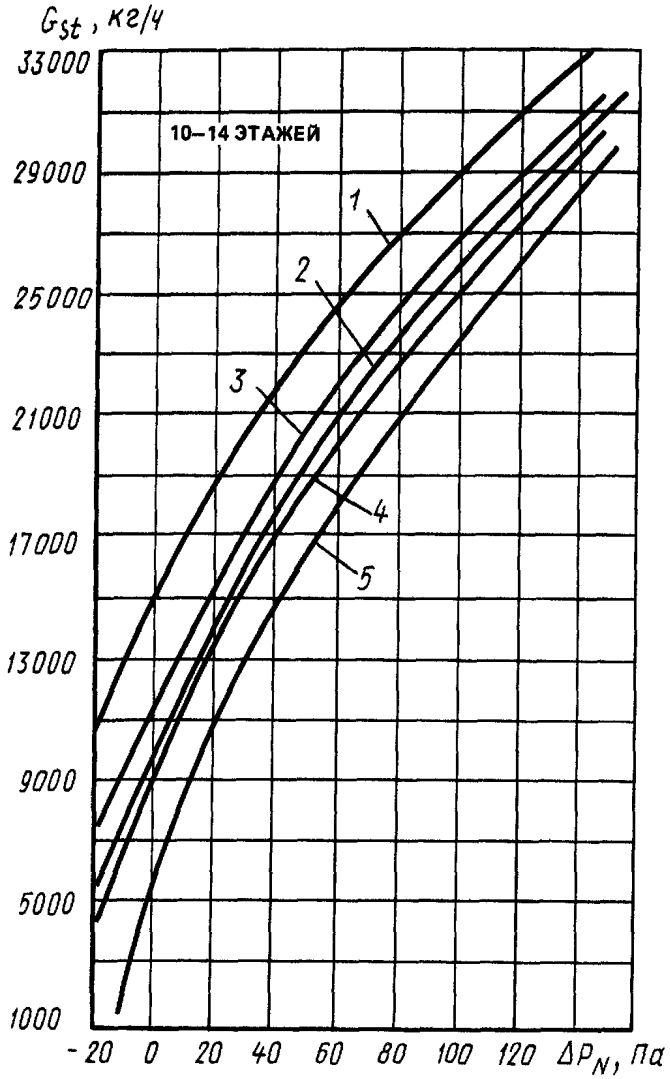
4. По формуле (20.21) находим расход воздуха через открытые входные двери здания

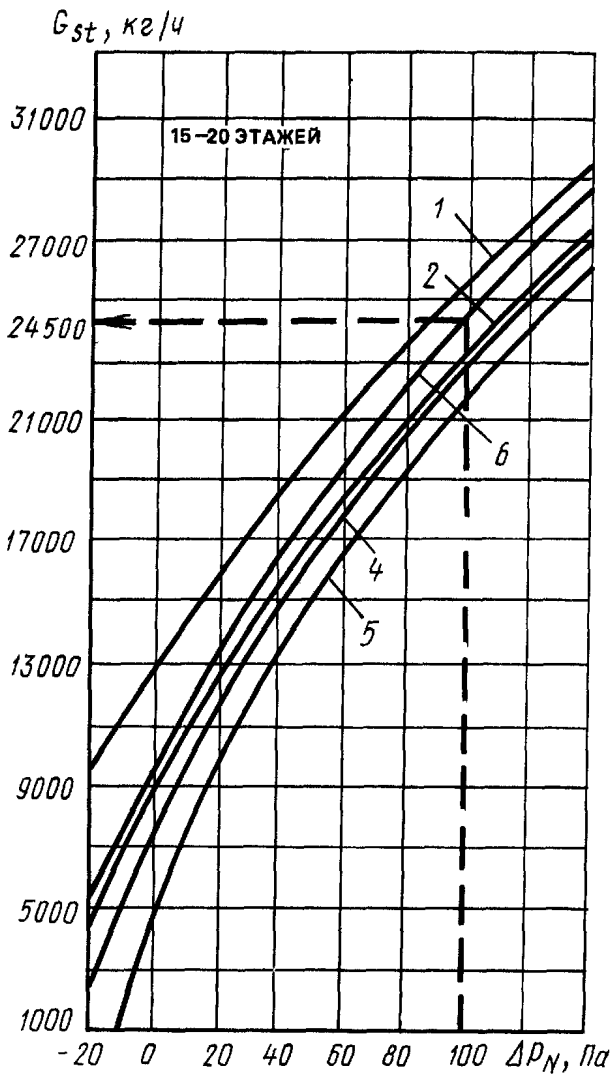
$$G_d = 4566 \cdot 45^{0,5} = 30\,600 \text{ кг/ч}.$$

5. Суммарный расход воздуха, подаваемого в лестничную клетку и лифтовую шахту, определим по формуле (20.19)

$$G_{gl} = 1430(17 - 1) + 30\,600 + 3420 \cdot 0{,}8 \cdot 2^{1,5}/1{,}1 = 6890 \cdot 0{,}91 = 59\,750 \text{ кг/ч},$$

где 6890 кг/ч – расход воздуха, поступающего в коридор этажа, на котором произошел пожар, через дверь размером 0,8 - 2м; расход определен по формуле (20.1), причем расход дыма приведен к расходу воздуха с помощью коэффициента 0,91.





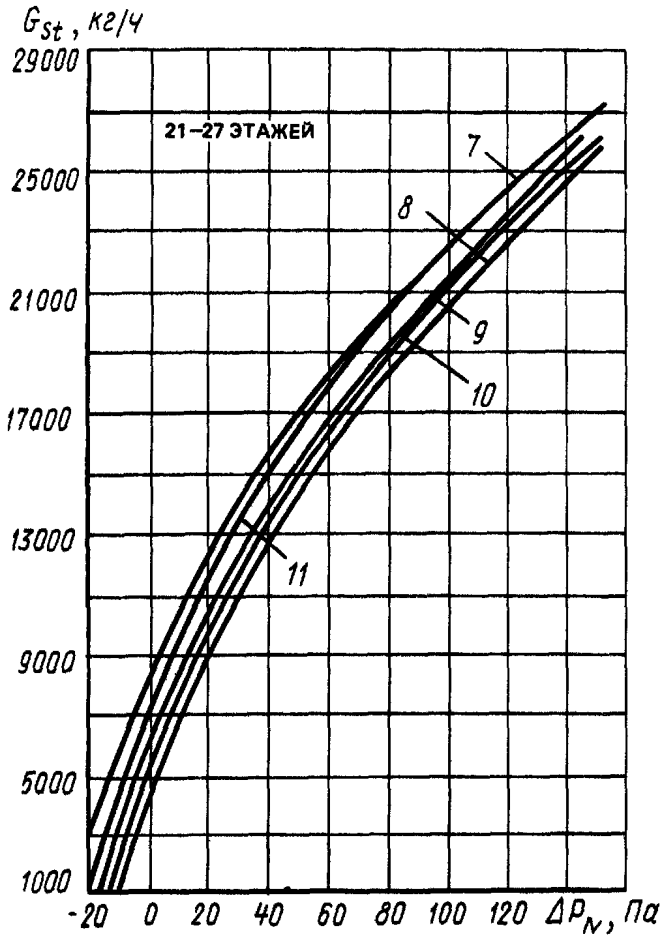


Рис 20 2. Номограммы для определения расхода наружного воздуха G_{st}, нагнетаемого в незадымляемую лестничную клетку 2-го типа в зависимости от разности давления между лестничной клеткой и лифтовой шахтой Δp_N на уровне верхнего этажа и от давления в лифтовой шахте на первом этаже p_l

1 и *2* – два лифта при p_l 120 и 60 Па, *3*, *4*, *5* три лифта при p_l 130, 80 и 30 Па, *6*, *7* *8* три лифта при p_l 140, 90 и 40 Па, *9*, *10*, *11* четыре лифта при p_l 140, 80 и 20 Па

6. Расход воздуха, подаваемого в лестничную клетку, при $\Delta P_N = 100$ Па и $P_{l.1} = 80$ Па по рис. 20.3 равен 24 500 кг/ч.

7. Расход воздуха, пропускаемого из лестничной клетки в лифтовую шахту, вычисляем по формуле (20.22):

$$G_l = 59\,750 - 24\,500 = 35\,250 \text{ кг/ч}.$$

8. Давление, создаваемое вентилятором для подачи воздуха в лестничную клетку, при потерях давления в воздуховодах у вентилятора P_s определяем по формулам (20.23) и (20.18):
$\Delta P_v = P_s + 80 + 100 - 17 \cdot 2{,}8\,(1{,}43 - 1{,}22) =$
$= P_s + 170$ Па.

Глава 21
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ

21.1. ИСТОЧНИКИ, ПОТРЕБИТЕЛИ И ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

В связи с общим энергетическим дефицитом необходимо искать пути экономии тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования зданий различного назначения. Одним из направлений совершенствования и сокращения энергоемкости систем вентиляции и кондиционирования является использование для нагрева приточного воздуха теплоты низкотемпературных вторичных энергоресурсов (ВЭР).

В качестве теплоносителя ВЭР может использоваться теплота:

а) содержащаяся в воздухе, удаляемом системами местной или общеобменной вентиляции;

б) газовоздушной смеси, удаляемой от технологического оборудования;

в) воды оборотных систем, охлаждающих технологическое оборудование и др.

Достаточно широкое распространение получили системы утилизации с воздухо-воздушными теплоутилизаторами (регенеративными и рекуперативными), а также с жидкостно-воздушными теплоутилизаторами и промежуточным теплоносителем.

Если утилизированной теплоты недостаточно для обеспечения заданной температуры приточного воздуха, проектируются дополнительные воздухонагреватели. Площадь поверхности нагрева дополнительных воздухонагревателей рассчитывается с учетом неравномерности их тепловой нагрузки в различных эксплуатационных режимах (при защите от обмерзания теплоутилизационного оборудования, при изменении параметров и расходов теплоносителей ВЭР и т. д.).

Как правило, расчет теплоутилизационного оборудования выполняется для холодного периода года. Возможная экономия холода на обработку приточного воздуха в теплый период года определяется в этом случае с учетом площади теплообменной поверхности подобранного теплоутилизационного оборудования (ТО).

Системы утилизации ВЭР для отопления, вентиляции и кондиционирования зданий различного назначения следует проектировать в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05–86. Необходимо учитывать, что температура носителей ВЭР в одноконтурных системах утилизации не должна превышать максимально допустимую по техническим условиям на ТО; не допускается использовать также носители ВЭР, содержащие вещества, способные оказать на оборудование разрушающее воздействие.

При использовании теплоты ВЭР воздуха или газовоздушных смесей, содержащих осаждающиеся пыли и аэрозоли, необходимо на входе в ТО обеспечивать снижение концентрации пыли и аэрозолей до уровней, соответствующих техническим условиям на оборудование, путем очистки воздуха или газовоздушных смесей перед поступлением в ТО; отключением ТО от носителя ВЭР на время, когда оно не используется; путем очистки теплообменных поверхностей от загрязнения.

Резервное теплоснабжение от первичного источника теплоты (ТЭЦ, котельной) для систем утилизации проектируется в том случае, если, согласно СНиП 2.04.05–86, не допускается сокращение тепловой мощности потребителя. При этом тепловая мощность от первичного источника определяется с учетом режима поступления и потребления ВЭР, а также в зависимости от допустимого отклонения параметров воздуха в помещении. Например, для систем круглогодичного и круглосуточного кондиционирования необходимо предусматривать 100%-ный резерв теплоты; для систем приточной вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением, достаточно предусмотреть резерв теплоты в объеме, обеспечивающем температуру воздуха в помещении, как при дежурном отоплении.

Целесообразность и очередность исполь-

зования теплоты различных теплоносителей ВЭР для отопления, вентиляции и кондиционирования, выбор схем и теплоутилизационного оборудования определяются технико-экономическим расчетом. Как правило, в первую очередь используется теплота носителей ВЭР, имеющих более высокую температуру или энтальпию. Теплота воздуха, удаляемого системами вытяжной вентиляции, используется в тех случаях, когда не допустимы рециркуляция воздуха из помещения или применение других ВЭР с большим потенциалом.

При наличии на предприятии или в здании нескольких различных теплоносителей ВЭР, которые могут использоваться в одних и тех же теплопотребляющих системах, устанавливается приоритет использования теплоты ВЭР для каждого теплоносителя. Для этого определяют величину теплового потока, продолжительность и режим использования в течение периода теплопотребления каждого из теплоносителей ВЭР, выбирают приблизительные схемные решения систем утилизации ВЭР, производят ориентировочный подбор теплоутилизационного оборудования, определяют его ориентировочную стоимость по методике, приведенной в Рекомендациях по определению экономической эффективности систем обеспечения микроклимата при использовании вторичных энергоресурсов (ЦНИИПромзданий, 1986), а также затраты, связанные со строительством и эксплуатацией систем утилизации.

В качестве критерия для определения приоритета использования теплоты различных теплоносителей ВЭР рекомендуется принимать показатель экономической эффективности $R^{(i)}$, характеризующий полученную экономию средств в системе утилизации на единицу утилизированной теплоты,

$$R^{(i)} = \frac{Q_{\text{ут}}^{(i)} C - 3^{(i)} - EK^{(i)}}{Q_{\text{ут}}^{(i)}},$$

где $Q_{\text{ут}}^{(i)}$ – возможная годовая экономия тепловой энергии за счет утилизации теплоты i-го теплоносителя ВЭР, ГДж/год; C – цена тепловой энергии теплоносителя первичного источника теплоты, руб.; $3^{(i)}$ – эксплуатационные затраты, связанные с утилизацией теплоты i-го теплоносителя ВЭР, руб.; $K^{(i)}$ – капитальные затраты, необходимые для строительства теплоутилизационной системы, использующей теплоту i-го теплоносителя ВЭР (включая стоимость здания, занятого дополнительным оборудованием), руб.; E – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Вариант использования теплоты теплоносителя ВЭР, обеспечивающий наибольшую экономию средств на единицу утилизированной теплоты, является предпочтительным.

При выполнении технико-экономического сопоставления необходимо соблюдать условия сопоставимости рассматриваемых альтернативных вариантов проектных решений: обеспечение одинаковых расходов и параметров приточного воздуха; выбор оптимального решения по каждому варианту.

21.2. СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ ВЭР В ЖИДКОСТНО-ВОЗДУШНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРАХ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

21.2.1. Общие положения

Системы утилизации теплоты удаляемого воздуха в жидкостно-воздушных теплоутилизаторах с промежуточным теплоносителем (СУПТ) состоят из теплоутилизационных блоков (ТУБ), размещенных в каналах удаляемого воздуха и в приточных установках.

ТУБ в каналах удаляемого воздуха комплектуются теплоутилизаторами-воздухоохладителями, в каналах приточного воздуха – теплоутилизаторами-воздухонагревателями. Все ТУБ соединены трубопроводами в замкнутый циркуляционный контур, по которому при помощи насоса перемещается промежуточный теплоноситель. Теплоноситель при прохождении через ТУБ в потоке горячего удаляемого воздуха нагревается, затем поступая в ТУБ в потоке холодного наружного воздуха охлаждается, нагревая приточный воздух.

Необходимость применения насоса в таких системах снижает надежность системы и требует дополнительных затрат электроэнергии. Однако в СУПТ обеспечивается полная аэродинамическая изоляция потоков удаляемого и приточного воздуха, исключающая возможность переноса вредных, взрыво- и пожароопасных веществ, запахов, бактерий и других загрязнений из удаляемого воздуха, а также обеспечивается возможность утилизации теплоты воздуха вытяжных установок, размещенных на значительном расстоянии от приточных.

Наибольшее распространение получили СУПТ с рекуперативными теплоутилизаторами,

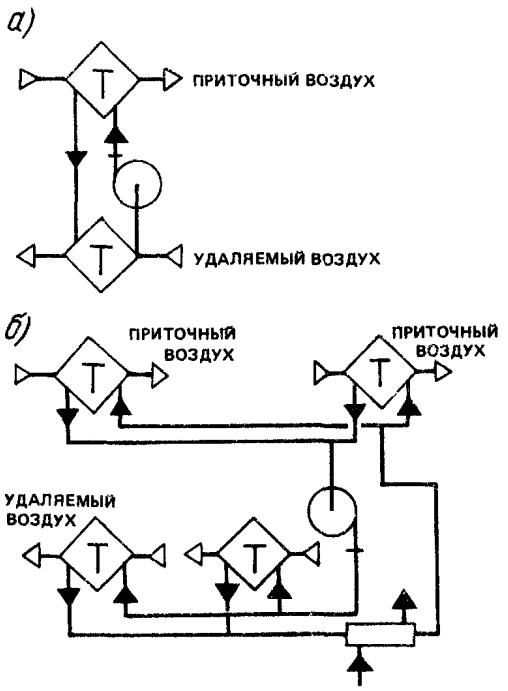


Рис. 21.1. Схемы системы утилизации с промежуточным теплоносителем без подогрева (*а*) и с подогревом (*б*)

использующими теплоту удаляемого из помещения воздуха систем общеобменной вентиляции и местных отсосов, теплоту технологических выбросов. При утилизации теплоты низкотемпературного воздуха, как правило, не обеспечивается требуемый нагрев приточного воздуха. В этом случае необходимо подводить дополнительную теплоту от первичного (централизованного) источника теплоты (ТЭЦ, котельной), предусматривая догрев воздуха в дополнительных воздухонагревателях или дополнительный подогрев промежуточного теплоносителя в водоподогревателе. В первом случае системы называются СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя (рис. 21.1,*а*), во втором случае – СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя (рис. 21.1,*б*).

Температурная эффективность СУПТ без подогрева на 10–20% больше, чем СУПТ с подогревом, но конструктивные решения (из-за необходимости установки дополнительных воздухонагревателей, подмешивающих насосов и т. д.) и автоматизация первой системы несколько сложнее. Целесообразность применения одной из систем определяется технико-экономическим сопоставлением.

Утилизация теплоты удаляемого влажного воздуха при охлаждении его ниже температуры «точки росы» воздуха сопровождается конденсацией водяного пара на теплообменной поверхности теплоутилизаторов-воздухоохладителей. В этих условиях при отрицательных температурах наружного воздуха ниже критической температуры $t_{в\,н1}^{кр}$, при которой температура теплообменной поверхности становится ниже 0°С, начинается процесс образования инея на поверхности теплоутилизатора-воздухоохладителя, что приводит к увеличению аэродинамического сопротивления (потери давления по воздуху) теплоутилизаторов в каналах удаляемого воздуха. В таких системах необходимо предусматривать защиту этих теплоутилизаторов от инееобразования.

В СУПТ в качестве промежуточного теплоносителя могут использоваться незамерзающие растворы солей и вода. Теплоноситель выбирается на основании теплотехнического расчета СУПТ по конечной температуре теплоносителя $t_{ж\,к1}$ после ТУБ приточных установок: при $t_{ж\cdot к1} \leqslant 7$°С принимается незамерзающий раствор, при $t_{ж\cdot к1} > 7$°С – вода.

Из незамерзающих растворов солей рекомендуется применять водный 27%-ный раствор хлористого кальция ($CaCl_2$) с ингибиторной добавкой, предотвращающей коррозию трубопроводов, арматуры, оборудования. В качестве ингибиторной добавки рекомендуется использовать вещество НОЖ-2И в количестве 3% общей массы раствора. Раствор хлористого кальция с добавкой НОЖ-2И не вызывает коррозии черных и цветных металлов, взрыво- и пожаробезопасен, температура замерзания минус 45°С, температура кипения 100°С, водородный показатель pH-6,5–8,5. Раствор теплоносителя приготовляется на объекте весовым способом, используя водопроводную воду. Концентрация хлористого кальция в незамерзающем растворе промежуточного теплоносителя подбирается такой, чтобы температура замерзания его $t_{ж}^{зам}$ была на 10°С ниже температуры теплоносителя после ТУБ приточных установок при расчетной температуре $t_{в\,н1}^{(р)}$ наружного воздуха в холодный период года (параметры Б) – для СУПТ с подогревом теплоносителя либо ниже или равна $t_{в.н1}^{(р)}$ – для СУПТ без подогрева теплоносителя.

Температура замерзания раствора незамерзающего теплоносителя при различной концентрации $CaCl_2$ составляет:

Содержание $CaCl_2$ в водном растворе, %	5	10	15
Температура замерзания, °С	−2,3	−5,65	−10,8

Содержание $CaCl_2$ в водном растворе, %	20	25	27	30
Температура замерзания, °С	−18,3	−29,75	−45	−55

Вода, используемая как промежуточный теплоноситель в СУПТ, должна удовлетворять требованиям, предъявляемым к воде тепловых сетей в закрытых контурах при температуре теплоносителя 45°С и выше. Вода с температурой ниже 45°С в закрытых контурах циркуляции должна иметь pH = 6,5 – 8,5, карбонатную жесткость не более 3 мг-экв/л, содержать растворенного кислорода не более 0,1 мг/л и взвешенных веществ не более 10 мг/л.

Основные физические свойства рекомендуемых теплоносителей приведены в табл. 21.1.

21.2.2. Конструктивные, аэро-, гидродинамические и теплотехнические характеристики СУПТ и жидкостно-воздушных теплоутилизаторов

В качестве теплоутилизаторов в СУПТ могут использоваться воздухонагреватели центральных кондиционеров КТЦЗ (ВН), воздухонагреватели биметаллические со спирально-накатным оребрением типа КСк, калориферы стальные пластинчатые типа КВСБ-ПУЗ и КВББ-ПУЗ. Конструктивные характеристики воздухонагревателей и калориферов приведены в прил. II и III.

Тип теплоутилизатора определяется на основании технико-экономического сопоставления ТУБ, комплектуемых теплоутилизаторами различных типов и разной глубины (число рядов трубок по ходу движения воздуха) при различных схемах обвязки их трубопроводами. Схемы обвязки ТУБ трубопроводами, как правило, следует проектировать с противоточным движением воздуха и теплоносителя. Скорость движения теплоносителя в трубках теплоутилизаторов должна быть во всех режимах эксплуатации не менее 0,35 м/с при теплоносителе воде и не менее 0,25 м/с при незамерзающем теплоносителе.

Теплоутилизационные блоки собираются из отдельных теплоутилизаторов, устанавливаемых параллельно и последовательно по ходу воздуха. Расчетом можно определить оптимальное распределение поверхности нагрева (соответственно число рядов трубок) в ТУБ приточных и вытяжных установок. Допускается комплектовать ТУБ для всех установок теплоутилизаторами одного типа с одинаковым числом рядов трубок по глубине.

Насосы, водоподогреватели, запорно-регулирующая арматура в СУПТ принимаются обычные, как для внутренних санитарно-технических систем.

Для повышения надежности работы СУПТ предусматривается установка двух циркуляционных насосов (рабочий и резервный). Мощность электродвигателя насоса определяется с учетом плотности теплоносителя. Циркуляционные насосы устанавливают, как правило, по ходу движения теплоносителя после ТУБ вытяжных установок на трубопроводах с нагретым за счет утилизированной теплоты теплоносителем.

Для ТУБ вытяжных установок для сбора и удаления конденсата при относительной влажности удаляемого воздуха $\varphi_{в2} < 60\%$ предусматриваются дренажные трубки, при $\varphi_{в2} \geqslant 60\%$ – поддоны под теплоутилизаторами.

В системах с незамерзающим теплоносителем необходимо предусматривать бак для приготовления раствора (после заполнения системы в нем может храниться запас раствора для подпитки), расширительный бак для ком-

ТАБЛИЦА 21.1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Теплоноситель	t, °С	c, кДж/(кг·°С)	ρ, кг/м³	λ, Вт/(м·°С)	$\mu \cdot 10^3$, Па·с	ν, 10^6, м²/с	$a \cdot 10^6$, м²/с	Pr
27%-ный водный раствор хлористого кальция	0	2,825	1260	0,5325	4,76	3,78	0,143	33,22
Вода	70	4,19	977,8	0,66	3,98	0,415	0,161	2,58
	0	4,21	999,9	0,56	1,749	1,789	0,132	13,5

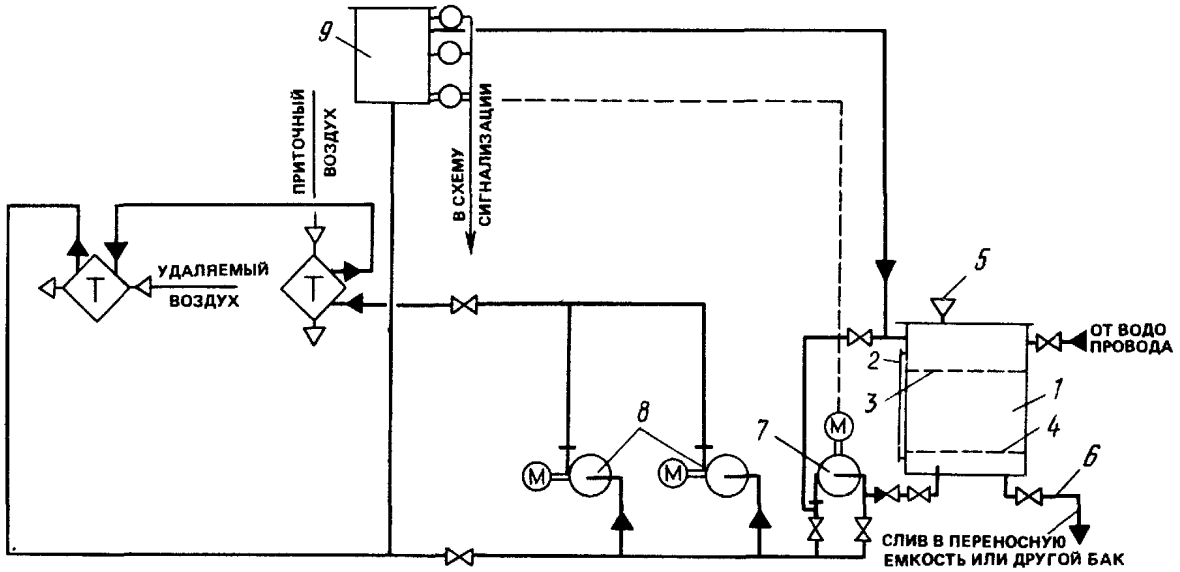


Рис. 21.2. Схема системы утилизации с двумя баками и подпиточным насосом

1 – бак для приготовления раствора, *2* – водомерное стекло; *3* и *4* – верхний и нижний уровень заполнения бака; *5* – устройство для заполнения бака раствором; *6* – спускной трубопровод, *7* – подпиточный насос; *8* – циркуляционный насос, *9* – расширительный бак

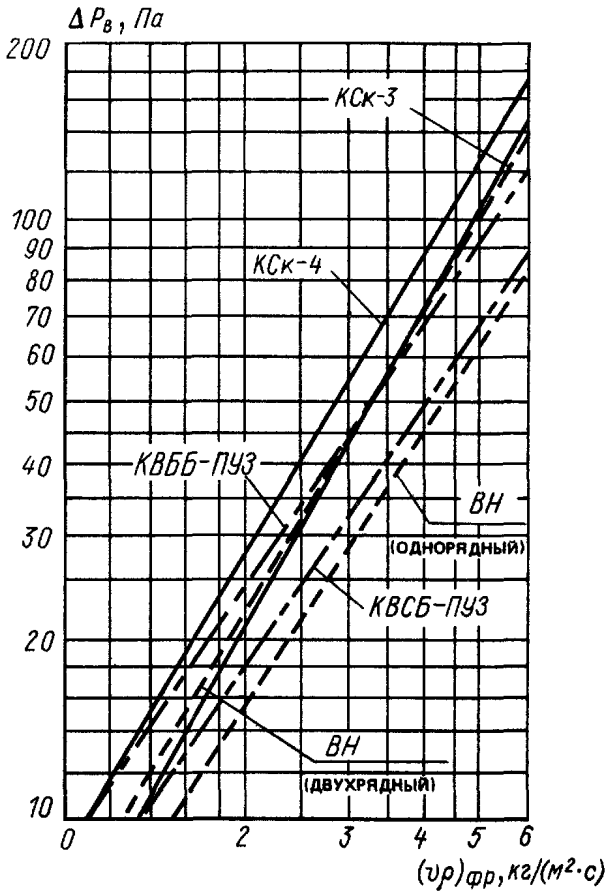


Рис. 21.3. Определение потерь давления по воздуху в одном теплообменнике

←

пенсации расширения теплоносителя и удаления воздуха.

Объем промежуточного теплоносителя определяется с учетом вместимости системы (трубопроводов, теплоутилизаторов, расширительного бака) и объема, необходимого для подпитки.

В системах с раствором хлористого кальция при необходимости демонтажа или промывки системы раствор сливается в бак для приготовления или сбора раствора или в специальные емкости для повторного использования, так как сбрасывать такой раствор в канализацию не допускается. Кроме того, в помещениях для приготовления раствора предусматривается приямок для слива в него случайных проливов и подвод водопроводной воды.

Схема системы с двумя (расширительным и растворным) баками и подпиточным насосом, который включается автоматически или вручную по сигналу о снижении уровня раствора, приведена на рис. 21.2.

Как правило, поверхности оборудования ТУБ, трубопроводов, баков и арматуры СУПТ теплоизолируются с целью предотвращения выпадения конденсата на их поверхности, а также с целью уменьшения потери теплоты.

Аэродинамические характеристики (потери давления по воздуху) $\Delta P_в$ теплообменников-теплоутилизаторов в зависимости от массовой скорости движения воздуха во фронтальном сечении $(\upsilon\rho)_{фр}$ приведены на рис. 21.3.

Гидравлический расчет СУПТ при теплоносителе воде выполняется традиционным методом. При гидравлическом расчете СУПТ при теплоносителе растворе хлористого кальция потери давления на трение в трубопроводах

ТАБЛИЦА 21 2 ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ $\Delta P_ж$ В ТРУБОПРОВОДАХ (НА 1 М) ПРИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕ ВОДНОМ РАСТВОРЕ ХЛОРИСТОГО КАЛЬЦИЯ

Скорость движения теплоносителя, м/с	Значения $\Delta P_ж$, Па/м², при диаметре трубопровода, мм					
	32	40	50	70	102	150
0,5	200	119,1	110,177	72,3	46,1	26,8
0,7	373,8	277,2	204,2	133,4	84,6	50,6
1,0	725	535,9	404,9	259,5	163,7	99,3
1,2	1018,2	750	548,8	367,5	231,5	140
1,5	1527,4	1155,6	944	555	354,3	209,9
2,0	2639	1965	1476,8	952,7	607,3	365,2

принимают по табл 21 2, а потери давления в теплоутилизаторах определяют по формуле

$$\Delta P_ж = C_ж w^2, \qquad (21\ 1)$$

где $C_ж$ – коэффициент для одного теплообменника, определяемый по табл 21 3 При последовательно-параллельной обвязке ТУБ значение $C_ж$ принимается с учетом количества теплообменников, соединенных последовательно по теплоносителю

ТАБЛИЦА 21 3 КОЭФФИЦИЕНТ $C_ж$ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПО ТЕПЛОНОСИТЕЛЮ (РАСТВОР $CaCl_2$)

Тип теплообменника	Индекс	Коэффициент $C_ж$, (Па с²)/м⁴
Воздухонагреватель биметаллический со спирально-накатным оребрением КСк3	КСк3-6-02ХЛ3А	15782
	КСк3-7-02ХЛ3А	16884
	КСк3-8-02ХЛ3А	18018
	КСк3-9-02ХЛ3А	19152
	КСк3-10-02ХЛ3А	21420
	КСк3-11-02ХЛ3А	44730
	КСк3-12-02ХЛ3А	83601
Воздухонагреватель биметаллический со спирально-накатным оребрением КСк4	КСк4-6-02ХЛ3А	16947
	КСк4-7-02ХЛ3А	18081
	КСк4-8-02ХЛ3А	19215
	КСк4-9-02ХЛ3А	27481
	КСк4-10-02ХЛ3А	22554
	КСк4-11-02ХЛ3А	48384
	КСк4-12-02ХЛ3А	92610
Калорифер стальной пластинчатый КВСБ-ПУЗ	КВС6В-ПУЗ	18554
	КВС7Б-ПУЗ	19656
	КВС8Б-ПУЗ	20790
	КВС9Б-ПУЗ	21924
	КВС10Б-ПУЗ	24192
	КВС11Б-ПУЗ	25830
	КВС12Б-ПУЗ	40824

Продолжение табл 21 3

Тип теплообменника	Индекс	Коэффициент $C_ж$, (Па с²)/м⁴
Калорифер стальной пластинчатый КВББ-ПУЗ	КВБ6Б-ПУЗ	16443
	КВБ7Б-ПУЗ	17577
	КВБ8Б-ПУЗ	18711
	КВБ9Б-ПУЗ	19807
	КВБ10Б-ПУЗ	25578
	КВБ11Б-ПУЗ	27279
	КВБ12Б-ПУЗ	45171
Базовый теплообменник центральных кондиционеров КТЦ3 (без обводного канала)	H = 1, однорядный	11781
	$Б$ = 0,828, двухрядный	24633
	H = 1, однорядный	15246
	$Б$ = 1,655, двухрядный	28224
	H = 1,25, однорядный	13734
	$Б$ = 0,828, двухрядный	27594
	H = 1,25, однорядный	19788
	$Б$ = 1,655, двухрядный	33705
	H = 1,5, однорядный	21924
	$Б$ = 1,655, двухрядный	41948
	H = 2, однорядный	28476
	$Б$ = 1,655, двухрядный	55692

Примечание H – высота теплообменника, м, $Б$ – длина трубок в теплообменнике, м

Как указывалось выше, СУПТ включает две группы теплообменников: теплоутилизаторы – воздухоохладители в потоке удаляемого воздуха и теплоутилизаторы-воздухонагреватели в потоке приточного. Поэтому расчет тепломассопереноса в таких системах отличается от расчета группы одиночных теплообменников (воздухонагревателей приточных установок) тем, что помимо параметров приточного и удаляемого воздуха неизвестной является еще температура жидкости на входе в теплообменники. Кроме того, теплоутилизатор-воздухоохладитель может работать как в «сухом» режиме, так и в режиме с выпадением конденсата на всей или части поверхности.

Основной теплотехнической характеристикой СУПТ является общий относительный перепад температур по приточному воздуху $\theta_{об.1}$, определяемый по формуле

$$\theta_{об1} = \frac{t_{в.к1} - t_{в.н1}}{t_{в.н2} - t_{в.н1}}, \qquad (21.2)$$

где $t_{в.н1}$, $t_{в.н2}$ – начальные температуры приточного и удаляемого воздуха, °С; $t_{в.к1}$ – конечная температура приточного воздуха, °С.

21.2.3. Технологические схемы

СУПТ могут предусматриваться для одиночных установок (одна приточная и одна вытяжная) или для группы установок (несколько приточных и вытяжных) с индивидуальными ТУБ в каждой установке, либо для группы установок (несколько приточных и вытяжных) с одним ТУБ для всех приточных и с индивидуальными ТУБ в каждой вытяжной установке или с одним ТУБ для всех вытяжных установок и с индивидуальными ТУБ в каждой приточной установке.

В одну систему целесообразно объединять группы приточных и вытяжных установок с одинаковым режимом работы, с близкими начальными параметрами воздуха в каждой из групп.

Для нормального функционирования систем утилизации с промежуточным теплоносителем необходимо предусматривать средства контроля и автоматизации, обеспечивая поддержание температуры приточного воздуха и защиту от замерзания теплоносителя, от инееобразования на теплообменной поверхности ТУБ вытяжных установок, от опорожнения контура промежуточного теплоносителя.

Защиту ТУБ от инееобразования предусматривают путем периодического отключения насоса циркуляционного контура или приточной установки либо устройства обвода по теплоносителю. Следует иметь в виду, что периодическое отключение насоса или приточной установки возможно только в СУПТ, в которых промежуточный теплоноситель имеет температуру замерзания раствора, равную минимальной расчетной температуре наружного воздуха.

Способ защиты от замерзания теплоутилизаторов приточных установок определяется в зависимости от температуры замерзания принятого теплоносителя, скорости теплоносителя, запаса по теплообменной поверхности дополнительных воздухонагревателей, необходимости резервирования теплоснабжения СУПТ и т. д.

В серии 904.02.26-86 СантехНИИпроектом разработано 48 технологических схем и автоматизации СУПТ.

На рис. 21.4, *а* приведена принципиальная схема СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя. Поддержание температуры приточного воздуха обеспечивается постепенным открытием клапана *3* по сигналу датчика температуры *8* при повышении температуры приточного воздуха и закрытием клапана *1* ТУБ приточной установки, если температура приточного воздуха продолжает расти. Регулирование теплопроизводительности ТУБ и соответственно установка клапана *1* не требуются, если температура воздуха после ТУБ в течение всего отопительного сезона ниже требуемой температуры приточного воздуха.

Защита промежуточного теплоносителя от замерзания обеспечивается открытием клапана *1* по сигналу датчика температуры *2*, если температура теплоносителя после ТУБ приточной установки снижается ниже заданной, и последующим отключением вентилятора приточной установки при дальнейшем уменьшении температуры.

Защита теплоносителя воды от замерзания в трубках дополнительного воздухонагревателя обеспечивается открытием клапана *8* по сигналу датчика *7* при снижении температуры теплоносителя после воздухонагревателя ниже допустимой или по сигналу датчика *6* при

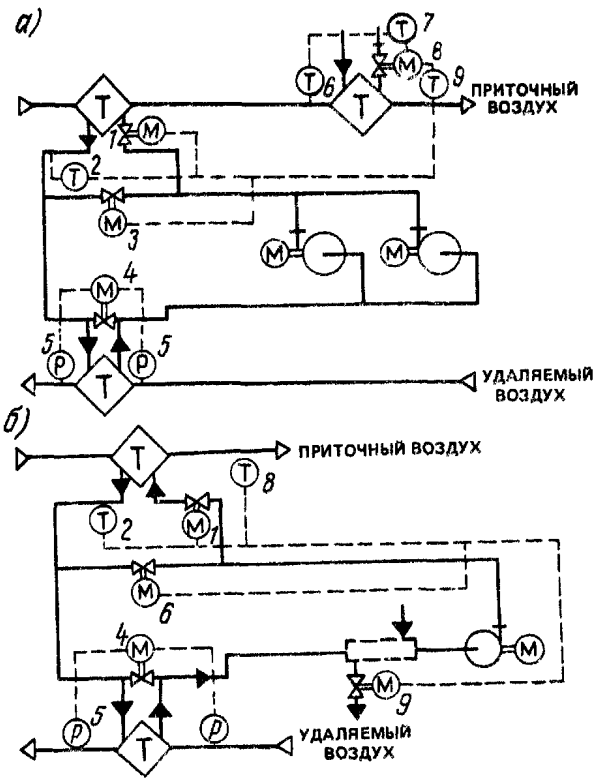


Рис. 21.4. Принципиальные схемы СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя (*а*) и с подогревом (*б*)

снижении температуры воздуха перед воздухонагревателем в нерабочее время ниже 2–3°С. Защита от инеообразования на теплообменной поверхности ТУБ вытяжных установок предусматривается открытием клапана *4* по сигналу датчика перепада давлений *5* в вытяжном канале и пропуском части промежуточного теплоносителя в обвод ТУБ вытяжных установок.

На рис. 21.4,*б* приведена принципиальная схема СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя. Поддержание температуры приточного воздуха обеспечивается постепенным закрытием клапана *9* при повышении температуры приточного воздуха по сигналу датчика температуры *8* и открытием клапана *6*, если температура приточного воздуха продолжает расти. Для систем, в которых предусматриваются индивидуальные регулирующие клапаны у каждого ТУБ приточных установок, поддерживается температура промежуточного теплоносителя с коррекцией по температуре наружного воздуха; при повышении температуры приточного воздуха по сигналу датчика *8* закрывается клапан *1*. Защита промежуточного теплоносителя от замерзания и инеообразования в ТУБ вытяжных установок аналогична схеме на рис. 21.4, *а*.

21.2.4. Инженерный метод расчета СУПТ

Для выполнения теплотехнического расчета СУПТ имеется автоматизированная программа расчета СУТ-2 для ЕС ЭВМ в системе ОС. Программа хранится в МНИИТЭП (Московском научно-исследовательском и проектном институте экспериментального проектирования). Автоматизированная программа, повышая точность расчета и сокращая трудоемкость проектирования, позволяет рассчитывать СУПТ с подогревом и без подогрева промежуточного теплоносителя, проводить многовариантное проектирование, выбирать оптимальную по экономической эффективности систему утилизации, определять часовую и годовую экономию тепловой энергии.

МНИИТЭП (д-р техн. наук М. Я. Поз и канд.техн.наук В. И. Сенатова) разработан также графоаналитический метод расчета СУПТ, приведенный в серии 904.02.26-86 «Системы вентиляции зданий с утилизацией теплоты удаляемого воздуха в жидкостно-воздушных теплоутилизаторах с промежуточным теплоносителем».

Для СУПТ с одиночными установками или группами приточных и вытяжных установок с близкими начальными параметрами воздуха в каждой группе (разница температур до 10°С или относительной влажности до 20%), а также для ориентировочных расчетов и расчетов на стадии проект допускается пользоваться упрощенным графоаналитическим методом.

Упрощенный графоаналитический метод расчета СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя. Теплотехнический расчет выполняется в такой последовательности.

1. Выбирают параллельную или последовательно-параллельную (рис. 21.5) схему присоединения ТУБ группы *m* приточных и группы *n* вытяжных установок к циркуляционному контуру промежуточного теплоносителя.

2. Задается тип теплоутилизаторов, их количество во фронтальном сечении ТУБ, схема обвязки по теплоносителю.

Число рядов трубок *n* в ТУБ по глубине принимается в зависимости от степени суро-

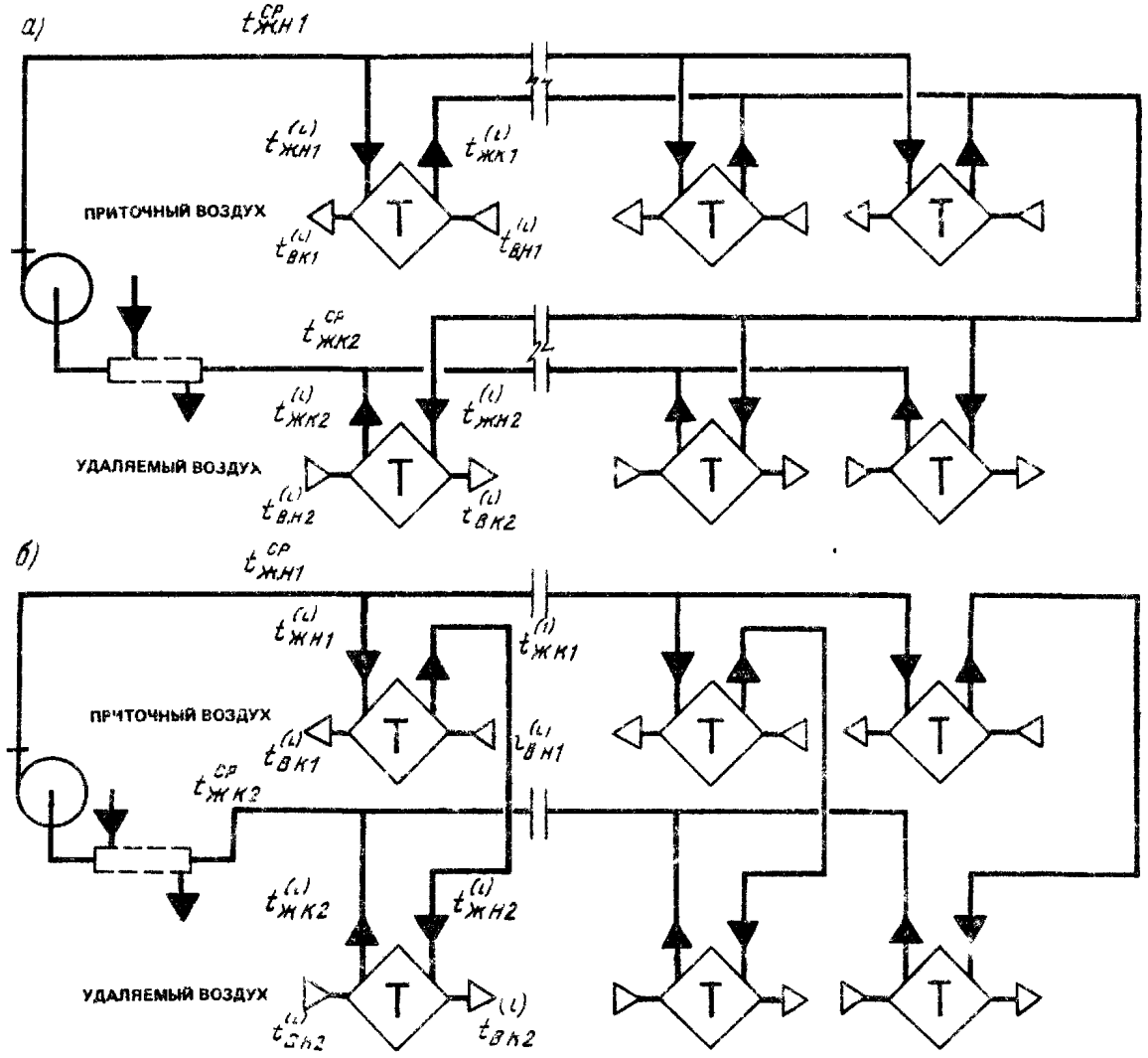


Рис 21 5 Схемы параллельного (*а*) и последовательно параллельного (*б*) присоединения ТУБ к циркуляционному контуру

вости наружного климата τ в холодный период года равным 8–9 рядам при τ > – 5000 С ч, 10 12 рядам трубок при – 5000 ≥ τ ≥ – – 26000 С ч и 16 рядам трубок при τ < < – 26000 С ч

Величина τ определяется по формуле

$$\tau = t_{в\,н1}^{ср(от)} \tau^{от} \qquad (21\,3)$$

где $\tau^{от}$ – длительность отопительного периода ч, $t_{в\,н1}^{р(от)}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период С

3 Площадь живого сечения по теплоносителю $f_{ж}^{(i)}$, фронтального сечения по воздуху $f_{в\,фр}^{(i)}$, поверхности нагрева $F^{(i)}$ для каждого ТУБ принимают по данным для воздухонагревателей, выбранных в качестве теплоутилизаторов.

4 Средние параметры для группы m приточных и n вытяжных установок

$t_{в\,н1}^{ср}$, $t_{в\,н2}^{ср}$ средние начальные температуры приточного и удаляемого воздуха, С,

$\varphi_{в\,н2}^{ср}$ средняя начальная относительная влажность удаляемого воздуха, %,

$I_{в\,н2}^{ср}$ средняя начальная энтальпия удаляемого воздуха, кДж/кг

5 Среднюю температуру двух потоков воздуха $t_{в}^{ср}$ определяют по формуле

$$t_{в}^{ср} = \frac{t_{в\,н2}^{ср} + t_{в\,н1}^{(i)\,мин}}{2}, \qquad (21\,4)$$

где $t_{в\,н1}^{(i)\,мин}$ наименьшая величина из начальных температур приточного воздуха для m приточных установок, °С

6 Выбирают вид теплоносителя при $t_{в}^{ср} <$ < 12°С – водный раствор хлористого кальция, при $t_{в}^{ср} \geq 12$°С – воду

7 Оптимальное отношение водяных эквивалентов потоков воздуха и теплоносителя $W_1^{опт}$ для ТУБ приточных установок определяют по формуле

$$W_1^{опт} = 0{,}55 + 0{,}4\frac{\Sigma G_{в1}}{\Sigma G_{в2}} - 0{,}006\,(\varphi_{в\,н2}^{ср} - 30), \qquad (21\,5)$$

где $\Sigma G_{в1}$ и $\Sigma G_{в2}$ – суммарные расходы приточного и удаляемого воздуха, кг/ч.

8. Расход промежуточного теплоносителя в системе вычисляют по формуле

$$G_{ж} = \Sigma G_{в1}\, c_{в} / W_1^{опт} c_{ж}, \qquad (21.6)$$

где $c_{в}$, $c_{ж}$ – теплоемкость воздуха и теплоносителя.

9. Расход теплоносителя для каждой приточной $G_{ж1}^{(i)}$ и вытяжной $G_{ж2}^{(i)}$ установки определяют по формуле

$$G_{ж}^{(i)} = G_{в}^{(i)} G_{ж} / \Sigma G_{в}, \qquad (21.7)$$

где $G_{в}^{(i)}$, $\Sigma G_{в}$ – массовый расход одной приточной и общий расход всех приточных установок или массовый расход одной вытяжной и общий расход всех вытяжных установок, кг/ч.

10. Скорость движения теплоносителя в трубках теплоутилизаторов каждой приточной $w_1^{(i)}$ и вытяжной $w_2^{(i)}$ установки, среднее значение скорости $w_2^{ср}$ для n вытяжных, а также при теплоносителе воде $w_1^{ср}$ для m приточных установок вычисляют по формулам:

$$w^{(i)} = \frac{G^{(i)}}{3600 f_{ж}^{(i)}}; \qquad (21.8)$$

$$w^{ср} = \frac{\Sigma G}{3600 \Sigma f_{ж}}, \qquad (21.9)$$

где $f_{ж}^{(i)}$, $\Sigma f_{ж}$ – площадь живого сечения, м^2, прохода по теплоносителю i-го ТУБ или суммарная для n вытяжных установок либо для m приточных установок.

Если $w^{(i)} > 1{,}5$ м/с, то W_1 принимается равным единице и расчет повторяется по формулам (21.6) и (21.7).

11. Массовую скорость движения воздуха во фронтальном сечении каждой приточной $(v\rho)_{фр1}^{(i)}$ и вытяжной $(v\rho)_{фр.2}^{(i)}$, среднее значение для n вытяжных установок $(v\rho)_{фр.2}^{ср}$, а также при теплоносителе воде $(v\rho)_{фр1}^{ср}$ для m приточных установок определяют по формулам:

$$(v\rho)_{фр}^{(i)} = \frac{G_{в}^{(i)}}{3600 f_{фр}^{(i)}}; \qquad (21.10)$$

$$(v\rho)_{фр}^{ср} = \frac{\Sigma G_{в}}{3600 \Sigma f_{фр}}, \qquad (21.11)$$

где $f_{фр}^{(i)}$, $\Sigma f_{фр}$ – площадь фронтального сечения, м^2, i-го ТУБ или суммарная площадь ТУБ для n вытяжных или m приточных установок; $G_{в}^{(i)}$, $\Sigma G_{в}$ – массовый расход, кг/г, i-го ТУБ либо общий расход ТУБ для n вытяжных или m приточных установок.

12. Безразмерный параметр для каждого ТУБ приточной $Fo_1'^{(i)}$ и вытяжной $Fo_2'^{(i)}$ установки вычисляют по формуле

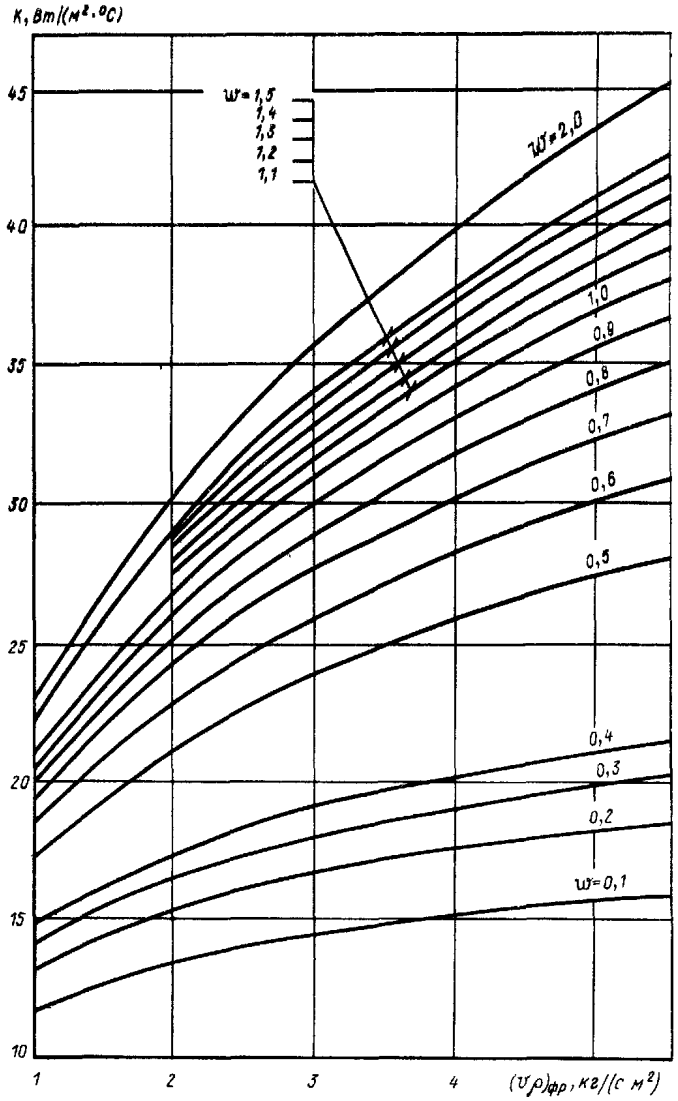


Рис. 21.6. Определение коэффициентов теплопередачи K воздухонагревателей КТЦ-3 двухрядных (раствор $CaCl_2$).

$$Fo'^{(i)} = \frac{3{,}6\, K^{(i)} F^{(i)}}{G_{в}^{(i)} c_{в}}, \qquad (21.12)$$

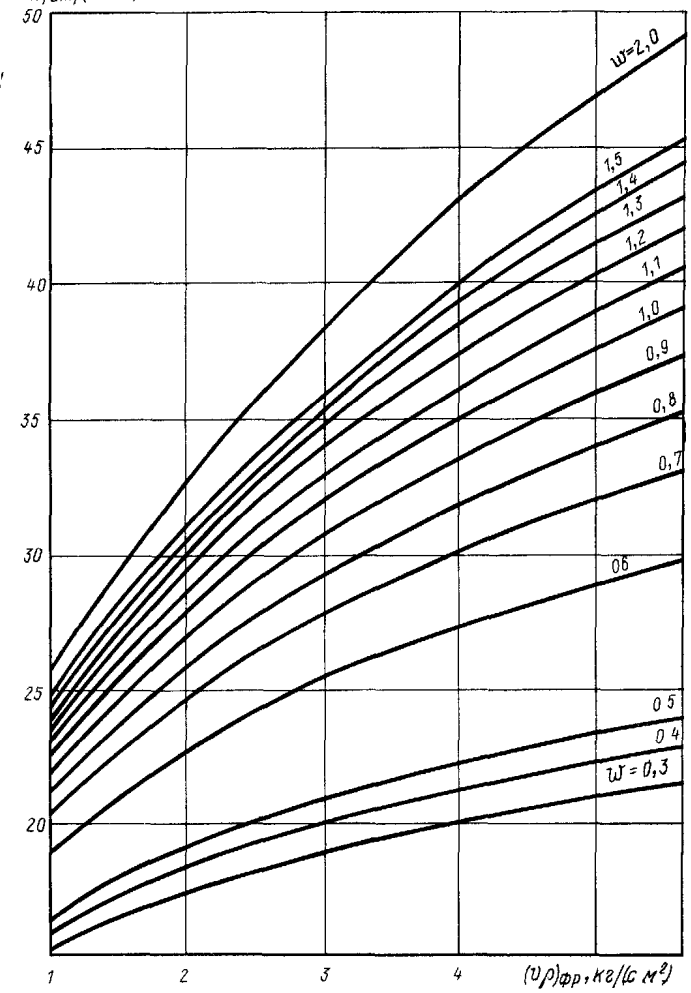
где $K^{(i)}$ – находят по рис. 21.6–21.8 при соответствующих значениях $w^{(i)}$ и $(v\rho)_{фр}^{(i)}$; при теплоносителе воде $K^{(i)}$ находят по данным для воздухонагревателей, выбранных в качестве теплоутилизаторов; $c_{в}$ – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С); $K^{(i)}$, $F^{(i)}$, $G_{в}^{(i)}$ – соответственно коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С), площадь поверхности нагрева, м^2, и массовый расход воздуха, кг/ч, каждой приточной и вытяжной установки.

13. Отношение водяных эквивалентов потоков W_2 для ТУБ вытяжных установок будет равно:

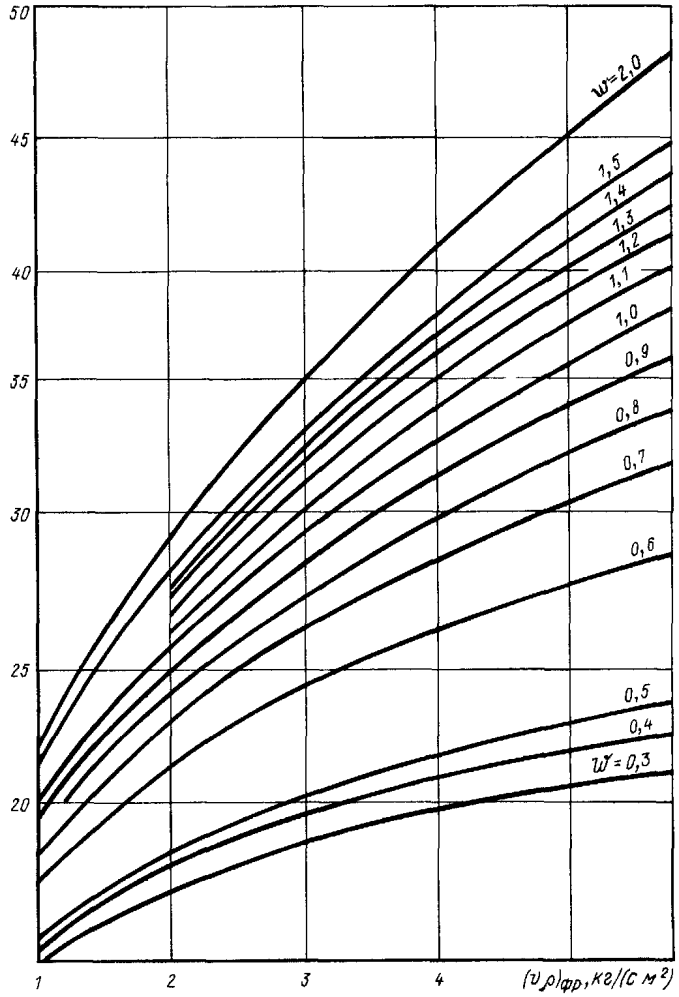
$$W_2 = \frac{\Sigma G_{в2}\, c_{в}}{G_{ж} c_{ж}}. \qquad (21.13)$$

14. Общий относительный перепад температур $\theta^{(i)}$ для условных установок с объемным

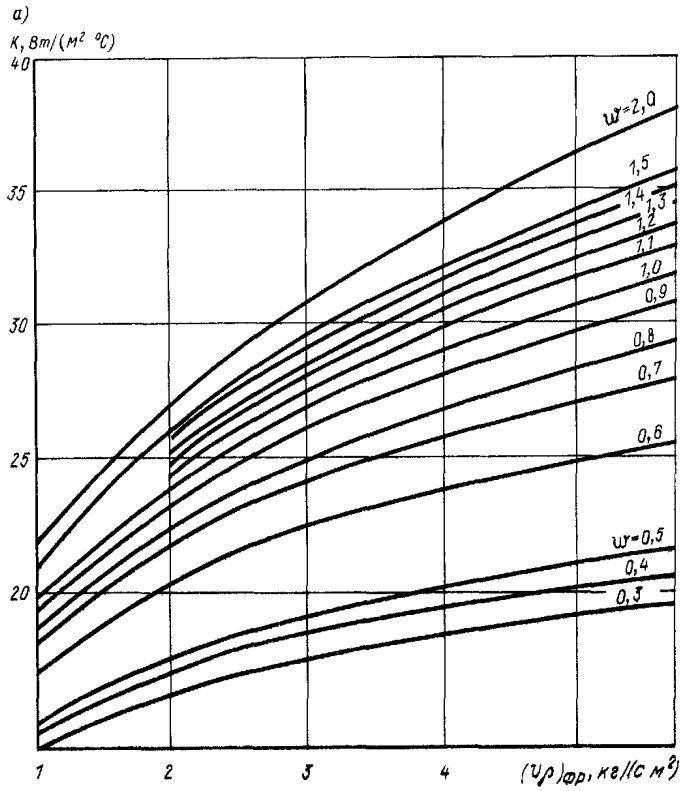
а)


K, Вт/(м² °С)
50
45
40
35
30
25
20
w=2,0
1,5
1,4
1,3
1,2
1,1
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
w = 0,3
1
2
3
4
(υρ)фр, кг/(с м²)

б)


K, Вт/(м² °С)
50
45
40
35
30
25
20
w=2,0
1,5
1,4
1,3
1,2
1,1
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4
w = 0,3
1
2
3
4
(υρ)фр, кг/(с м²)

а)


K, Вт/(м² °С)
40
35
30
25
20
w=2,0
1,5
1,4
1,3
1,2
1,1
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
w=0,5
0,4
0,3
1
2
3
4
(υρ)фр, кг/(с м²)

б)

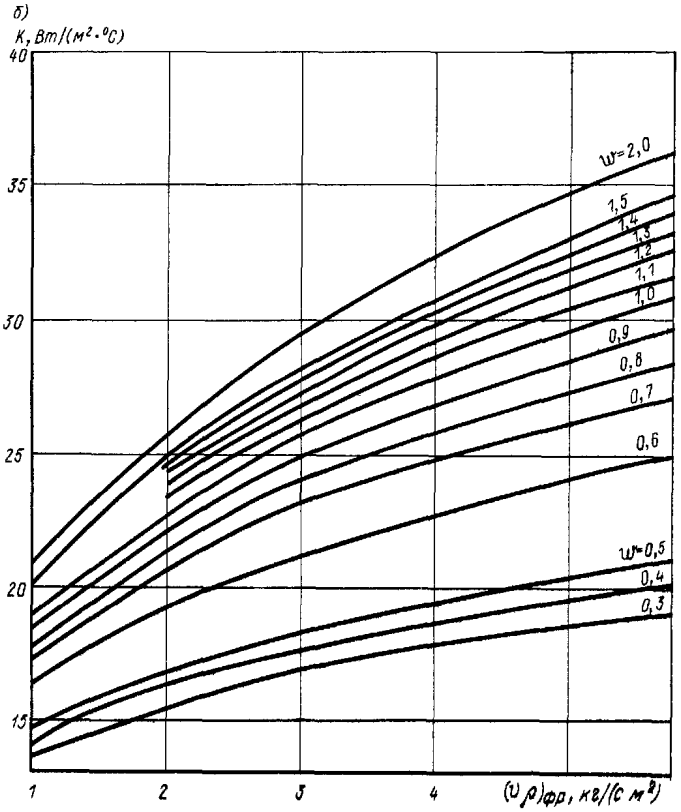

K, Вт/(м².°С)
40
35
30
25
20
15
w=2,0
1,5
1,4
1,3
1,2
1,1
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
w=0,5
0,4
0,3
1
2
3
4
(υρ)фр, кг/(с м²)

ТАБЛИЦА 21.4. ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПЕРЕПАДЫ ТЕМПЕРАТУР θ ДЛЯ ГРУППЫ ТЕПЛООБМЕННИКОВ (ПО ХОДУ ВОЗДУХА)

Параметр	Значения θ при отношении водяных эквивалентов							
	0,5	0,7	0,9	1,1	1,4	2,0	3,0	4,0
0,3	0,259	0,246	0,235	0,226	0,215	0,196	0,172	0,153
0,4	0,323	0,306	0,292	0,28	0,264	0,237	0,204	0,178
0,5	0,281	0,359	0,341	0,326	0,305	0,271	0,228	0,196
0,6	0,431	0,406	0,385	0,366	0,341	0,3	0,248	0,209
0,7	0,476	0,448	0,423	0,401	0,372	0,324	0,268	0,219
0,8	0,517	0,485	0,457	0,432	0,4	0,345	0,276	0,226
0,9	0,553	0,518	0,488	0,46	0,424	0,362	0,286	0,232
1,0	0,586	0,549	0,515	0,485	0,445	0,378	0,294	0,236
1,1	0,617	0,576	0,541	0,507	0,464	0,391	0,301	0,239
1,2	0,644	0,601	0,564	0,527	0,481	0,402	0,306	0,242
1,3	0,668	0,625	0,585	0,546	0,496	0,413	0,311	0,244
1,4	0,691	0,644	0,604	0,564	0,511	0,422	0,315	0,245
1,5	0,712	0,665	0,623	0,58	0,524	0,43	0,318	0,246
1,6	0,731	0,682	0,638	0,593	0,536	0,437	0,32	0,247
1,7	0,748	0,699	0,652	0,607	0,546	0,443	0,323	0,248
1,8	0,764	0,714	0,665	0,62	0,556	0,449	0,324	0,248
1,9	0,779	0,729	0,677	0,632	0,565	0,454	0,326	0,249
2,0	0,793	0,742	0,69	0,643	0,574	0,458	0,327	0,249
2,1	0,806	0,755	0,703	0,652	0,582	0,462	0,328	0,249
2,2	0,818	0,765	0,714	0,66	0,589	0,466	0,329	0,249
2,3	0,829	0,776	0,722	0,67	0,596	0,469	0,33	0,25
2,4	0,839	0,788	0,732	0,678	0,602	0,472	0,33	0,25
2,5	0,849	0,797	0,742	0,685	0,608	0,474	0,331	0,25
2,6	0,858	0,806	0,751	0,693	0,613	0,477	0,331	0,25
2,7	0,866	0,814	0,756	0,701	0,618	0,479	0,332	0,25
2,8	0,875	0,822	0,765	0,708	0,623	0,481	0,332	0,25
2,9	0,881	0,83	0,772	0,713	0,628	0,483	0,332	0,25
3,0	0,888	0,837	0,78	0,72	0,632	0,484	0,332	0,25
3,1	0,895	0,844	0,786	0,726	0,636	0,486	0,332	0,25
3,2	0,901	0,85	0,792	0,731	0,64	0,487	0,332	0,25
3,3	0,907	0,856	0,798	0,736	0,643	0,488	0,333	0,25
3,4	0,912	0,862	0,804	0,741	0,646	0,489	0,333	0,25
3,5	0,917	0,868	0,809	0,746	0,65	0,49	0,333	0,25

расходом воздуха, равным расходу воздуха каждой приточной $L_1^{(i)}$ и вытяжной $L_2^{(i)}$, принимается по табл. 21.4: $\theta_1^{(i)}$ при соответствующих значениях $Fo_1'^{(i)}$ и W_1; $\theta_2^{(i)}$ – при соответствующих значениях $Fo_2'^{(i)}$ и W_2.

15. Определяем общий относительный перепад температур:

$\theta_{об.1}^{(n)}$ для условной системы с объемным расходом удаляемого воздуха $L_{в2}^{ср}$

$$\theta_{об.1}^{(n)} = \frac{\Sigma(\theta_{об.1}^{2(i)} L_{в2}^{(i)})}{\Sigma L_{в2}^{(i)}}; \qquad (21.14)$$

$\theta_{об.1}^{(m)}$ для условной системы с объемным расходом приточного воздуха $L_{в1}^{ср}$

$$\theta_{об.1}^{(m)} = \frac{\Sigma(\theta_{об.1}^{1(i)} L_{в1}^{(i)})}{\Sigma L_{в2}^{(i)}}, \qquad (21.15)$$

где $L_{в2}^{(i)}$ и $L_{в1}^{(i)}$ – объемный расход воздуха каждой вытяжной и каждой приточной установки.

16. Средний общий относительный перепад температур $\theta_{об.1}^{ср}$ для системы утилизации составит:

$$\theta_{об.1}^{ср} = \frac{\theta_{об.1}^{(n)} + \theta_{об.1}^{(m)}}{2}. \qquad (21.16)$$

При теплоносителе воде

←

Рис. 21.7. Определение коэффициентов теплопередачи K калориферов КСк3 (а) и КСк4 (*б*) (раствор $CaCl_2$)

Рис. 21.8. Определение коэффициентов теплопередачи K калориферов КВСП-ПУЗ (*а*) и КВББ-ПУЗ (*б*) (раствор $CaCl_2$)

ТАБЛИЦА 21.5. ПОПРАВОЧНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ $\xi_к$, ξ_θ, $\xi_{\theta_{об}}$ ПРИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕ ВОДЕ

w, м/с	Поправочный коэффициент ξ	$(v\rho)_{фр} = 2$ кг/(м² · °С)						$(v\rho)_{фр} = 4$ кг/(м² · °С)		
		Средняя температура воздуха $t_в^{ср}$, °С								
		7	20	40	60	80	100	7	20	40
0,2	$\xi_к$	1,36	1,48	1,57	1,62	1,66	1,69	1,64	1,78	1,88
	ξ_θ	1,11	1,15	1,17	1,18	1,19	1,2	1,19	1,22	1,25
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,15	1,21	1,24	1,26	1,27	1,29	1,27	1,32	1,36
0,5	$\xi_к$	1,36	1,48	1,57	1,62	1,66	1,69	1,56	1,69	1,8
	ξ_θ	1,11	1,15	1,17	1,18	1,19	1,2	1,17	1,2	1,23
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,15	1,21	1,24	1,26	1,27	1,29	1,24	1,29	1,33
1,0	$\xi_к$	1,05	1,14	1,21	1,25	1,28	1,31	1,12	1,22	1,29
	ξ_θ	1,02	1,05	1,07	1,08	1,09	1,1	1,04	1,07	1,09
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,02	1,07	1,1	1,11	1,12	1,14	1,05	1,1	1,13
1,5	$\xi_к$	1,01	1,1	1,17	1,2	1,23	1,26	1,05	1,14	1,21
	ξ_θ	1,0	1,03	1,06	1,07	1,08	1,08	1,02	1,05	1,07
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,01	1,05	1,08	1,09	1,1	1,11	1,03	1,07	1,09
2,0	$\xi_к$	1,0	1,09	1,16	1,19	1,22	1,25	1,03	1,12	1,18
	ξ_θ	1,0	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08	1,01	1,04	1,06
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,0	1,04	1,07	1,08	1,09	1,11	1,01	1,05	1,08
0,2	$\xi_к$	1,94	1,99	2,03	1,84	2,0	2,12	2,19	2,24	2,29
	ξ_θ	1,26	1,27	1,28	1,24	1,27	1,3	1,32	1,33	1,34
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,38	1,39	1,41	1,35	1,39	1,44	1,48	1,49	1,51
0,5	$\xi_к$	1,86	1,9	1,94	1,74	1,89	2,0	2,07	2,12	2,16
	ξ_θ	1,24	1,25	1,26	1,22	1,25	1,28	1,29	1,3	1,31
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,35	1,37	1,38	1,31	1,36	1,4	1,43	1,45	1,46
1,0	$\xi_к$	1,33	1,36	1,39	1,19	1,29	1,37	1,41	1,44	1,47
	ξ_θ	1,10	1,11	1,12	1,06	1,09	1,12	1,13	1,14	1,15
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,15	1,16	1,17	1,08	1,13	1,16	1,18	1,19	1,2
1,5	$\xi_к$	1,25	1,28	1,31	1,12	1,22	1,29	1,33	1,36	1,39
	ξ_θ	1,08	1,09	1,1	1,04	1,07	1,09	1,11	1,11	1,12
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,11	1,13	1,14	1,05	1,1	1,13	1,15	1,16	1,17
2,0	$\xi_к$	1,22	1,25	1,28	1,05	1,14	1,21	1,25	1,28	1,31
	ξ_θ	1,07	1,08	1,09	1,02	1,05	1,07	1,08	1,09	1,1
	$\xi_{\theta_{об}}$	1,09	1,11	1,12	1,02	1,07	1,1	1,11	1,12	1,14

Примечание. $t_в^{ср}$ определяется по формуле (21.4).

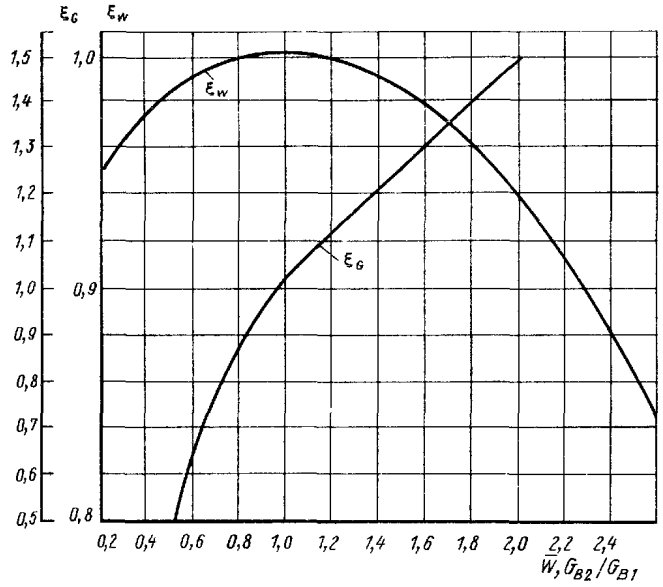


Рис. 21.9. Определение поправочных коэффициентов ξ_G и ξ_w

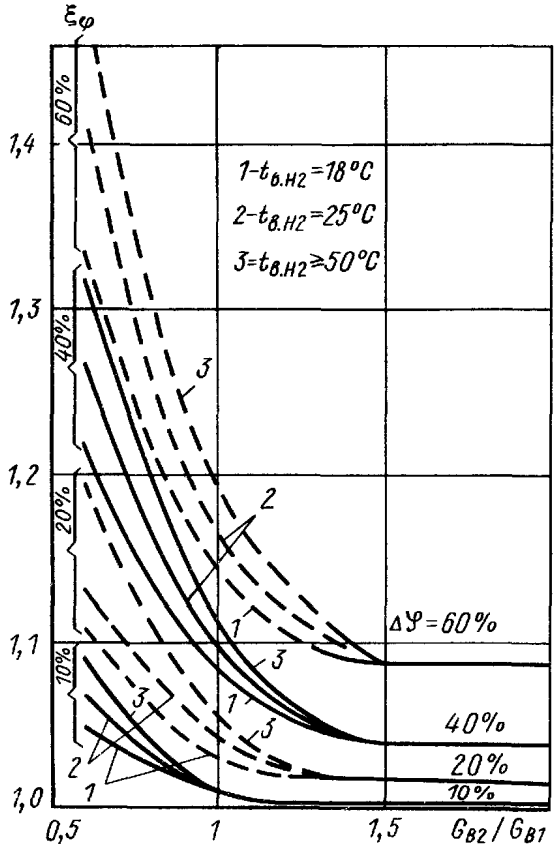


Рис. 21.10. Определение поправочного коэффициента ξ_φ при = 10–60%

$$\theta^{ср}_{об.1} = \frac{\theta^{(m)}_{об\,1}\,\xi^{(m)}_{\theta_{об}} + \theta^{(n)}_{об\,1}\,\xi^{(n)}_{\theta_{об}}}{2}, \qquad (21.17)$$

где $\xi^{(m)}_{\theta_{об}}$ и $\xi^{(n)}_{\theta_{об}}$ – поправочные коэффициенты, учитывающие теплофизические свойства воды, принимаемые по табл. 21.5 при $t^{ср}_{в}$ и соответствующих значениях $w^{ср}_1$, $(v\rho)^{ср}_{фр1}$ и $w^{ср}_2$, $(v\rho)^{ср}_{фр\,2}$.

17. Поправочный коэффициент ξ_w при $W_1 = 1$ определяют по графику на рис. 21.9 по значению $\bar{W}$

$$\bar{W} = 1/W^{опт}_1, \qquad (21.18)$$

где $W^{опт}_1$ вычисляется по формуле (21.5).

18. Поправочный коэффициент ξ_G, учитывающий неравенство расходов приточного и удаляемого воздуха, определяют по графику на рис. 21.9 по значению $\bar{G}_в$

$$\bar{G}_в = \Sigma G_{в2}/\Sigma G_{в1}. \qquad (21.19)$$

ТАБЛИЦА 21.6. ГРАНИЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОЙ ВЛАЖНОСТИ УДАЛЯЕМОГО ВОЗДУХА

$t_{в\,н2}$, °C	Значения $\varphi_{сух}$, %, при $t_{в\,н1}$, °C			
	−20	−30	−40	−50
18	26	17,7	11,7	8,7
25	22	15,4	10	7
50	11,5	8,7	6,7	4

19. Граничное значение относительной влажности удаляемого воздуха $\varphi_{сух}$, при которой не происходит конденсации влаги на поверхности ТУБ принимают по табл. 21.6 при $t^{ср}_{в.н2}$ и $t^{ср}_{в\,н1}$. Если $\varphi^{ср}_{в\,н2} > (\varphi_{сух} + 5)$, то установка работает с выпадением конденсата.

20. Поправочный коэффициент ξ_G, учитывающий выпадение конденсата, определяют по графику на рис. 21.10 по $\Delta\varphi$

$$\Delta\varphi = \varphi^{ср}_{в.н2} - (\varphi_{сух} + 5). \qquad (21.20)$$

21. Уточненная величина среднего общего относительного перепада температур $\theta^{ср(ф)}_{об1}$ будет равна:

$$\theta^{ср(ф)}_{об.1} = \theta^{ср}_{об1}\,\xi_W\,\xi_G\,\xi_\varphi. \qquad (21.21)$$

22. Средняя температура $t^{ут(ср)}_{в.к1}$ приточного воздуха после приточных ТУБ составит:

$$t^{ут(ср)}_{в.к1} = t^{ср}_{в.н1} + \theta^{ср(ф)}_{об.1}(t^{ср}_{в\,н2} - t^{ср}_{в.н1}). \qquad (21.22)$$

23. Средний относительный перепад температур $\theta^{ср}_1$ условной приточной установки с суммарным расходом воздуха определяют по формуле

$$\theta^{ср}_1 = \frac{1 + G_{в1}}{W_1 + 1/\theta^{ср(ф)}_{об.1}}. \qquad (21.23)$$

24. Среднюю температуру промежуточно-

го теплоносителя $t^{ср}_{ж.к2}$ после ТУБ вытяжных установок вычисляют по формуле

$$t^{ср}_{ж.к2} = t^{ср}_{в.н1} + \frac{t^{ут(ср)}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1}}{\theta^{ср}_1}. \quad (21.24)$$

25. Среднюю температуру промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.к1}$ после ТУБ приточных установок определяют по формуле

$$t^{ср}_{ж.к1} = t^{ср}_{ж.н1} - W_1 (t^{ут(ср)}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1}). \quad (21.25)$$

26. Уточняют вид теплоносителя: при $t^{ср}_{ж.к1} > 7°C$ принимаем воду, при $t^{ср}_{ж.к1} \leqslant 7°C$ – незамерзающие растворы солей. Если выбор теплоносителя по п.2 оказался неверным, расчет повторяется по пп. 7–25 для другого теплоносителя.

27. Часовой расход $\theta^{ут(ср)}_ч$ утилизированной теплоты в расчетном режиме вычисляют по формуле

$$\theta^{ут(ср)}_ч = \Sigma G_{в.1}\, c_в\, \theta^{ср(ф)}_{об1} (t^{ср}_{в.н2} - t^{ср}_{в.н1})\, D, \quad (21.26)$$

где D – коэффициент, равный 1 в системе МКГСС, или 1/3600 в СИ.

28. Часовой расход теплоты $\theta^{т(ср)}_ч$ от первичного источника теплоты, необходимый для подогрева приточного воздуха, будет равен:

$$\theta^{т(ср)}_ч = \Sigma G_{в1}\, c_в (t^{ср}_{в.к1} - t^{ут(ср)}_{в\,к1})\, D. \quad (21.27)$$

29. Средняя энтальпия $i^{ср}_{в.к2}$ удаляемого воздуха после ТУБ вытяжных установок

$$i^{ср}_{в.к2} = i^{ср}_{в\,н2} - \frac{\Sigma G_{в.1}\, c_в (t^{ут(ср)}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1})}{\Sigma G_{в2}}. \quad (21.28)$$

30. Средние конечные температуру $t^{ср}_{в.к2}$ и влагосодержание $d^{ср}_{в.к2}$ удаляемого воздуха после ТУБ вытяжных установок определяют по i–d-диаграмме для точки с координатами $i^{ср}_{в.к2}$ и $\varphi = 100\%$.

31. Температуру промежуточного теплоносителя $t_{ж.н2}$ на входе в ТУБ приточных установок определяют с учетом нагрева теплоносителя в трубопроводах циркуляционного контура; допускается принимать $t_{ж.н2} = t^{ср}_{ж.к1}$.

32. При $t_{ж.н2} \leqslant 0°C$ находят критическую температуру наружного воздуха $t^{кр(ср)}_{в.н1}$, ниже которой начинается обмерзание поверхности ТУБ вытяжных установок,

$$t^{кр(ср)}_{в.н1} = \frac{-A(i^{ср}_{в.н2} - D) + t^{ср}_{в.н2}(AB - C)}{1 + AB - C}, \quad (21.29)$$

где D – коэффициент, равный 9,63 кДж/кг (2,3 ккал/кг);

$$A = \frac{\Psi \alpha^{ср}_{в2}}{\alpha^{ср}_{ж2}\, c_в}; \quad (21.30)$$

$$B = \frac{\theta^{ср(ф)}_{об1} \Sigma G_{в1}\, c_в}{\Sigma G_{в2}}; \quad (21.31)$$

$$C = \frac{\theta^{ср(ф)}_{об1}}{\theta^{ср}_1} - W_1\, \theta^{ср(ф)}_{об1}, \quad (21.32)$$

Ψ – коэффициент оребрения: для КСкЗ, КСк4 $\Psi = 16{,}48$; для КВСБ, КВББ $\Psi = 15{,}82$; для ВН $\Psi = 11{,}0$; $\alpha^{ср}_{в2}$ и $\alpha^{ср}_{ж2}$ – средние коэффициенты наружного и внутреннего теплообмена, Вт/(м$^2 \cdot$ °С); принимаются по рис. 21.11 и 21.12.

Если $t^{кр(ср)}_{в.н1} \geqslant t^{р}_{в.н1}$ в холодный период года, необходимо предусматривать защиту от обмерзания ТУБ.

Упрощенный графоаналитический метод расчета СУПТ с подогревом промежуточного теплоносителя. Теплотехнический расчет выполняется в такой последовательности.

1. Расчет выполняется по пп. 1–14 (см. предыдущий пример).

2. Средние параметры $(Fo'_1)^{ср}$ и $(Fo'_2)^{ср}$ для условной приточной и условной вытяжной установок вычисляем по формуле

$$(Fo')^{ср} = \frac{\Sigma (Fo'^{(i)} L^{(i)}_в)}{\Sigma L_в}, \quad (21.33)$$

где $Fo'^{(i)}$, $L^{(i)}_в$, $\Sigma L_в$ – безразмерный параметр, объемный расход воздуха одной, общий объемный расход всех установок в приточном или вытяжном канале.

3. Средние относительные перепады температур для условной приточной $\theta^{ср}_1$ и условной вытяжной $\theta^{ср}_2$ установок принимаем по табл. 21.4 при соответствующих значениях $(Fo'_1)^{ср}$, W_1, $(Fo'_2)^{ср}$ и W_2.

При теплоносителе воде значения $\theta^{ср}_1$ и $\theta^{ср}_2$ принимаются с поправками $\xi_{\theta 1}$ и $\xi_{\theta 2}$ по табл. 21.5 при $t^{ср}_в$ и соответствующих $w^{ср}$ и $(v\rho)^{ср}_{фр}$.

4. Среднюю температуру промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.н1}$ на входе в ТУБ приточных установок определяем по формуле

$$t_{ж.н1} = t^{ср}_{в,н1} + \frac{t^{ср}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1}}{\theta^{ср}_1}, \quad (21.34)$$

где $t^{ср}_{в.к1}$ – средняя конечная температура приточного воздуха, °С.

5. Среднюю температуру промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.к1}$ после ТУБ приточных установок определяем по формуле

$$t^{ср}_{ж.к1} = t^{ср}_{ж.н1} - W_1 (t^{ср}_{в.к1} - t^{ср}_{в.н1}). \quad (21.35)$$

6. Уточняем вид теплоносителя и схему утилизации: при $t^{ср}_{ж.к1} \leqslant 7°C$ применяется не-

замерзающий теплоноситель; при $t^{ср}_{ж.к1} > 7°C$ – вода.

При $t^{ср}_{ж.к1} \geqslant t^{ср}_{в.н2}$ ТУБ вытяжных установок работают в режиме нагрева удаляемого воздуха. В этом случае целесообразно применять СУПТ без подогрева промежуточного теплоносителя.

7. Средние коэффициенты теплопередачи $K^{ср}_2$, наружного $\alpha^{ср}_{в2}$ и внутреннего $\alpha^{ср}_{ж2}$ теплообмена для условной вытяжной установки находим по графикам на рис. 21.6–21.8, 21.11, 21.12 по известным $(v\rho)^{ср}_{фр2}$ и $w^{ср}_2$.

При теплоносителе воде $K^{ср}_2$ принимается с поправкой $\xi_к$, учитывающей теплофизические свойства воды, по известным $w^{ср}_2$, $(v\rho)^{ср}_{фр2}$ и $t^{ср}_в$ (см. табл. 21.5).

8. Относительный перепад температуры $\theta^{ср}_{рс}$, соответствующий температуре точки росы удаляемого воздуха, определяем по формуле

$$\theta^{ср}_{рс} = \frac{K^{ср}_2}{\alpha^{ср}_{в2}}(1 - \theta^{ср}_2) + \theta^{ср}_2. \qquad (21.36)$$

9. Температуру точки росы $t^{ср}_{рс2}$, ниже которой ТУБ вытяжных установок работают в режиме с выпадением конденсата, вычисляем по формуле

$$t^{ср}_{рс} = t^{ср}_{в.н2} - \theta^{ср}_{рс}(t^{ср}_{в.н2} - t^{ср}_{ж.н2}), \qquad (21.37)$$

где $t^{ср}_{ж\,н2} = t_{ж\,к\,1}$

10. Граничное значение относительной влажности удаляемого воздуха $\varphi_{сух}$, при которой не происходит конденсации, находим на $i-d$-диаграмме на пересечении линии $t^{ср}_{в.н2}$ с линией влагосодержания d точки с координатами $t_{рс2}$ и $\varphi = 100\%$.

11. Поправочный коэффициент $\xi^{ср}_{\varphi}$, учитывающий выпадение конденсата, определяем по пп. 19 и 20.

12. Уточненная величина относительного перепада температур потока удаляемого воздуха $\theta^{ср(ф)}_2$

$$\theta^{ср(ф)}_2 = \theta^{ср}_2 \xi^{ср}_{\varphi}. \qquad (21.38)$$

13. Среднюю конечную температуру удаляемого воздуха $t^{ср}_{в.к2}$ вычисляем по формуле

$$t^{ср}_{в.к2} = t^{ср}_{в.н2} - \theta^{ср(ф)}_2(t^{ср}_{в.н2} - t^{ср}_{ж.н2}). \qquad (21.39)$$

14. Конечную температуру промежуточного теплоносителя $t^{ср}_{ж.к2}$ после ТУБ вытяжных установок определяем по формуле

$$t^{ср}_{ж\,к2} = t^{ср}_{ж.н2} + W_2(t^{ср}_{в.н2} - t^{ср}_{в.к2}). \qquad (21.40)$$

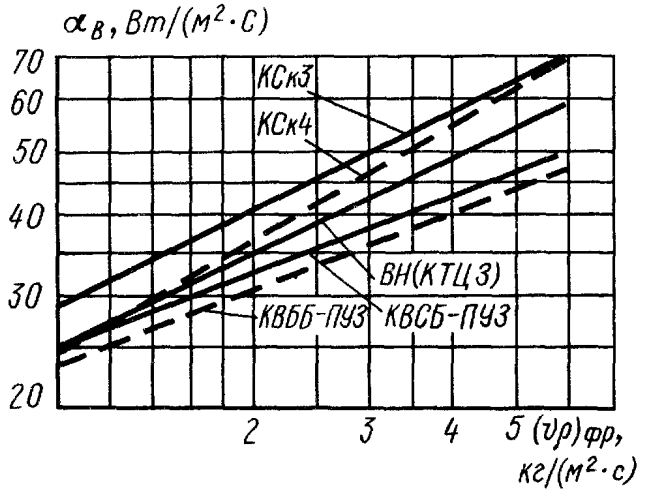


Рис. 21.11. Определение коэффициентов наружного теплообмена для воздухонагревателей типа КСк3, КСк4, КВСБ-ПУЗ, КВББ-ПУЗ и ВН

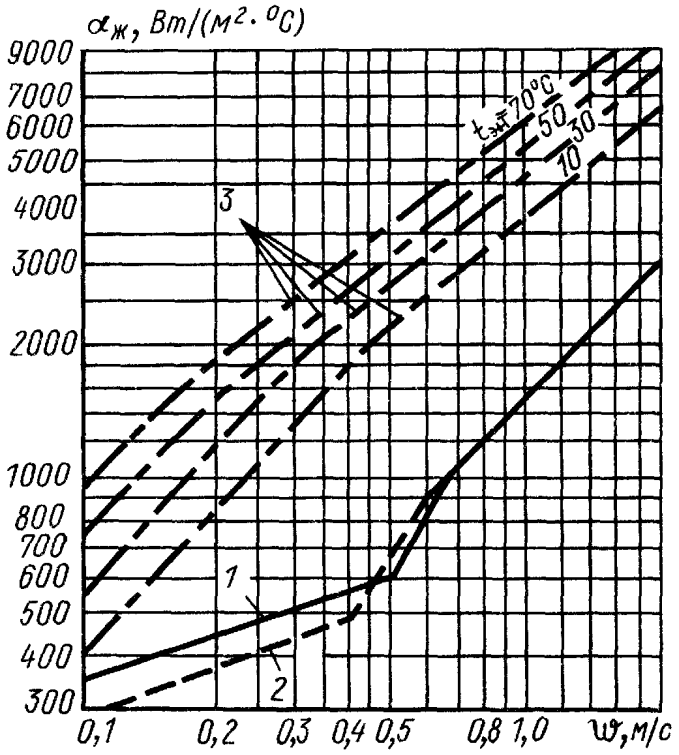


Рис. 21.12. Определение коэффициентов внутреннего теплообмена $\alpha_ж$ для воздухонагревателей

1 – типа КСК, КВСБ-ПУЗ и КВББ-ПУЗ с незамерзающим теплоносителем; *2* – типа ВН с незамерзающим теплоносителем; *3* – типа КСК КВСБ-ПУЗ, КВББ-ПУЗ и ВН с теплоносителем воды

15. Часовой расход утилизированной теплоты $Q^{ут}_ч$

$$Q^{ут}_ч = G_ж c_ж (t^{ср}_{ж.к2} - t^{ср}_{ж.н2}) D. \qquad (21.41)$$

16. Часовой расход теплоты от первичного источника теплоты в водоподогревателе $Q^{вод}_ч$ по формуле

ТАБЛИЦА 21.7. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Установка	Расход воздуха			Параметры воздуха				
	$L_{в\,ном}^{(i)}$, м³/ч	$L_{в}^{(i)}$, м³/ч	$G_{в}^{(i)}$, кг/ч	$t_{в.н2}^{(i)}$, °С	$\varphi_{в.н2}^{(i)}$, %	$i_{в\,н2}^{(i)}$, кДж/кг	$t_{в.н1}^{(i)}$, °С	$t_{в.к1}^{(i)}$ °С
В1	31500	24000	28800	18	10	21,56		
В2	31500	26000	31200	21	40	37,05		
П1	31500	25000	30000				−25	18
П2	31500	30000	36000				−25	20

$t_{в.н1}^{ср(от)} = -3{,}6\,°С$; отопительный период 213 дн.; режим работы двухсменный; $\tau^{от.п} = 2352$ ч.

ТАБЛИЦА 21.8. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ

Установка	Теплоутилизатор	Количество	Число рядов трубок	$f_{фр}^{(i)}$	$f_{ж}^{(i)}$	$F^{(i)}$
				м²		
В1	КСк4-12-02ХЛЗА	3	12	2,488	0,0052	498,75
В2	КСк4-12-02ХЛЗА	3	12	2,488	0,0052	498,75
П1	КСк4-12-02ХЛЗА	3	12	2,488	0,0052	498,75
П2	КСк4-12-02ХЛЗА	3	12	2,488	0,0052	498,75

$$Q_{ч}^{вод} = G_{ж}\,c_{ж}\,(t_{ж.к}^{вод} - t_{ж.н}^{вод})\,D, \qquad (21.42)$$

где $t_{ж.к}^{вод} = t_{ж\,н1}^{ср}$; $t_{ж\,н}^{вод} = t_{ж.к2}^{ср}$;

D – коэффициент, равный 1 в системе МКГСС, или 1/3600 в СИ.

17. Далее расчет выполняется по пп. 29–32.

Пример расчета СУПТ с подогревом. Исходный данные для расчета приведены в табл. 21.7.

В качестве основного оборудования для ТУБ приточных и вытяжных установок используются типовые приточные камеры 2ПК. Схема присоединения ТУБ к циркуляционному контуру – параллельная (см. рис. 21.5, *а*). Расчет выполняется в СИ.

Требуется определить технические характеристики ТУБ, вид теплоносителя, $G_{ж}$, $t_{ж.н1}^{ср}$, $t_{ж.к1}^{ср}$, $t_{в.к2}^{ср}$, $Q_{ч}^{ут}$, $Q_{ч}^{вод}$, $t_{в.к2}^{кр(ср)}$.

Порядок расчета.

1. В качестве теплоутилизаторов для ТУБ принимаем воздухонагреватели КСк4. Находим τ по формуле (21.3):

$\tau = (-3{,}6)\,2532 = -91152\,°С\cdot ч$; $-5000 > \tau = -91152 \geqslant -26000\,°С\cdot ч$.

Выбираем ТУБ для вытяжных и приточных установок с 12 рядами трубок.

2. Из прил. II выписываем технические характеристики теплоутилизаторов и записываем их в табл. 21.8.

3. Определяем средние параметры воздуха:

$$t_{в.н2}^{ср} = \frac{18\cdot 28800 + 21\cdot 31200}{60000} = 19{,}56\,°С;$$

$$i_{в.н2}^{ср} = \frac{21{,}56\cdot 28800 + 37{,}05\cdot 31200}{60000} = 29{,}6\ кДж/кг;$$

$$\varphi_{в.н2}^{ср}\,\frac{10\cdot 28800 + 40\cdot 31200}{60000} = 25{,}6\%;$$

$$t_{в.н1}^{ср} = \frac{(-25)\,30000 + (-25)\,36000}{66000} = -25\,°С.$$

4. Определяем $t_{в.к1}^{ср}$

$$t_{в.к1}^{ср} = \frac{18\cdot 30000 + 20\cdot 36600}{66000} = 19{,}3\,°С.$$

5. По формуле (21.4) вычисляем $t_{в}^{ср}$

$$t_{в}^{ср} = \frac{19{,}56 + (-25)}{2} = -2{,}72\,°С.$$

Так как $t_{в}^{ср} < 12\,°С$, то в качестве теплоносителя принимаем незамерзающий раствор $CaCl_2$.

6. Определяем $W_1^{опт}$ по формуле (21.5)

$$W_1^{опт} = 0{,}55 + 0{,}4\,\frac{66000}{60000} - 0{,}006\,(25{,}6 - 30) = 1{,}02,$$

ТАБЛИЦА 21.9. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ

Установка	$G_{ж}^{(i)}$, кг/ч	$w^{(i)}$, м/с	$(v\rho)_{фр}^{(i)}$, кг/(м^2·с)	$\Delta p_{в}^{(i)}$, кгс/м^2	$K^{(i)}$, Вт/(м^2·°С)	$F_0^{(i)}$	$\theta^{(i)}$
В1	11042	0,47	3,2	18,0	20,5	1,27	0,57
В2	11963	0,51	3,48	21,0	21,5	1,22	0,56
П1	10458	0,433	3,35	18,6	20,4	1,21	0,52
П2	12548	0,53	4,02	27,0	23,5	1,16	0,55

где $\Sigma G_{в1} = 66000$ кг/ч, $\Sigma G_{в2} = 60000$ кг/ч.

$$W_1^{опт} = W_1^{(1)} = W_1^{(2)}$$

7. По формулам (21.6), (21.7) рассчитаем

$$G_{ж} = \frac{66000 \cdot 1{,}006}{1{,}02 \cdot 2{,}825} = 23006 \text{ кг/ч};$$

$$G_{ж1}^{(1)} = \frac{30000 \cdot 23006}{66000} = 10458 \text{ кг/ч};$$

$$G_{ж1}^{(2)} = \frac{36000 \cdot 23006}{66000} = 12548 \text{ кг/ч}.$$

В пп. 7–13 приводятся расчеты для одного теплоутилизатора, для других теплоутилизаторов – в табл. 21.9 (п. 14).

8. Находим $w_1^{(i)}$ и $w_2^{ср}$ по формулам (21.8), (21.9):

$$w_1^{(i)} = \frac{10458}{3600 \cdot 1260 \cdot 0{,}0052} = 0{,}433 \text{ м/с};$$

$$w_2^{ср} = \frac{23006}{3600 \cdot 1260 \cdot 0{,}0052 \cdot 2} = 0{,}49 \text{ м/с}.$$

9. Определим $(v\rho)_{фр1}^{(i)}$, $(v\rho)_{фр2}^{(i)}$, $(v\rho)_{фр2}^{ср}$ по формулам (21.10), (21.11)

$$(v\rho)_{фр2}^{i} = \frac{28800}{3600 \cdot 2{,}488} = 3{,}2 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)};$$

$$(v\rho)_{фр2}^{ср} = \frac{60000}{3600 \cdot 4{,}976} = 3{,}35 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

10. Находим $\Delta P_{в}^{(i)}$ по графикам на рис. 21.3: $\Delta P_{в1}^{(2)} = 62 \cdot 3 = 186$ Па $= 18{,}6$ кгс/м^2, где 62 Па – потери давления в одном теплообменнике.

11. Определяем $Fo_1'^{(i)}$ и $Fo_2'^{(i)}$ по формуле (21.12):

$$Fo_1'^{(i)} = \frac{3{,}6 \cdot 20{,}4 \cdot 498{,}75}{30000 \cdot 1{,}006} = 1{,}21,$$

где $K_1^1 = 20{,}4$ Вт/(м^2·°С); $c_{в} = 1{,}006$ кДж/(кг·°С).

12. Вычисляем W_2 по формуле (21.13):

$$W_2 = \frac{60000 \cdot 1{,}006}{23006 \cdot 2{,}825} = 0{,}93.$$

13. Находим $\theta_1^{(i)}$ и $\theta_2^{(i)}$ по табл. 21.4.

Для условной установки $L_1^{(1)} = 25000$ м^3/ч при $W_1 = 1{,}02$ и $Fo_1'^{(1)} = 1{,}21$ $\theta_1^{(1)} = 0{,}52$.

14. Результаты расчетов по пп. 7–13 приведены в табл. 21.9.

15. Определим $(Fo_1')^{ср}$ и $(Fo_2')^{ср}$ для условной приточной и условной вытяжной установок с общим объемным расходом $\Sigma L_{в1} = 55000$ м^3/ч и $\Sigma L_{в2} = 50000$ м^3/ч по формуле (21.33)

$$(Fo_1')^{ср} = \frac{1{,}21 \cdot 25000 + 1{,}16 \cdot 30000}{55000} = 1{,}18;$$

$$(Fo_2')^{ср} = \frac{1{,}27 \cdot 24000 + 1{,}22 \cdot 26000}{50000} = 1{,}24.$$

16. Найдем $\theta_1^{ср}$ и $\theta_2^{ср}$ по табл. 21.4. Для условной установки с $\Sigma L_{в1} = 55000$ м^3/ч при $(Fo_1')^{ср} = 1{,}18$, $W_1 = 1{,}02$ $\theta_1^{ср} = 0{,}58$.

Для условной установки с $\Sigma L_{в2} = 50000$ м^3/ч при $(Fo_2')^{ср} = 1{,}24$ и $W_2 = 0{,}93$ $\theta_2^{ср} = 0{,}57$.

17. Определим $t_{ж.н.1}^{ср}$ по формуле (21.34)

$$t_{ж.н1}^{ср} = -25 + \frac{19{,}3 - (-25)}{0{,}58} = 51{,}3°\text{C}.$$

18. Вычислим $t_{ж.к1}^{ср}$ по формуле (21.35)

$$t_{ж.к1}^{ср} = 51{,}3 - 1{,}02[19{,}3 - (-25)] = 6{,}1°\text{C}.$$

19. Так как $t_{ж.к1}^{ср} < 7°$С, в качестве теплоносителя сохраняется незамерзающий раствор хлористого кальция.

20. Находим $K_2^{ср}$, $\alpha_{в2}^{ср}$ для условной вытяжной установки по рис. 21.6, 21.11 и 21.12.

При $(v\rho)_{фр2}^{ср} = 3{,}35$ кг/(м^2·с) и $w_2^{ср} = 0{,}49$ м/с $K_2^{ср} = 20{,}8$ Вт/(м^2·°С); $\alpha_{в2}^{ср} = 50$ Вт/(м^2·°С); $\alpha_{ж2}^{ср} = 600$ Вт/(м^2·°С).

21. Определим $\theta_{рс}^{ср}$ по формуле (21.36)

$$\theta_{рс}^{ср} = \frac{20{,}8}{50}(1 - 0{,}57) + 0{,}57 = 0{,}74.$$

22. Вычислим $t_{рс2}^{ср}$ по формуле (21.37)

$$t_{р.с2}^{ср} = 19{,}56 - 0{,}74(19{,}56 - 6{,}1) = 9{,}5°\text{C},$$

где $t_{ж.н2}^{ср} = t_{ж.к1}^{ср} = 6{,}1°$С,

23. Находим по $i - d$-диаграмме влагосо-

держание $d_в = 7{,}3$ г/кг для точки с координатами $t^{ср}_{рс2} = 9{,}5°C$ и $\varphi = 100\%$. Затем для точки, полученной на пересечении $d_в = 7{,}3$ г/кг и линии температуры $t^{ср}_{в.н2} = 19{,}56°C$, находим $\varphi_{сух} = 51\%$, при которой не происходит конденсации $\varphi^{ср}_{в.н2} = 25{,}6\% < \varphi_{сух} + 5 = 51 + 5 = 56\%$.

Следовательно, установки работают без выпадения конденсата, $\theta^{ср}_2 = \theta^{ср(ф)}_2$.

24. Вычислим $t^{ср}_{в.к2}$ по формуле (21.39)

$$t^{ср}_{в.к2} = 19{,}56 - 0{,}57(19{,}56 - 6{,}1) = 11{,}9°C.$$

25. Определим $t^{ср}_{ж.к2}$ по формуле (21.40)

$$t^{ср}_{ж.к2} = 6{,}1 + 0{,}93(19{,}56 - 11{,}9) = 13{,}2°C.$$

26. Вычислим $Q^{ут}_ч$ по формуле (21.41):

$$Q^{ут}_ч = 23006 \cdot 2{,}85(13{,}2 - 6{,}1)/3600 = 129 \text{ кВт}.$$

27. Определим $Q^{вод}_ч$ по формуле (21.42)

$$Q^{вод}_ч = 23006 \cdot 2{,}85(51{,}3 - 13{,}2)/3600 = 693 \text{ кВт},$$

где $t^{вод}_{ж\,к} = t^{ср}_{ж.н1} = 51{,}3°C$; $t^{вод}_{ж\,н} = t^{ср}_{ж.к2} = 13{,}2°C$.

28. Вычислим коэффициенты A, B, C по формулам (21.30)–(21.32)

$$A = \frac{16{,}48 \cdot 50}{600 \cdot 1{,}006} = 1{,}365;$$

$$B = \frac{0{,}575 \cdot 66000 \cdot 1{,}006}{60000} = 0{,}636,$$

где $\theta^{ср}_{об1}$ определяется по формуле

$$\theta^{ср}_{об1} = \frac{\theta^{ср}_1 + \theta^{ср}_2}{2} = \frac{0{,}58 + 0{,}57}{2} = 0{,}575;$$

$$C = \frac{0{,}575}{0{,}58} - 1{,}02 \cdot 0{,}575 = 0{,}4.$$

29. Определим $t^{кр(ср)}_{в.н1}$ по формуле (21.29)

$$t^{кр(ср)}_{в\,н1} = \frac{-1{,}365(29{,}6 - 9{,}63) + 19{,}56(1{,}365 \cdot 0{,}636 - 0{,}4)}{1 + 1{,}365 \cdot 0{,}636 - 0{,}4} = -12{,}3°C.$$

Глава 22
РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ КАНАЛОВ

Воздуховоды и каналы необходимо проектировать в соответствии с требованиями СНиП, учитывая возможности максимальной индустриализации строительно-монтажных работ и применение при этом сборных конструкций из унифицированных деталей, изготовляемых на заводах или в заготовительных мастерских.

При проектировании воздуховодов и каналов для зданий и сооружений, отнесенных по пожарной опасности к категориям *А*, *Б*, *В* и *Е*, следует дополнительно учитывать требования соответствующих нормативных документов.

22.1. РАЗМЕРЫ И МАССА ВОЗДУХОВОДОВ

Размеры круглых и прямоугольных стальных воздуховодов надлежит принимать по табл. 22.1–22.3, прямоугольных асбестоцементных и бетонных коробов – по табл. 22.4, круглых и прямоугольных воздуховодов из винипласта – по табл. 22.5 и 22.6.

ТАБЛИЦА 22 1 НОРМИРУЕМЫЕ РАЗМЕРЫ КРУГЛЫХ ВОЗДУХОВОДОВ ИЗ ЛИСТОВОЙ СТАЛИ

d, мм	Площадь поперечного сечения, м^2	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 м, м^2
100	0,0079	314	0,314
125	0,0123	392	0,392
160	0,02	502	0,502
200	0,0314	628	0,628
250	0,0049	785	0,785
315	0,0615	879	0,879
355	0,099	1115	1,115
400	0,126	1256	1,26
450	0,159	1413	1,41
500	0,96	1570	1,57
560	0,246	1760	1,76
630	0,312	1978	1,98
710	0,396	2230	2,23
800	0,501	2512	2,51
900	0,635	2830	2,83
1000	0,785	3140	3,14
1120	0,985	3520	3,52
1250	1,23	3930	3,93
1400	1,54	4400	4,4
1600	2,01	5030	5,03
1800	2,54	5652	5,65
2000	3,14	6280	6,28

Продолжение табл 22 1

Примечания 1 В качестве нормируемых размеров допускается принимать наружные размеры поперечного сечения воздуховода, указанные в табл 22 3

2 Толщину листовой стали для воздуховодов, по которым перемещается воздух с температурой не выше 80 °С, диаметром до 200, 250 450, 500–800, 900 1250, 1400–1600, 1800–2000 мм, следует принимать соответственно 0,5, 0,6, 0,7, 1,0, 1,2, 1,4 мм

3 Для изготовления воздуховодов, по которым предусматривается перемещение воздуха с температурой более 80 °С или воздуха с механическими примесями, а также для воздуховодов, требующих обработки поверхности перед антикоррозийной защитой, допускается применять листовую сталь толщиной до 1,5 мм Для воздуховодов, по которым предусматривается перемещение абразивной пыли, толщина стали должна быть обоснована

ТАБЛИЦА 22 2 НОРМИРУЕМЫЕ РАЗМЕРЫ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ВОЗДУХОВОДОВ ИЗ ЛИСТОВОЙ СТАЛИ

Внутренний размер, мм	Площадь поперечного сечения м^2	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 м, м^2	Внутренний размер, мм	Площадь поперечного сечения, м^2	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 м, м^2
100 × 150	0,015	500	0,5	600 × 600	0,36	2400	2,4
150 × 150	0,0225	600	0,6	600 × 800	0,48	2800	2,8
150 × 250	0,0375	800	0,8	600 × 1000	0,6	3200	3,2
150 × 300	0,045	900	0,9	600 × 1250	0,75	3700	3,7
250 × 250	0,0625	1000	1,0	800 × 800	0,64	3200	3 2
250 × 300	0,075	1100	1,1	800 × 1000	0,8	3600	3,6
250 × 400	0,1	1300	1,3	800 × 1200	0,96	4000	4,0
250 × 500	0,125	1500	1,5	800 × 1600	1,28	4800	4,8
400 × 400	0,16	1600	1,6	1000 × 1000	1,0	4000	4,0
400 × 500	0,2	1800	1,8	1000 × 1250	1,25	4500	4,5
400 × 600	0,24	2000	2,0	1000 × 1600	1,6	5200	5,2
400 × 800	0,32	2400	2,4	1000 × 2000	2,9	6000	6,0
500 × 500	0,25	2000	2,0	1250 × 1250	1,56	5000	5,0
500 × 600	0,3	2200	2,2	1250 × 1600	2,0	5700	5,7
500 × 800	0,4	2600	2,6	1250 × 2000	2,5	6500	6,5
500 × 1000	0,5	3000	3,0	1600 × 1600	2,56	6400	6,4
				1600 × 2000	3,2	7200	7,2

Примечания 1 Толщину листовой стали для воздуховодов прямоугольного сечения рекомендуется принимать в зависимости от размеров большей стороны, мм

до 250 включ	0,5
300–1000 »	0,7
1250–2000 »	0,9

2 См примечание 1 к табл 22 1

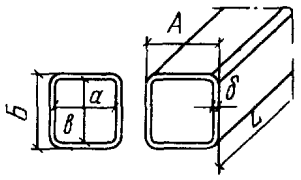
ТАБЛИЦА 22.3. НОРМИРУЕМЫЕ РАЗМЕРЫ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ВОЗДУХОВОДОВ ИЗ ЛИСТОВОЙ СТАЛИ

Внутренний размер, мм	Площадь поперечного сечения, м²	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 м, м²	Внутренний размер, мм	Площадь поперечного сечения, м²	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 м, м²
2000 × 2000	4,0	8000	8	3200 × 2000	6,4	10400	10,4
2500 × 1200	3,0	7400	7,4	3200 × 2500	8,0	11400	11,4
2500 × 1600	4,0	8200	8,2	3200 × 3200	10,24	12800	12,8
2500 × 2000	5,0	9000	9,0	4000 × 2500	10,0	13000	13,0
2500 × 2500	6,25	10000	10,0	4000 × 3200	12,8	14400	14,4
3200 × 1600	5,12	9600	9,6				

Примечание. Для воздуховодов прямоугольного сечения, имеющих одну из сторон более 2000 мм, и воздуховодов сечением 2000 × 2000 мм толщина стали должна быть обоснована.

Для изготовления воздуховодов допускается применять сталь меньшей толщины по сравнению с указанной в примечаниях к табл. 22.1 и 22.2 при обосновании (отсутствие необходимости в дальних перевозках воздуховодов и др.).

ТАБЛИЦА 22.4. РАЗМЕРЫ И МАССА АСБЕСТОЦЕМЕНТНЫХ КОРОБОВ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ



а	*в*	Допускаемые отклонения	Площадь живого сечения, м²	*А*	*Б*	Площадь наружной поверхности 1 м, м²	*L*	Допускаемые отклонения	Толщина стенок δ	Расчетная масса 1 м короба, кг
мм				мм			мм			
150	200		0,03	168	218	0,732				7,7
150	300		0,045	168	318	0,912				10,0
200	200	От +8 до −3	0,04	218	218	0,8	4000	−150	9	10,5
200	300		0,06	218	318	1,032				11,2

ТАБЛИЦА 22.5. РАЗМЕРЫ И МАССА КРУГЛЫХ ВОЗДУХОВОДОВ ИЗ ВИНИПЛАСТА

d, мм	Площадь поперечного сечения, м²	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 м, м²	Масса, кг, 1 м воздуховода из винипласта толщиной, мм		
				2	3	4
160	0,0201	502	0,502	1,39	—	—
200	0,0314	628	0,628	1,74	—	—
250	0,0491	785	0,785	—	3,26	—
315	0,078	989	0,989	—	4,12	—
400	0,126	1256	1,26	—	—	6,98
500	0,196	1570	1,57	—	—	8,73
630	0,312	1978	1,98	—	—	11,02
800	0,503	2512	2,51	—	—	14,06

Примечание. Плотность винипласта принята $\rho = 1400$ кг/м³.

22.2. РАЗМЕРЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ КАНАЛОВ

Схемы устройства вентиляционных каналов показаны на рис. 22.1. Размеры кирпичных вентиляционных каналов следует принимать по табл. 22.7, каналов из двойных шлакогипсовых или шлакобетонных плит с воздушной прослойкой – по табл. 22.8–22.9, каналов из пеноглинистых или пеностеклянных плит – по табл. 22.10

ТАБЛИЦА 22 6 РАЗМЕРЫ И МАССА ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ВОЗДУХОВОДОВ ИЗ ВИНИПЛАСТА

А	Б	Площадь поперечного сечения, м²	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 м, м²	$d_э$, мм	Масса, кг, 1 м воздуховода из винипласта толщиной, мм		
мм						2	3	4
100	160	0,016	520	0,52	125	1,42	—	—
100	200	0,02	600	0,6	140	1,66	—	—
160	200	0,032	720	0,72	180	1,98	—	—
200	250	0,05	900	0,9	225	—	—	—
200	400	0,08	1200	1,2	280	—	4,95	—
250	400	0,1	1300	1,3	315	—	5,4	—
250	500	0,125	1500	1,5	315	—	—	8,25
400	500	0,2	1800	1,8	450	—	—	9,96
400	800	0,32	2400	2,4	500	—	—	13,29
500	800	0,4	2600	2,6	630	—	—	14,4
500	1000	0,5	3000	3	630	—	—	16,65

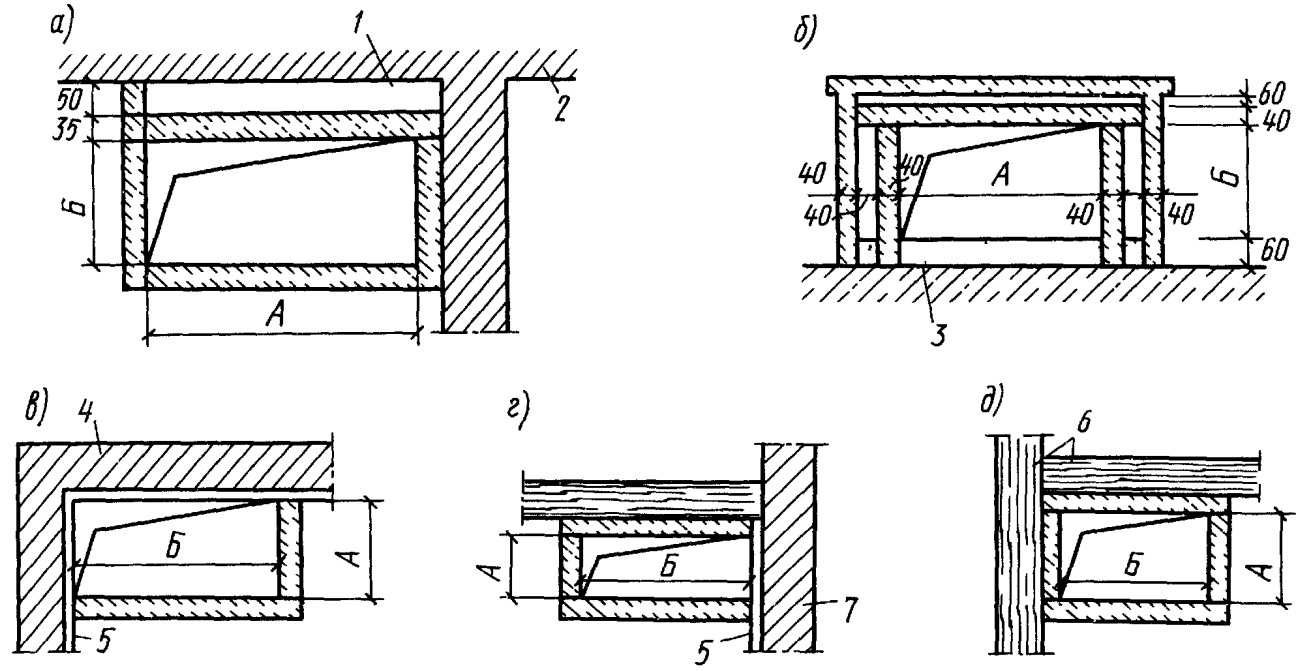


Рис 22 1 Схемы устройства вентиляционных каналов

а вертикальный канал с воздушной прослойкой у наружной стены, *б* чердачный канал с двойными стенками, *в д* – вертикальные каналы у внутренних стен, *1* воздушная прослойка, *2* наружная стена, *3* железобетонное перекрытие *4* – кирпичная стена или железобетонная плита, *5* затирка, *6* сгораемые перегородки или перекрытие *7* кирпичная стена

ТАБЛИЦА 22 7 РАЗМЕРЫ КАНАЛОВ ИЗ КИРПИЧА

Размер		Площадь поперечного сечения, м²	Размер		Площадь поперечного сечения, м²	Размер		Площадь поперечного сечения, м²
в кирпичах	в мм		в кирпичах	в мм		в кирпичах	в мм	
1/2 × 1/2	140 × 140	0,02	$1^{1/2} \times 1^{1/2}$	400 × 400	0,16	2 × 21/2	530 × 650	0,35
1/2 × 1	140 × 270	0,038	$1^{1/2} \times 2$	400 × 530	0,21	2 × 3	530 × 790	0,42
1 × 1	270 × 270	0,073	$1^{1/2} \times 2^{1/2}$	400 × 650	0,26	2 × 4	530 × 1060	0,56
$1 \times 1^{1/2}$	270 × 400	0,111	$1^{1/2} \times 3$	400 × 790	0,32	$2^{1/2} \times 2^{1/2}$	650 × 650	0,43
1 × 2	270 × 530	0,143	2 × 3	530 × 530	0,28	2 1/2 × 3	650 × 790	0,52

ТАБЛИЦА 22.8. ПЛОЩАДЬ ЖИВОГО СЕЧЕНИЯ, $м^2$ (В ЧИСЛИТЕЛЕ), И ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ, $м^3/ч$ (В ЗНАМЕНАТЕЛЕ), КАНАЛОВ ИЗ ШЛАКОГИПСОВЫХ И ШЛАКОБЕТОННЫХ ПЛИТ ПРИ СКОРОСТИ ВОЗДУХА 1 М/С

Б, мм	Площадь живого сечения и пропускная способность каналов при *А*, мм							
	150	250	350	450	550	650	750	850
220	0,033 / 118	0,055 / 198	0,077 / 278	0,096 / 352	0,121 / 435	0,143 / 515	0,165 / 592	0,187 / 680
320	0.048 / 172	0,08 / 288	0,112 / 404	0,144 / 520	0,176 / 635	0,208 / 750	0,24 / 865	0,272 / 980
420	0,063 / 226	0,105 / 380	0,147 / 530	0,189 / 680	0.231 / 830	0,273 / 980	0,325 / 1130	0,357 / 1280
520	0.078 / 280	0,13 / 470	0,182 / 655	0,234 / 845	0,286 / 1030	0,338 / 1220	0,39 / 1400	0,442 / 1580
620	0,093 / 334	0,155 / 560	0,217 / 780	0,279 / 1000	0,341 / 1230	0,402 / 1440	0,465 / 1670	0,527 / 1900
720	0,108 / 388	0,18 / 650	0,257 / 910	0,324 / 1160	0,396 / 1430	0,467 / 1680	0,54 / 1940	0,612 / 2200
820	0,123 / 444	0,205 / 740	0,297 / 1040	0,37 / 1380	0,45 / 1620	0,532 / 1910	0,615 / 2210	0,697 / 2500
920	0,138 / 500	0,23 / 830	0,322 / 1160	0,415 / 1500	0,505 / 1815	0,6 / 2160	0,69 / 2480	0,782 / 2810

ТАБЛИЦА 22.9. РАСХОД, $м^2$, ШЛАКОГИПСОВЫХ ИЛИ ШЛАКОБЕТОННЫХ ПЛИТ НА 1 М ДЛИНЫ ДВОЙНОГО КАНАЛА

Б, мм	Расход плит на 1 м двойного канала при *А*, мм							
	150	250	350	450	550	650	750	850
220	2,1	2,3	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5
320	2,5	2,7	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3,9
420	2,9	3,1	3,3	3,5	3,7	3.9	4,1	4,3
520	3,3	3,5	3,7	3,9	4,1	4,3	4,5	4,7
620	3,7	3,9	4,1	4.3	4,5	4,7	4,9	5,1
720	4,1	4,3	4,5	4,7	4,9	5,1	5,3	5,5
820	4,5	4,7	4,9	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9
920	4,9	5,1	5,3	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3

22.3. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ И КАНАЛОВ ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Системы вентиляции общего назначения служат для подачи и удаления незапыленного воздуха с температурой до 80 °С.

Общие потери давления, Па, в сети воздуховодов для стандартного воздуха ($t = 20$ °С и $\rho = 1{,}2$ кг/м^3) определяются по формуле

$$p = \Sigma(Rl + z), \qquad (22\,1)$$

где R – потери давления на трение на расчетном участке сети, Па, на 1 м; l – длина участка воздуховода, м; z – потери давления на местные сопротивления на расчетном участке сети, Па.

Потери давления на трение R, Па, на 1 м в круглых воздуховодах определяют по формуле

$$R = \frac{\lambda}{d}\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (22.2)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения; d – диаметр воздуховода, м; v – скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с; ρ – плотность воздуха, перемещаемого по воздуховоду, кг/м^3; $\rho v^2/2$ – скоростное (динамическое) давление, Па.

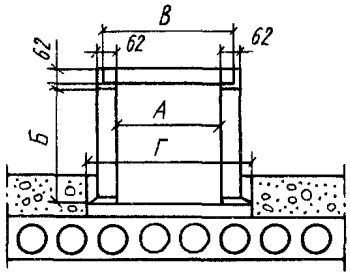
Коэффициент сопротивления рассчитывается по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0{,}11\,(K_э/d + 68/\mathrm{Re})^{0{,}25}, \qquad (22.3)$$

где $K_э$ – абсолютная эквивалентная шероховатость поверхности воздуховода из листовой стали, равная 0,1 мм; d – диаметр воздуховода, мм; Re – число Рейнольдса.

Для воздуховодов, выполненных из других материалов с абсолютной эквивалентной шероховатостью $K_э \geqslant 0{,}1$ мм (табл. 22.11), значе-

ТАБЛИЦА 22.10. РАЗМЕРЫ, ММ, КАНАЛОВ ИЗ ПЕНОГЛИНИСТЫХ ИЛИ ПЕНОСТЕКЛЯННЫХ ПЛИТ



Размер плит, мм	Сечение канала, мм	А	Б	В	Г	Объем 1 м, м³	Масса 1 м, кг
600 × 600 × 62	200 × 310	200	300	300	400	0,08	25,3
	300 × 310	300	300	400	600	0,1	31,2
	300 × 410	300	400	400	600	0,12	35,1
	300 × 610	300	600	400	600	0,14	42,9
	400 × 310	400	300	600	600	0,12	35,1
	410 × 410	400	400	600	600	0,13	39
	400 × 610	400	600	600	600	0,16	46,8
	400 × 810	400	600	600	600	0,18	54,6
800 × 800 × 62	200 × 310	200	300	300	400	0,08	25,3
	300 × 310	300	300	400	500	0,1	29,3
	300 × 410	300	400	400	500	0,11	33,2
	300 × 510	300	500	400	500	0,12	35,1
	300 × 610	300	600	400	500	0,14	41
	400 × 310	400	300	500	600	0,11	33,2
	400 × 410	400	400	500	600	0,12	37,1
	400 × 510	400	500	500	600	0,14	41
	400 × 610	400	600	500	600	0,15	45
	400 × 810	400	800	500	600	0,18	52,7
	600 × 310	600	300	800	800	0,14	42,9
	600 × 410	600	400	800	800	0,16	46,8
	600 × 510	600	500	800	800	0,17	50,7
	600 × 610	600	600	800	800	0,18	54,6
	600 × 810	600	800	800	800	0,21	62,4

ние R принимается с поправочным коэффициентом n на потери давления на трение, приведенным в табл. 22.12.

Рекомендуемые скорости движения воздуха в воздуховодах, жалюзийных решетках и клапанах приведены в табл. 22.13.

Экономически целесообразную скорость движения воздуха в воздуховодах при механическом побуждении с достаточной точностью следует определять по формуле *

$$v^{эк} = 26{,}4L^{0{,}04}\left(\frac{S_в}{S_{эл}}\right)^{0{,}32}\left(\frac{1}{\rho}\right)^{0{,}32}\left(\frac{1}{1+K_z}\right)^{0{,}32} \times$$

$$\times [\bar{K}(E_н + \bar{K}_э)]^{0{,}32}\left(\frac{1}{n}\right)^{0{,}08}, \qquad (22.4)$$

ТАБЛИЦА 22.11. АБСОЛЮТНАЯ ЭКВИВАЛЕНТНАЯ ШЕРОХОВАТОСТЬ МАТЕРИАЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВОЗДУХОВОДОВ

Материал	$K_э$, мм	Материал	$K_э$, мм
Листовая сталь	0,1	Шлакобетонные плиты	1,5
Винипласт	0,1	Кирпич	4
Асбестоцементные плиты или трубы	0,11	Штукатурка (по металлической сетке)	10
Фанера	0,12		
Шлакоалебастровые плиты	1		

* Мегодика определения экономически целесообразной скорости движения воздуха разработана канд. техн. наук Б. А. Крупновым.

ТАБЛИЦА 22.12. ПОПРАВОЧНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ n НА ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ, УЧИТЫВАЮЩИЕ ШЕРОХОВАТОСТЬ МАТЕРИАЛА ВОЗДУХОВОДОВ

$v_в$, м/с	n при $K_э$, мм				$v_в$, м/с	n при $K_э$, мм			
	1	1,5	4	10		1	1,5	4	10
0,2	1,04	1,06	1,15	1,31	6,2	1,45	1,58	1,99	2,49
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48	6,4	1,45	1,59	2	2,5
0,6	1,11	1,16	1,33	1,6	6,6	1,46	1,6	2,01	2,51
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69	6,8	1,47	1,6	2,02	2,52
1	1,16	1,23	1,46	1,77	7	1,47	1,61	2,03	2,54
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84	7,2	1,48	1,62	2,04	2,55
1,4	1,2	1,28	1,55	1,95	7,4	1,48	1,62	2,04	2,56
1,6	1,22	1,31	1,58	1,95	7,6	1,48	1,63	2,05	2,57
1,8	1,24	1,33	1,62	2	7,8	1,49	1,63	2,05	2,57
2	1,25	1,35	1,65	2,04	8	1,49	1,64	2,06	2,58
2,2	1,27	1,37	1,68	2,08	8,2	1,5	1,64	2,07	2,59
2,4	1,28	1,38	1,7	2,11	8,4	1,5	1,64	2,07	2,6
2,6	1,29	1,4	1,73	2,14	8,6	1,5	1,65	2,08	2,61
2,8	1,31	1,42	1,75	2,17	8,8	1,51	1,65	2,09	2,62
3	1,32	1,43	1,77	2,2	9	1,51	1,66	2,1	2,62
3,2	1,33	1,44	1,79	2,23	9,2	1,52	1,66	2,1	2,63
3,4	1,34	1,46	1,81	2,25	9,4	1,52	1,67	2,11	2,64
3,6	1,35	1,47	1,83	2,28	9,6	1,52	1,67	2,11	2,65
3,8	1,36	1,48	1,85	2,3	9,8	1,53	1,68	2,12	2,65
4	1,37	1,49	1,86	2,32	10	1,53	1,68	2,12	2,66
4,2	1,38	1,5	1,87	2,34	10,5	1,54	1,69	2,14	2,67
4,3	1,39	1,51	1,89	2,36	11	1,54	1,7	2,15	2,69
4,6	1,4	1,52	1,9	2,37	11,5	1,55	1,7	2,16	2,71
4,8	1,4	1,53	1,92	2,39	12	1,56	1,71	2,17	2,72
5	1,41	1,54	1,93	2,41	12,5	1,56	1,72	2,18	2,73
5,2	1,42	1,55	1,94	2,42	13	1,57	1,73	2,19	2,74
5,4	1,43	1,56	1,95	2,44	13,5	1,57	1,73	2,2	2,75
5,6	1,43	1,56	1,96	2,45	14	1,58	1,74	2,2	2,76
5,8	1,44	1,57	1,97	2,46	14,5	1,58	1,74	2,21	2,77
6	1,44	1,58	1,98	2,48	15	1,59	1,75	2,22	2,78

ТАБЛИЦА 22.13. СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА, ДОПУСКАЕМЫЕ В ВОЗДУХОВОДАХ, ЖАЛЮЗИЙНЫХ РЕШЕТКАХ И КЛАПАНАХ ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ СИСТЕМ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Элемент системы	$v_в$, м/с
Естественное движение воздуха	
Воздуховоды горизонтальные:	
приточные разводящие	Не более 1,5
вытяжные сборные	То же
Жалюзийные решетки и клапаны:	
приточные у пола	0,2–0,5
приточные у потолка	0,5–1
вытяжные	0,5–1
Механическое побуждение	
Воздуховоды в производственных зданиях:	
магистральные	До 12
ответвления	— 6

Продолжение табл. 22.13

Элемент системы	$v_в$, м/с
Воздуховоды в общественных и вспомогательных зданиях:	
магистральные	До 8
ответвления	— 5

Примечание Жалюзийные решетки и клапаны рассмотрены в гл. 8

где L расход воздуха, м^3/ч, в участке; $S_в$ – прямые затраты на прокладку воздуховодов, руб/м^2, с учетом затрат на теплоизоляционные материалы и работы Если для прокладки воздуховодов требуются увеличение высоты помещения, устройство технического этажа или подшивного потолка, следует учитывать дополнительно затраты на строительные работы, приведенные к 1 м^2 воздуховода; $S_{эл}$ – годовая плата за электроэнергию, руб/(кВт·год), определяемая в соответствии с Прейскурантом 09-01 и зависящая от продолжительности работы вентиляционной установки, ч, и энергоснабжающей организации; ρ – плотность

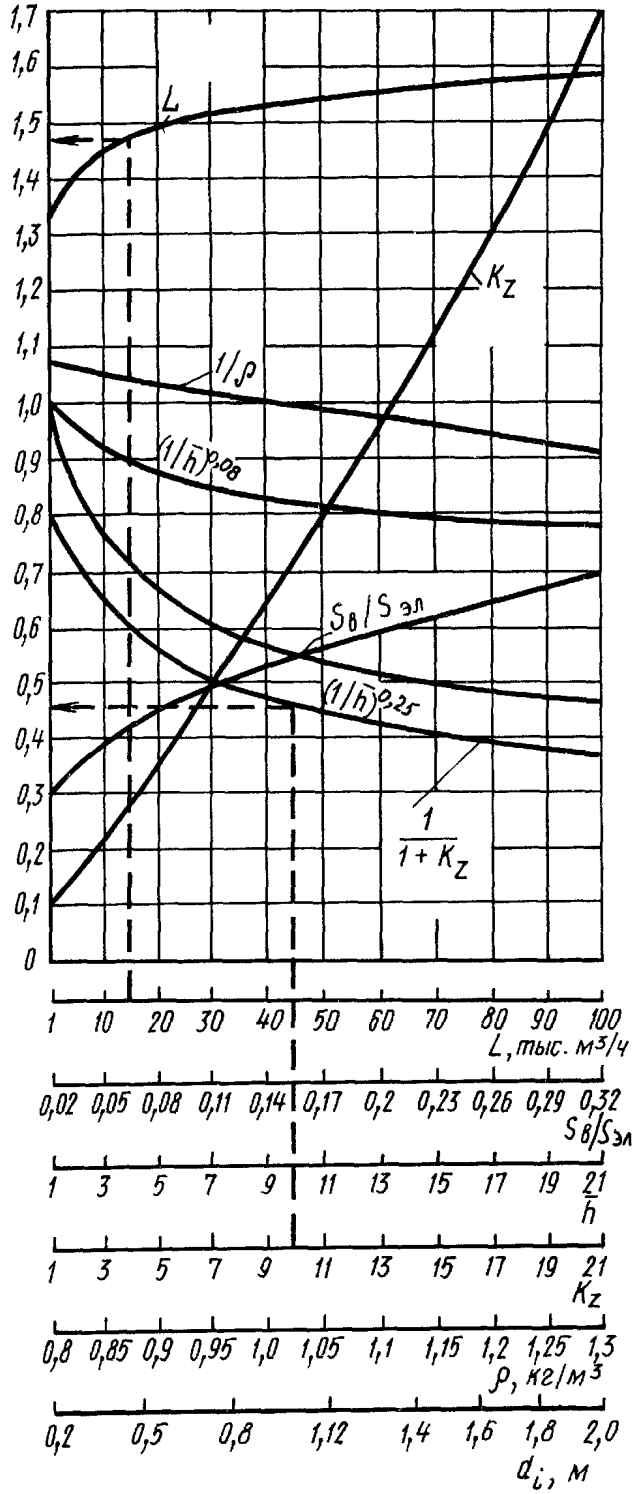


Рис. 22.2. Номограмма вспомогательных величин для определения $v^{эк}$

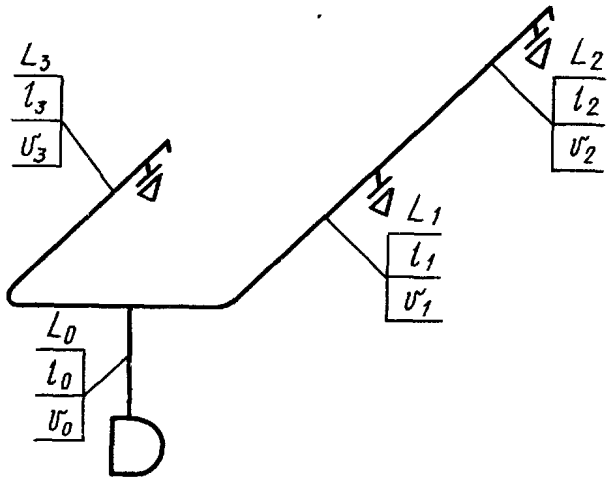


Рис. 22.3. Расчетная схема сети воздуховодов для определения экономической целесообразной скорости воздуха

воздуха, кг/м³; K_z – коэффициент, выражающий отношение потерь давления в местных сопротивлениях к потерям давления на трение; $\bar{K}$ – коэффициент, учитывающий в относительных единицах накладные расходы в размере 13,3%, плановые накопления в размере 8%, а также добавки к нормам затрат труда и заработной плате при прокладке воздуховодов на высоте по Сб. 20 СНиП IV-5-82; $\bar{K} = 1{,}213 - 1.277$; $E_н$ – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; $E_н = 0{,}12$; $\bar{K}_э$ – коэффициент, учитывающий в относительных единицах амортизационные отчисления на полное восстановление и капитальный ремонт (в соответствии с Нормами амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства), $\bar{K}_э = 0{,}123 - 0{,}243$; $\bar{n}$ – относительная шероховатость внутренней поверхности воздуховодов, показывающая, во сколько раз действительная абсолютная шероховатость больше шероховатости металлических воздуховодов, равной 0,0001 м:

$$K_z = 71{,}4\frac{\zeta d^{1,25}}{l}\frac{1}{(\bar{n})^{0,25}}, \qquad (22.5)$$

где ζ – сумма коэффициентов местных сопротивлений в участке; d – диаметр воздуховода, м, принимаемый предварительно при скорости 5–8 м/с; l – длина участка, м.

При определении скорости движения воздуха на участках конкретной вентиляционной сети переменными величинами являются L, l, d, ζ, K_z, n, $S_в$.

Значения отдельных множителей в формуле (22.4) и значение K_Z можно определить по графику на рис. 22.2.

Пример 22.1. Определить экономически целесообразную скорость движения воздуха в участках воздуховодов сети (рис. 22.3) из оцинкованной стали $\delta = 1{,}2$ мм, если известно: $\rho = 1{,}2$ кг/м³; $\bar{K} = 1{,}213$; $\bar{K}_э = 0{,}123$; $\bar{n} = 1$; $S_{эл} = 60$ руб/(кВт · год) стоимость воздуховодов неизолированных $S_в = 7$ руб/м² (1-й вариант), изолированных минераловатными матами марки 200 в обкладке из стеклоткани $\delta = 40$ мм и с оберткой по изоляции стеклотканью $S_в = 10$ руб/м² (2-й вариант), изолированных и прокладываемых в техническом этаже ориентировочно $S_в = 18$ руб/м² (3-й вариант).

Решение: 1. Находим предварительно диа-

ТАБЛИЦА 22.14. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ СКОРОСТЕЙ В ВОЗДУХОВОДЕ

Участок	L, тыс. м³/ч	l, м	d, м	ζ	K_z	$v^{эк}$, м/с			$d^{расч}$, м			$v^{расч}$, м/с		
						для вариантов								
						1	2	3	1	2	3	1	2	3
Основной	60	8	1,6	1	15,6	5,3	6,0	7,2	2	1,8	1,6	5,3	6,6	8,1
1	40	16	1,4	1,35	8,9	6,2	7,1	8,5	1,6	1,4	1,25	5,5	7,3	9,0
2	20	12	1,0	1,35	8,1	6,1	7,0	8,3	1,12	1,0	0,9	5,6	7,1	8,7
3	20	18	1,0	1,35	8,1	6,4	7,3	8,7	1,0	1,0	0,9	7,0	7,1	8,7

метры воздуховодов, значения ζ и K_z (табл. 22.14).

2. Определяем экономически целесообразную скорость движения воздуха $v^{эк}$ на участках по формуле (22.4) для трех вариантов.

3. Находим расчетные значения воздуховодов $d^{расч}$ и расчетные скорости $v^{расч}$ в соответствии со значениями $v^{эк}$.

Для воздуховодов прямоугольного сечения за расчетную величину d принимается эквивалентный диаметр $d_{эv}$, при котором потери давления в круглом воздуховоде при той же скорости воздуха равны потерям в прямоугольном воздуховоде.

Значения эквивалентных диаметров, м, определяют по формуле

$$d_{эv} = 2AB/(A + B), \qquad (22.6)$$

где A и B – размеры сторон прямоугольного воздуховода.

Следует иметь в виду, что в прямоугольном воздуховоде и соответствующем ему круглом воздуховоде с условным диаметром $d_{эv}$ при равенстве скоростей движения воздуха расходы воздуха не совпадают.

Значения скоростного (динамического) давления и удельные потери давления на трение, рассчитанные по формулам Л. С. Клячко, для круглых стальных воздуховодов при транспортировании чистого воздуха с температурой 20 °С и $\rho = 1{,}2$ кг/м³ приведены в табл. 22.15.

Потери давления z, Па, на местные сопротивления определяются по формуле

$$z = \Sigma\zeta\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (22.7)$$

где $\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода.

Значения коэффициентов местных сопротивлений деталей приточных и вытяжных систем приведены в табл. 22.16–22.35* узлов ответвлений и отводов воздуховодов из унифицированных деталей – в табл. 22.36–22.43*.

Расчет потерь давления в местных сопротивлениях вблизи входа и выхода вентиляторов приведен в п. 22.4.

Значения ζ_0 на входе в горизонтальный коллектор, барабанный коллектор и горизонтальный сборник следует принимать равными соответственно 1; 0.8; 0,8; значения ζ_1 на выходе из горизонтального коллектора, барабанного коллектора, горизонтального сборника и бункера циклонов – равными 0,5.

При температуре транспортируемого воздуха, не равной 20 °С, потери давления, вычисленные по формуле (22.1), следует принимать с поправочными коэффициентами K_1 и K_2 соответственно на трение и на местные сопротивления (табл. 22.44).

При невозможности увязки потерь давления по ответвлениям воздуховодов в пределах 10% следует устанавливать диафрагмы преимущественно на вертикальных участках.

* Руководство по расчету воздуховодов из унифицированных деталей АЗ-804; ВСН 353/86 Минмонтажспецстроя; Рекомендации по выбору способов подачи и типов воздухораспределительных устройств в промзданиях АЗ-960.

ТАБЛИЦА 22.15 РАСЧЕТ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВОЗДУХОВОДОВ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ (ПЕРВАЯ СТРОКА КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА, $м^3/ч$; ВТОРАЯ СТРОКА – ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ НА 1 М ДЛИНЫ ВОЗДУХОВОДА, $кгс/м^2$, ТРЕТЬЯ СТРОКА – ТО ЖЕ, Па)

Скорость движения воздуха, м/с	Динамическое давление		Диаметр воздуховода, мм													
	$кгс/м^2$	Па	80	100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
			9	15	17	20	30	35	45	55	70	90	110	140	180	225
0,5	0,01	0,1	0,0056	0,0053	0.005	0,0048	0,004	0,0035	0,003	0,0026	0,0023	0,002	0,0017	0,0015	0,0013	0,0011
			0,0549	0,052	0,049	0,0473	0,04	0,0347	0,03	0,0263	0,0227	0,0199	0,0172	0,0149	0,0123	0,011
			10	17	20	27	33	45	55	70	85	105	135	170	215	270
0,6	0,02	0,2	0,01	0,0084	0,0077	0,0066	0,0057	0,0048	0,0042	0,0036	0,0032	0,0027	0,0024	0,0021	0,0018	0,0016
			0,0981	0,0824	0,0755	0,065	0,0564	0,0478	0,0412	0,036	0,031	0,0273	0,0237	0,0205	0,0176	0,0152
			13	20	25	30	40	50	65	80	100	125	155	195	245	315
0,7	0,03	0,3	0,014	0,0115	0,0102	0,0086	0,0075	0,0063	0,0055	0,0048	0,0041	0,0036	0,003	0,0027	0,0023	0,002
			0,137	0,113	0,0999	0,0852	0,0789	0,625	0,054	0,0473	0,0408	0,0358	0,031	0,0268	0.023	0,0199
			15	23	27	35	45	60	75	90	115	140	175	225	285	360
0,8	0,04	0,4	0,019	0,0145	0,0129	0,011	0,0095	0,008	0,0069	0,006	0,0052	0,0046	0,004	0,0034	0,0029	0,0025
			0,1864	0,142	0,126	0,108	0,0934	0,079	0,0682	0,0598	0,0516	0,452	0,0393	0,0339	0,0292	0,0251
			16	25	30	40	50	65	80	100	130	160	200	250	320	410
0,9	0,05	0,5	0,0235	0,0178	0,0158	0,0135	0,0117	0,0099	0,0085	0,0074	0,0064	0,0056	0,0049	0,0042	0,0036	0,0031
			0,231	0,175	0,155	0,132	0,115	0,097	0,0838	0,0735	0,0634	0,0556	0,0482	0,0416	0,0359	0,0309
			18	28	35	45	55	70	90	115	145	175	220	280	355	450
1	0,06	0,6	0,0283	0,0214	0,019	0,0162	0,0140	0,0119	0,0103	0,009	0,0077	0,0068	0,0059	0,005	0,0043	0,0037
			0,278	0,206	0,186	0,159	0,136	0,117	0,1	0,083	0,0762	0,0666	0,058	0,05	0,0431	0,037
			22	35	40	55	65	85	110	135	170	210	265	335	430	545
1,2	0,09	0,9	0,0389	0,0295	0,0262	0,0223	0,0193	0,0164	0,0141	0,0124	0,011	0,0094	0,0081	0,007	0,001	0,0052
			0,382	0,289	0,257	0,219	0,19	0,161	0,139	0,122	0,105	0,092	0,0798	0,0689	0,0593	0,0511
			25	40	50	60	80	100	130	160	200	245	310	390	500	635
1,4	0,12	1,2	0,051	0,0386	0,0343	0,0292	0,0253	0,0214	0,0185	0,0162	0,014	0,0123	0,0107	0,0092	0,0079	0,0068
			0,50	0,379	0,336	0,286	0,249	0,21	0,182	0,159	0,137	0,12	0,105	0,0902	0,0777	0,0699
			30	45	55	70	90	115	145	180	230	285	355	450	570	725
1,6	0,16	1,5	0,0644	0,0487	0,0433	0,0369	0,032	0,027	0,9234	0,0205	0,0177	0,0155	0,0135	0,0116	0,01	0,0096
			0,632	0,478	0,425	0,362	0,314	0,266	0,299	0,201	0,174	0,152	0,132	0,114	0,0981	0,0845
			33	50	60	80	100	130	165	205	260	320	400	506	640	815
1,8	0,2	1,9	0,0792	0,0599	0,0552	0,0453	0,0393	0,0393	0,0333	0,0207	0,0252	0,0217	0,0191	0,0165	0,0143	0,0106
			0,777	0,588	0,522	0,445	0,386	0,327	0,282	0,247	0,213	0,187	0,162	0,14	0,121	0,104
			36	55	70	85	110	145	185	225	285	356	445	560	715	905
2	0,24	2,4	0,0952	0,072	0,0639	0,0545	0,0473	0,04	0,0346	0,0303	0,026	0,0229	0,0199	0,0172	0,0148	0,0127
			0,934	0,707	0,627	0,535	0,464	0,393	0,339	0,297	0,256	0,225	0,195	0,168	0,145	0,125
			45	70	85	110	140	180	230	285	360	440	555	700	890	1130
2,5	0,38	3,7	0,141	0,106	0,0945	0,0805	0,0699	0,0592	0,0511	0,0448	0,0386	0,0333	0,0294	0,0254	0,0218	0,019
			1,38	1,04	0,927	0,79	0,686	0,58	0,501	0,439	0,379	0,332	0,288	0,249	0,214	0,186

Продолжение табл. 22.15

Скорость движения воздуха, м/с	Динамическое давление		Диаметр воздуховода, мм													
	кгс/м²	Па	80	100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
			55	85	105	135	165	215	215	340	430	530	665	840	1070	1355
3	0,55	5,4	0,194	0,146	0,13	0,114	0,0962	0,0814	0,0702	0,0616	0,058	0,0466	0,0404	0,0351	0,0305	0,0265
			1,9	1,44	1,28	1,09	0,943	0,798	0,689	0,604	0,521	0,457	0,397	0,344	0,299	0,26
			65	100	120	155	195	255	320	395	500	620	775	980	1245	1585
3,5	0,75	7,3	0,254	0,192	0,17	0,145	0,126	0,107	0,092	0,0806	0,0696	0,061	0,059	0,0465	0,0405	0,0352
			2,4	1,38	1,67	1,42	1,24	1,05	0,902	0,79	0,683	0,59	0,524	0,456	0,397	0,345
			72	110	135	175	220	290	365	450	570	710	885	1120	1425	1810
4	0,98	9,6	0,32	0,242	0,215	0,183	0,159	0,139	0,116	0,102	0,088	0,0778	0,0682	0,594	0,0517	0,045
			3,14	2,38	2,11	6,8	1,56	1,32	1,14	0,999	0,863	0,763	0,669	0,583	0,507	0,441
			80	125	155	200	250	325	410	510	645	795	995	1260	1600	2035
4,5	1,24	12,1	0,394	0,296	0,264	0,225	0,196	0,165	0,143	0,185	0,109	0,0966	0,0846	0,0738	0,0642	0,0558
			3,86	2,92	2,59	2,21	1,92	1,62	1,4	1,23	0,07	0,94	0,83	0,724	0,629	0,548
			90	140	170	220	275	360	460	565	715	385	1100	1400	1780	2260
5	1,53	15	0,473	0,368	0,318	0,271	0,235	0,199	0,172	0,152	0,138	0,117	0,103	0,0895	0,0778	0,0677
			4,64	3,51	3,12	2,66	2,31	1,95	1,69	1,49	1,3	1,16	1,01	0,878	0,763	0,664
			100	155	190	245	305	400	505	620	785	970	1220	1540	1960	2485
5,5	1,85	18,2	0,559	0,423	0,376	0,38	0,278	0,235	0,205	0,1810	0,158	0,14	0,122	0,107	0,0927	0,0806
			5,49	4,15	3,68	3,14	2,73	2,31	2,01	1,76	1,55	1,37	1,2	1,05	0,909	0,791
			110	170	205	265	330	435	550	680	860	1060	1330	1685	2140	2715
6	2,2	21,6	0,651	0,493	0,437	0,373	0,323	0,275	0,24	0,212	0,185	0,164	0,143	0,125	0,109	0,0946
			6,39	4,83	4,29	3,66	3,17	2,7	2,36	2,08	1,82	1,61	1,41	1,23	1,07	0,928
			120	185	220	285	360	470	595	735	930	1150	1440	1825	2315	2940
6,5	2,58	26,4	0,749	0,567	0,503	0,425	0,373	0,319	0,278	0,246	0,214	0,19	0,166	0,145	0,126	0,11
			7,35	5,56	4,93	4,21	3,66	3,13	2,73	2,41	2,1	1,86	1,63	1,42	1,24	1,07
			125	200	240	310	390	510	640	790	1000	1235	1550	1965	2495	3165
7	3	29,4	0,853	0,645	0,573	0,493	0,427	0,365	0,319	0,282	0,246	0,217	0,19	0,166	0,144	0,125
			8,37	6,33	5,62	4,79	4,19	3,58	3,12	2,76	2,41	2,13	1,87	1,63	1,41	1,23
			135	210	255	330	415	540	685	850	1075	1325	1662	2100	2670	3390
7,5	3,44	33,7	0,962	0,726	0,646	0,553	0,485	0,415	0,361	0,32	0,279	0,246	0,215	0,188	0,164	0,142
			9,44	7,14	6,34	5,43	4,75	4,07	3,55	3,14	2,78	2,42	2,12	1,85	1,61	1,4
			145	225	275	355	445	580	735	905	1145	1415	1775	2245	2850	3620
8,0	3,9	38,4	1,08	0,815	0,723	0,623	0,545	0,467	0,407	0,36	0,14	0,277	0,243	0,212	0,184	0,16
			10,6	7,99	7,1	6,11	5,35	4,58	3,99	3,53	3,08	2,72	2,36	2,08	1,81	1,57
			155	240	290	375	470	615	775	960	1215	1500	1885	2385	3025	3845
8,5	4,42	43,3	1,2	0,906	0,808	0,696	0,6	0,522	0,455	0,408	0,35	0,31	0,272	0,237	0,206	0,179
			11,7	8,89	7,92	6,83	5,98	5,12	4,46	3,94	3,44	3,04	2,66	2,32	2,02	1,76

Продолжение табл. 22.15

Скорость движения воздуха, м/с	Динамическое давление		Диаметр воздуховода, мм													
	кгс/м²	Па	80	100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
			165	255	310	400	500	650	825	1020	1290	1590	1995	2525	3205	4070
9,0	4,95	48,6	1,32	1	0,897	0,773	0,677	0,579	0,505	0,447	0,389	0,344	0,302	0,263	0,229	0,199
			13	9,83	8,8	7,58	6,64	6,68	4,95	4.33	3,82	3,38	2,96	2,58	2,24	1,95
			180	285	340	440	555	725	915	1130	1430	1756	1215	2805	3565	4525
10	6,12	60	1,59	1,28	1,09	0,937	0,821	0,703	0,613	0,542	0,472	0,418	0,366	0,319	0,277	0,241
			15,6	11,9	10,7	9,19	8,06	6,8	6,01	5,31	4,63	4,1	3,5	3,13	9,72	2,37
			200	310	375	485	610	795	1010	1245	1575	1945	2440	3085	3920	4975
11	7,4	72,6	1,88	1,45	1,3	1,12	0,978	0,837	0,729	0,645	0,562	0,497	0,436	0,38	0,33	0,287
			18,4	14,2	12,7	11	9,59	8,21	7,16	6,33	5,52	4,88	4,27	3,72	3,24	2.82
			215	340	410	530	665	870	1100	1355	1715	2120	2660	3365	4275	5430
12	8,8	86.4	2,2	1,7	1,52	1,31	1,15	0,982	0,856	0,757	0,66	0,583	0,511	0,445	0,387	0,337
			21,6	16,7	14,9	12,8	11,3	9,63	8,39	7,42	6,47	5,72	5,01	4,37	3,8	3,31
			235	370	445	575	720	940	1190	1470	1860	2300	2880	3645	4630	5880
13	10,35	101	2,55	1,97	1,76	1,52	1,33	1,14	0,991	0,876	0,764	0,675	0,592	0,516	0,449	0,39
			25	19,3	17,3	14,9	13	11,2	9,72	8,6	7,49	6,63	5,81	5,06	4,4	3,83
			255	395	480	620	775	1015	1280	1585	2000	2475	3100	3925	4990	6330
14	12	118	2,92	2,25	2,08	1,74	1,52	1,3	1,14	1	0,875	0,774	0,678	0,591	0,514	0,447
			28,7	22,1	19,8	17	14,9	12,8	11,1	9,85	8,58	7,59	6,65	5,8	5,04	4,3
			870	425	515	665	830	1085	1375	1695	2145	2650	3325	4210	5945	6785
15	13,75	135	3,32	2,56	2,29	1,97	1,73	1,48	1,29	1,14	0,993	0,878	0,769	0,671	0,583	0,507
			32,5	25,1	22,4	19,3	16.9	14,5	12,6	11,2	9,74	8,61	7,55	6,58	5,72	4,98
			290	450	545	705	885	1160	1465	1810	2290	2825	3545	4485	5700	7235
16	15,65	153	3,73	2,88	2,58	2,22	1,94	1,66	1,45	1,28	1,12	0,988	0,866	0,755	0,65	0,571
			36,6	28,2	25,3	21,8	19,1	16,3	14,2	12,6	11	9,7	8,49	7,4	6,44	5,6
			310	480	580	750	940	1230	1555	1920	2435	3000	3770	4770	6055	7690
17	17,7	173	4,17	3,22	2,88	2,48	2,17	1,86	1,62	1,43	1,25	1,1	0,968	0,843	0,734	0,638
			40,9	31,6	28,2	24,3	21,3	18,2	15,9	14,1	12,3	10,8	9,48	8,27	7,2	6,26
			825	510	615	795	995	1300	1650	2035	2575	3180	3990	5045	6410	8140
18	19,8	194	4,63	3,57	3,2	2,75	2,41	2,06	1,8	1,59	1,39	1,23	1,07	0,937	0,815	0,709
			45,5	35	31,4	27	23,7	20,3	17,7	15,6	13	12	10,5	9,19	7,99	6,95
			345	535	650	840	1055	1375	1740	2150	2720	3355	4210	5330	6770	8595
19	22,1	217	5,12	9,94	3,53	3,04	2,66	2,28	1,99	1,76	1,53	1,35	1,19	1,03	0,9	0,783
			50,2	38,7	34,6	29,8	26,1	22,4	19,5	17,2	15	13	11,6	10,1	8.83	7,6
			360	565	685	885	1110	1445	1830	2260	2860	3535	4435	5610	7125	9045
20	24,5	240	5,62	4,33	3,88	3,34	2,93	2,5	2,18	1,93	1,68	1,49	1,3	1,14	0,388	0,86
			65,2	42,48	38	32,8	28.7	24,6	21,4	18,9	16,5	14,6	12	11,1	9,4	8,4

Примечание. Воздуховоды диаметром 80 мм предназначены только для систем аспирации на зерноперерабатывающих предприятиях

Продолжение табл. 22.15

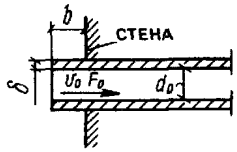
Скорость движения воздуха, м/с	Динамическое давление		Диаметр воздуховода, мм													
	кгс/м²	Па	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000
			285	355	445	560	715	905	1145	1415	1770	2210	2770	3620	4580	5650
0,5	0,01	0,1	0,0009	0,008	0,0007	0,006	0,0005	0,0004	0,004	0,0003	0,0003	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0001
			0,009	0,0083	0,0073	0,0062	0,0053	0,0046	0,004	0,0035	0,003	0,0026	0,0023	0,0019	0,0016	0,0014
			345	425	530	670	855	1085	1375	1695	2130	2650	3325	4940	5470	6785
0,6	0,02	0,2	0,0013	0,0011	0,001	0,0008	00007	0,0006	0,0004	0,0004	0.0004	0,0003	0,0003	0,0002	0,0002	0,0002
			0,013	0,0115	0,0099	0,0086	0,0074	0,0063	0,0055	0,0048	0,0042	0,0036	0,003	0,0027	0,0023	0,0021
			400	495	620	785	1000	1265	1600	1980	2480	3090	3880	5065	6410	7910
0,7	0,03	0,3	4,0017	0,0015	0,0013	0,0011	0,0009	0,0008	0,0007	0,0006	0,0005	0,0005	0,0004	0,0003	0,0003	0,0002
			0,0172	0,0151	0,0131	0,011	0,0097	0,0083	0,0072	0,0063	0,0054	0,0047	0,004	0,0036	0,003	0,0027
			450	565	710	900	1140	1445	1830	2260	2840	3535	4430	5790	7330	9040
0,8	0,04	0,4	0,0022	0,0019	0,0016	0,0014	0,0012	0,0011	0,0009	0,0008	0,0007	0,0006	0,0005	0,0004	0,0004	0,0003
			0,0217	0,019	0,0165	0,0142	0,0123	0,0106	0,0091	0,0079	0,0069	0,0061	0,0053	0,0045	0,0039	0,0035
			615	635	800	1010	1280	1630	2060	2545	3190	3975	4990	6515	8245	10180
0,9	0,05	0,5	0,0027	0,0023	0,002	0,0017	0,0015	0,0013	0,0011	0,001	0,0008	0,0007	0,0006	0,0005	0,0005	0,0004
			0,0267	0,0234	0,02	0,0175	0,015	0,013	0,0112	0,0098	0,0086	0,0075	0,0066	0,0056	0,0049	0,0043
			570	710	890	1120	1425	1810	2290	2825	3545	4415	5540	7235	9160	11310
1	0,06	0,6	0,0022	0,0028	0,0024	0,0021	0,0018	0,0015	0,0013	0,0012	0,0011	0,0009	0,0008	0,0007	0,0006	0,0005
			0,032	0,028	0,028	0,021	0,0181	0,0156	0,0135	0,0119	0,0105	0,0091	0,008	0,0068	0,006	0,0053
			685	850	1055	1345	1710	2170	2750	3390	4255	5300	6650	8685	10990	13570
1,2	0,09	0,9	0,0045	0,0039	0,0034	0,003	0,0025	0,0022	0,0019	0,0017	0,0015	0,0013	0,0011	0,001	0,0009	0,0008
			0,044	0,0387	0,0336	0,029	0,0249	0,0216	0,0188	0,0167	0,0146	0,0128	0,011	0,0096	0,0084	0,0074
			800	990	1240	1570	1995	2530	3200	3960	4965	6185	7755	10130	12820	16830
1,4	0,12	1,2	0,0053	0,0051	0,0044	0,0038	0,0033	0,0029	0,0025	0,0022	0,0019	0,0017	0,0015	0,0013	0,0011	0,001
			0,0578	0,0506	0,0439	0,0379	0,033	0,0287	0,025	0,0221	0,0174	0,017	0,0149	0,0128	0,011	0,0098
			915	1130	1420	1795	2280	2895	3664	4523	5675	7065	8865	11580	14660	18090
1,6	0,16	1,5	0,0074	0,0065	0,0056	0,0049	0,0042	0,0037	0,0325	0,0028	0,0025	0,0028	0,00195	0,0016	0,0014	0,0012
			0,073	0,064	0,0556	0.0484	0,0421	0,0366	0,319	0,0282	0,0237	0,0218	0,019	0,0163	0,0142	0,0126
			1030	1270	1595	2020	2565	3255	4120	5090	6385	7950	9975	13030	16490	20350
1,8	0,2	1,9	0,0091	0,008	0,007	0,0061	0.0053	0,0046	0,00404	0,0035	0,0031	0,0027	0,0024	0,002	0,0018	0,0015
			0,0097	0,0287	0,0689	0,0601	0,0523	0,0396	0,0396	0,035	0,0307	0,027	0,0237	0,0203	0,0177	0,0156
			1145	1415	1775	2244	2850	3620	4580	5655	7090	8835	11080	14470	18320	27620
2	0,24	2,4	0,011	0,0097	0,0085	0,0074	0,0064	0,0056	0,0049	0,0043	0,0038	0,0033	0,0029	0,0025	0,0021	0,0019
			0,108	0,0954	0,0836	0,0729	0.0634	0,0052	0,0461	0,0425	0,0372	0,0328	0,0287	0,0216	0,0214	0,0189
			1430	1765	2216	2805	3663	4523	5725	7065	8865	11040	13850	18090	22900	28300
2,5	0,38	3,7	0,0166	0,0146	0,0128	0,0112	0,0097	0,0024	0,0073	0,0065	0,0057	0,005	0,0044	0,0037	0,0032	0,0029
			0,162	0,144	0,126	0,11	0,0954	0,083	0,0724	0,064	0,0561	0,0493	0,0432	0,037	0,0322	0,0285

Скорость движения воздуха, м/с	Динамическое давление		Диаметр воздуховода, мм													
	кгс/м²	Па	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000
3	0,55	5,4	1715	2120	2660	3365	4275	5430	6870	8480	10600	13250	16620	21700	27480	33920
			0,0231	0,0205	0,0179	0,0156	0,0136	0,0118	0,0103	0,0091	0,0079	0,007	0,0061	0,0052	0,0045	0,004
			0,227	0,201	0,176	0,153	0,133	0,116	0,101	0,0894	0,0783	0,0689	0,0604	0,0517	0,045	0,0398
			2000	2475	3100	3925	4990	6330	9015	9895	12410	15460	19390	25330	32060	39580
3,5	0,75	7,3	0,0307	0,027	0,0238	0,0207	0,018	0,0157	0,0137	0,0121	0,0106	0,0093	0,0081	0,0069	0,0060	0,0053
			0,301	0,266	0,233	0,203	0,177	0,154	0,134	0,119	0,104	0,0914	0,08	0,0685	0,0597	0,0528
			2290	2825	3545	4490	5700	7235	9160	11310	14180	17670	22160	28950	36640	45230
4	0,98	9,6	0,0392	0,0347	0,0304	0,0265	0,023	0,02	0,0175	0,0154	0,0135	0,0119	0,0104	0,0089	0,0077	0,0068
			0,385	0,34	0,298	0,26	0,226	0,197	0,171	0,151	0,133	0,117	0,102	0,0875	0,0763	0,0675
			2575	3180	3990	5050	6413	8142	10300	12720	13960	19880	24950	32570	41220	50890
4,5	1,24	12,1	0,0486	0,043	0,0377	0,0329	0,0296	0,0249	0,0217	0,0192	0,0168	0,0148	0,0129	0,0111	0,0096	0,0085
			0,477	0,422	0,37	0,322	0,28	0,244	0,213	0,188	0,165	0,145	0,127	0,109	0,0943	0,0834
			2860	3535	4435	5610	7125	9045	11450	14140	17730	22090	27700	36190	45800	56540
5	1,53	15	0,059	0,0522	0,0457	0,0399	0,0347	0,0302	0,0263	0,0237	0,0204	0,0179	0,0157	0,0134	0,0117	0,0104
			0,579	0,512	0,449	0,391	0,34	0,296	0,253	0,2232	0,2	0,176	0,154	0,132	0,115	0,102
			3145	3885	4875	6170	7835	9945	12590	15545	19500	24290	30460	39790	50960	62170
5,5	1,85	18,2	0,0703	0,0622	0,0545	0,0475	0,0413	0,0359	0,0313	0,0277	0,0243	0,0213	0,0187	0,016	0,0139	0,0123
			0,689	0,61	0,534	0,466	0,405	0,352	0,307	0,272	0,238	0,209	0,183	0,157	0,137	0,181
			3435	4240	5320	6730	8550	10860	13740	16960	21280	26500	33250	43420	54960	67850
6	2,2	21,6	0,0824	0,0729	0,0639	0,0557	0,0484	0,0421	0,0367	0,0325	0,0285	0,025	0,0219	0,0188	0,0164	0,0145
			0,809	0,715	0,627	0,546	0,475	0,413	0,36	0,319	0,279	0,246	0,215	0,184	0,16	0,142
			3720	4590	5760	7290	9260	11755	14880	18370	23040	28700	36000	47020	59520	73470
6,5	2,58	25,4	0,0995	0,0844	0,074	0,0645	0,0561	0,0488	0,0425	0,0376	0,0329	0,029	0,0254	0,0217	0,0189	0,0168
			0,937	0,828	0,726	0,632	0,55	0,479	0,417	0,369	0,323	0,284	0,249	0,213	0,186	0,164
			4000	4945	6200	7855	9975	12660	16030	19790	24820	30920	38790	50660	64120	79160
7	3	29,4	0,109	0,0967	0,0847	0,0739	0,0642	0,0559	0,0481	0,0431	0,0377	0,0332	0,0291	0,0249	0,0217	0,0192
			1,07	0,949	0,831	0,725	0,63	0,54	0,478	0,423	0,37	0,326	0,285	0,244	0,213	0,188
			4290	5300	6645	8410	10680	13560	17170	21200	26590	33120	41540	54260	68670	84780
7,5	3,44	33,7	0,124	0,11	0,0962	0,0838	0,0729	0,0634	0,0553	0,048	0,0428	0,0377	0,033	0,0283	0,0246	0,0218
			1,22	1,08	0,943	0,822	0,715	0,622	0,542	0,48	0,42	0,37	0,324	0,277	0,242	0,214
			4580	5655	7090	8975	11400	14470	17320	22620	28370	35340	44330	57900	73280	90460
8	3,9	38,4	0,14	0,124	0,108	0,0945	0,0821	0,0714	0,0622	0,055	0,0482	0,0424	0,0372	0,0313	0,0277	0,0245
			1,37	1,21	1,06	0,925	0,805	0,7	0,61	0,54	0,473	0,416	0,365	0,312	0,272	0,24
			4865	6000	7530	9530	12110	15370	19460	24020	30130	37530	47080	61500	77800	96100
8,5	4,42	43,3	0,156	0,138	0,121	0,105	0,0917	0,0798	0,0695	0,0615	0,0539	0,0474	0,0415	0,0355	0,031	0,0274
			1,53	1,35	1,19	1,03	0,9	0,785	0,638	0,603	0,529	0,465	0,407	0,349	0,304	0,269

Продолжение табл. 22.15

Скорость движения воздуха, м/с	Динамическое давление		Диаметр воздуховода, мм													
	кгс/м^2	Па	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000
			5150	6,360	1980	10100	12830	16280	20610	25440	31900	39750	49870	65130	82440	101800
9	4,95	48,6	0,113	0,153	0,134	0,117	0,102	0,0886	0,0772	0,0683	0,0598	0,0526	0,0461	0,0395	0,0344	0,0304
			1,7	1,5	1,32	1,15	0,999	0,869	0,758	0,67	0,587	0,516	0,462	0,387	0,337	0,298
			5725	7070	8865	11220	14250	18100	22900	28270	35460	44170	55410	72370	91600	113100
10	6,12	60	0,21	0,186	0,163	0,142	0,124	0,107	0,0997	0,0828	0,0726	0,0639	0,0559	0,0479	0,0417	0,0366
			2,06	1,82	1,6	1,39	1,21	1,05	0,919	0,813	0,712	0,626	0,549	0,47	0,409	0,362
			6300	7770	9752	12340	15680	19900	25200	31100	39000	48600	60950	79600	100800	124400
11	7,4	72,6	0,25	0,221	0,194	0,169	0,147	0,128	0,112	0,0987	0,0864	0,076	0,0666	0,057	0,0497	0,0439
			2,46	2,17	1,9	1,66	1,44	1,26	1,09	0,968	0,848	0,746	0,654	0,559	0,488	0,431
			6870	8480	10640	13460	17100	21700	27500	33900	42550	53000	66500	86850	109900	105700
12	8,8	86,4	0,294	0,26	0,228	0,196	0,173	0,15	0,131	0,116	0,101	0,0892	0,0782	0,066	0,0583	0,0515
			2,88	2,55	2,23	1,95	1,69	1,47	1,28	1,14	0,995	0,875	0,767	0,656	0,578	0,506
			7440	9190	11530	14590	18530	23500	29770	36750	46100	57420	72030	94100	119100	147000
13	10,35	101	0,34	0,301	0,264	0,23	0,2	0,174	0,152	0,134	0,117	0,103	0,0905	0,0775	0,0675	0,0597
			3,34	2,95	2,59	2,25	1,96	1,71	1,49	1,31	1,15	1,01	0,888	0,76	0,662	0,586
			8015	9900	12400	15700	19950	25330	32060	39600	49650	61850	77550	101300	128200	158300
14	12	118	0,39	0,345	0,302	0,263	0,229	0,199	0,174	0,154	0,135	0,118	0,104	0,0884	0,0773	0,0684
			3,82	3,38	2,96	2,58	2,25	1,95	1,7	1,51	1,32	1,16	1,02	0,87	0,759	0,671
			8585	10600	13300	16830	21380	27140	34350	42400	53200	66250	83100	108600	137400	169600
15	13,75	135	0,442	0,391	0,343	0,299	0,26	0,226	0,197	0,174	0,153	0,134	0,118	0,101	0,0873	0,0776
			4,34	3,84	3,36	2,93	2,55	2,22	1,93	1,71	1,5	1,32	1,15	0,988	0,861	0,761
			9155	11300	14180	17950	22800	28940	36620	45220	56720	70650	88600	115750	146400	180900
16	15,65	153	0,498	0,44	0,386	0,336	0,292	0,254	0,222	0,196	0,172	0,151	0,132	0,113	0,0988	0,0874
			4,88	4,32	3,78	3,3	2,87	2,5	2,18	1,92	1,69	1,48	1,3	1,11	0,969	0,851
			9730	12010	15070	19070	24230	30760	38930	48060	60290	15090	94200	123000	155700	192200
17	17,7	173	0,556	0,492	0,431	0,376	0,327	0,284	0,248	0,219	0,192	0,169	0,148	0,127	0,11	0,0976
			5,46	4,83	4,23	3,69	3,21	2,79	2,43	2,15	1,88	1,66	1,45	1,24	1,08	0,958
			10300	12700	15950	20190	25640	32550	41200	50870	63800	79480	99700	130220	165000	203500
18	19,8	194	0,619	0,546	0,479	0,417	0,363	0,316	0,275	0,243	0,213	0,188	0,164	0,141	0,123	0,108
			6,06	5,36	4,7	4,09	3,56	3,1	2,7	2,39	2,0	1,84	1,61	1,38	1,2	1,06
			10880	13430	16840	21320	27080	34380	43500	53700	67400	84000	105300	137500	174000	214900
19	22,1	217	0,682	0,603	0,529	0,461	0,401	0,349	0,304	0,269	0,235	0,207	0,181	0,155	0,35	0,12
			6,69	5,92	5,19	4,52	3,93	3,42	2,98	2,64	2,31	2,03	1,78	1,52	1,33	1,17
			11450	14130	17750	22440	28500	36200	45800	56540	70900	88350	110800	144700	183200	226200
20	24,5	240	0,749	0,663	0,581	0,506	0,44	0,383	0,334	0,295	0,259	0,228	0,199	0,171	0,149	0,132
			7,35	6,5	5,7	4,97	4,32	3,76	3,27	2,9	2,54	2,23	1,96	1,67	1,46	1,29

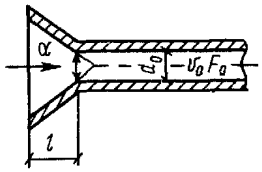
ТАБЛИЦА 22.16. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ТРУБЫ, ЗАДЕЛАННОЙ В СТЕНУ



δ/d_0	Значения ζ_0 при b/d_0						
	0	0,002	0,01	0,05	0,2	0,5	1
0	0,5	0,57	0,68	0,8	0,92	1	0,94
0,02 и более	0,5	0,51	0,52	0,65	0,66	0,72	0,72

Примечание. Значение ζ_0 соответствует скорости в трубе v_0

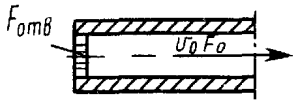
ТАБЛИЦА 22.17. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 КОНИЧЕСКОГО КОЛЛЕКТОРА



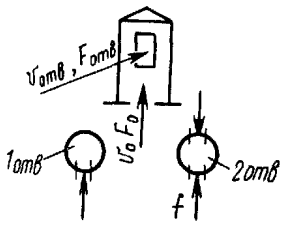
l/d_0	Значения ζ_0 при α, град						
	0	10	30	60	100	140	180
0,025	1	0,96	0,9	0,8	0,69	0,59	0,5
0,05	1	0,93	0,8	0,67	0,58	0,53	0,5
0,1	1	0,8	0,55	0,41	0,41	0,44	0,5
0,25	1	0,68	0,3	0,17	0,22	0,34	0,5
0,6	1	0,46	0,18	0,13	0,21	0,33	0,5
1	1	0,32	0,14	0,1	0,18	0,3	0,5

ТАБЛИЦА 22.18. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ДЛЯ ПРЯМОГО КАНАЛА С СЕТКОЙ ИЛИ РЕШЕТКОЙ, ПЕРВОГО БОКОВОГО И ПОСЛЕДНЕГО БОКОВОГО ОТВЕРСТИЯ

Элемент системы	Значения ζ_0 при $F_{отв}/F_0$												
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1.0	1,2	1,4	1,6	1,8
Прямой канал с сеткой или решеткой	—	—	4	2,65	1,97	1,58	1,32	1,14	—	—	—	—	—

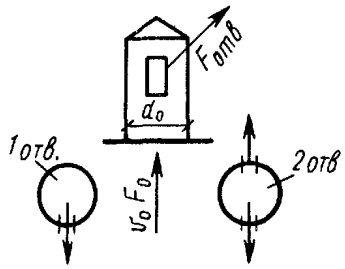


Первое боковое отверстие:



одно отверстие	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,28	—	—	—	—
два отверстия (одно против другого)	—	–	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	—	2,01	—	1,1

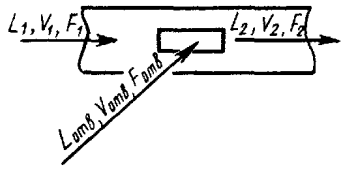
Последнее боковое отверстие:



одно отверстие	65,7	30	16,4	10,8	7,3	5,5	4,48	3,67	3,16	2,44	—	—	—
два отверстия (одно против другого)	67,7	33	17,2	11,6	8,45	6,8	5,88	5	4,3	3,47	2,9	2,52	2,25

Примечание. В прямом канале с сеткой или решеткой $F_{отв}$ – живое сечение сетки.

ТАБЛИЦА 22.19. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 СРЕДНЕГО ОТВЕРСТИЯ

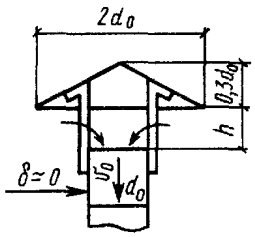


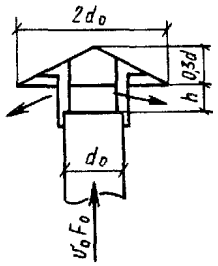
$F_{отв}/F_1$	Значения $\zeta_{отв}$ (вход) при $Q_{отв}/Q_2$					Значения ζ_1 (проход) при $Q_{отв}/Q_2$				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0,1	0,8	1,3	1,4	1,4	1,4	0,1	– 0,1	– 0,8	– 2,6	– 6,6
0,2	– 1,4	0,9	1,3	1,4	1,4	0,1	0,2	– 0,01	– 0,6	– 2,1
0,4	– 9,5	0,2	0,9	1,2	1,3	0,2	0,3	0,3	0,2	– 0,2
0,6	– 21,2	– 2,5	0,3	1	1,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3

Примечание. $\zeta_{отв}$ – относится к скорости в отверстии $v_{отв}$; ζ_1 – к скорости в воздуховоде v_1.

ТАБЛИЦА 22.20. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ ШАХТ С ЗОНТОМ

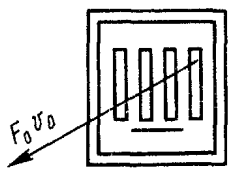
Тип шахты	Значения ζ_0 при h/d_0														
	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,63	0,7	0,8	0,86	0,9	1	От 1 до ∞
Приточная	2,63	1,83	—	1,53	—	1,39	1,31	1,19	—	1,15	1,08	—	1,07	—	1,05
Вытяжная	4	2,3	1,9	1,6	1,4	1,3	1,15	—	1,1	—	—	1	—	1	—





Примечание. По серии 1.494-32 для приточных шахт с зонтом круглого и квадратного сечения $\zeta_0 = 1,4$, прямоугольного сечения $\zeta_0 = 1,25$; для вытяжных шахт с зонтом круглого и квадратного сечения $\zeta = 1,3$, прямоугольного сечения $\zeta_0 = 1,15$, для дефлекторов $\zeta_0 = 0,64$.

ТАБЛИЦА 22.21. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 РЕШЕТКИ ЩЕЛЕВОЙ ТИПА *Р* И ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ТРУБЫ

Элемент системы	Эскиз	η_0
Решетка щелевая типа Р (серия 1.494-10)		2,0

Продолжение табл. 22.21

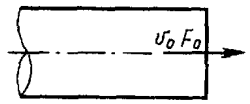
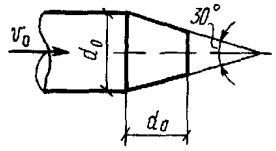
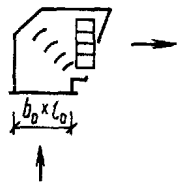
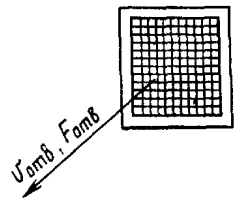
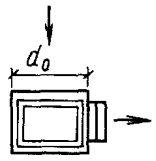
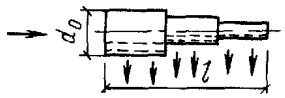
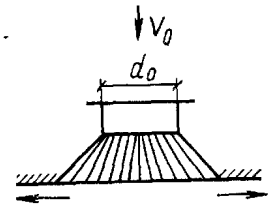
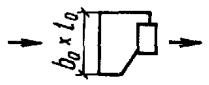
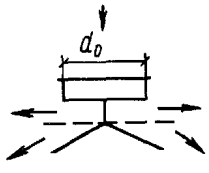
Элемент системы	Эскиз	η_0
Цилиндрическая труба		1,1
Цилиндрическая труба с конфузором		4,5

ТАБЛИЦА 22.22. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Тип воздухораспределителя	Эскиз	ζ_0
Воздухораспределитель для подачи воздуха компактной струей типа ВГК (серия 4.904-68)		1,9
Решетка, сетка, перфорация, отверстия с параллельными направляющими лопатками		1,8
Воздухораспределитель приколонный регулируемого типа НРВ (серия 4.904-37)		3
Воздухораспределитель перфорированный круглый типа ВПК (серия 5.904-6)		2,4
Воздухораспределитель двухструйный шестидиффузорный прямоугольного сечения типа ВДШп (серия 4.904-29 и I.494-29)		1,3
Воздухораспределитель для сосредоточенной подачи воздуха типа ВСП (серия 5.904-18)		2,5
Воздухораспределитель регулируемого типа ВР (серия 5.904-21)		1,5–1,7

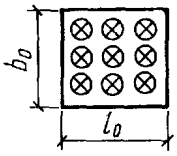
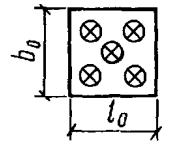
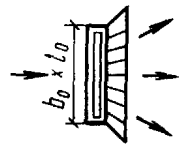
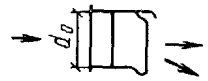
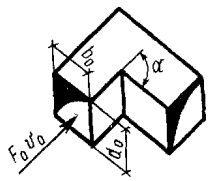
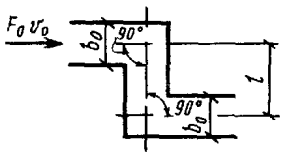
Тип воздухораспределителя	Эскиз	ζ_0
Воздухораспределитель эжекционный панельный штампованный типа п-ВЭПш (серия 1.904-38)		330
Устройство для напольной раздачи воздуха типа УВН (серия 5.904-36)		650
Решетка вентиляционная унифицированная типа РВ		1,3–2,4
Воздухораспределитель вихревой регулируемый типа ВВР (серия 5.904-40)		1,2–2,3

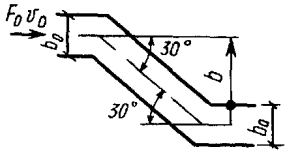
ТАБЛИЦА 22.23. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 КОЛЕНА С ОСТРЫМИ КРОМКАМИ, Z-ОБРАЗНОГО 90 И 30° КВАДРАТНОГО И КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Колено с острыми кромками		Колено z-образное 90			
					
α, град	ζ_0	l/b_0	ζ_0	l/b_0	ζ_0
0	0	0	0	2,4	3,65
20	0,13	0,4	0,62	2,8	3,3
30	0,16	0,6	0,9	3,2	3,2
45	0,32	0,8	1,61	4	3,8
60	0,56	1	2,63	5	2,92
75	0,81	1,2	3,61	6	2,8
90	1,2	1,4	4,01	7	2,7
110	1,9	1,6	4,18	9	2,6
130	2,6	1,8	4,22	10	2,45
150	3,2	2	4,18	15 и более	2,3
180	3,6				

Продолжение табл 22.23

Колено с острыми кромками		Колено z-образное 90°			
α, град	ζ_0	l/b_0	ζ_0	l/b_0	ζ_0

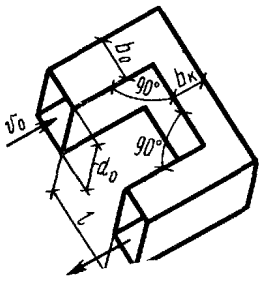
Примечания. 1. Для колена z-образного 30° $\zeta_0 = 0{,}16$ при $l/b_0 = 15$. 2. Для колена прямоугольного



сечения значение ζ_0 следует умножить на величину c:

d_0/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2
c	1,1	1,07	1,04	1	0,95	0,9
d_0/b_0	3	4	5	6	7	8
c	0,83	0,78	0,75	0,72	0,71	0,7

ТАБЛИЦА 22.24. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 КОЛЕНА П-ОБРАЗНОГО 90°

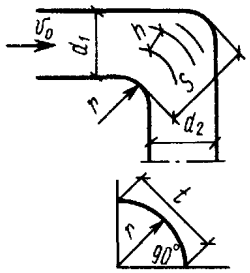


b_k/b_0	Значения ζ_0 при l/b_0											
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,4
0,5	7,9	6,9	6,1	5,4	4,7	4,3	4,2	4,3	4,44	4,6	4,8	5,3
0,73	4,5	3,6	2,9	2,5	2,4	2,3	2,3	2,3	2,4	2,6	2,7	3,2
1	3,6	2,5	1,8	1,4	1,3	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	2,3
2	3,9	2,4	1,5	1	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7

Примечание. При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножить на величину c (см. стр. 216).

ТАБЛИЦА 22.25. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 КОЛЕНА 90° С НАПРАВЛЯЮЩИМИ ЛОПАТКАМИ

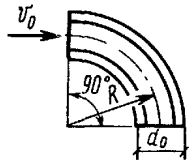
$t = 0{,}2 - 0{,}5\,d$, $r = 0{,}14 - 0{,}35\,d$



r/d_1	0	0,1	0,24	0,3
ζ_0	0,4	0,35	0,2	0,2

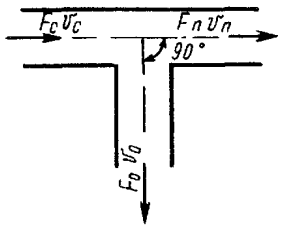
Примечание. $d_k = 0{,}67\,\dfrac{S}{n+1}\left(1+\dfrac{k-1}{n}\right)$, где k – порядковый номер лопатки; $n = 1{,}4\ (S/t)$ – общее число лопаток, t – длина лопатки.

ТАБЛИЦА 22.26 ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ОТВОДА 90° ШТАМПОВАННОГО КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ



R/d	1	1,5	2
ζ_0	0,21	0,17	0,15

ТАБЛИЦА 22.27 ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 И $\zeta_п$ ТРОЙНИКА ПРЯМОГО 90° ПРИТОЧНОГО ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

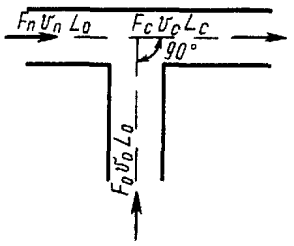


Значения ζ_0 и $\zeta_п$

v_0/v_c	$F_п = F_c$		$v_п/v_c$	$F_0 + F_п = F_C$	
	ζ_0	$\zeta_п$		ζ_0	$\zeta_п$
0,4	9,4	0,4	0,4	Определяется	4,4
0,5	6,2	0	0,5	по формуле	2,0
0,6	4,2	– 0,1	0,6	$\zeta_0 = (v_c/v_0)^2$	0,8
0,8	2,3	– 0,1	0,8		0,1
1	1,6	0	1		0
1,2	1,2		1,2		0,1
1,4	1		1,4		0,2
1,6	0,8		1,6		0,4
1,8	0,7		1,8		0,6
2	0,7		2,0		0,8
2,2	0,7				
2,4	0,7				

Примечание. Коэффициент местного сопротивления тройника штанообразного определяется так же, как для бокового ответвления прямого тройника, крестовины – как для прямого тройника.

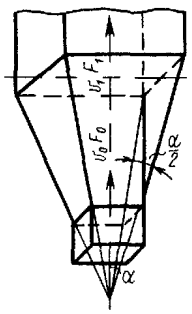
ТАБЛИЦА 22 28 ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 И $\zeta_п$ ТРОЙНИКА ПРЯМОГО 90° ВЫТЯЖНОГО ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ $F_п = F_с$



$F_0/F_п$	Значения ζ_0 (в числителе) и $\zeta_п$ (в знаменателе) при $L_0/L_с$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
0,1	0,3 / —	0,9 / —	1 / —	1 / —	1 / —	1 / —	1 / —	1 / —	1 / —	1 / —
0,2	0,2 / — 1,7	0,5 / 0,6	0,9 / 1	1,5 / 1	2,5 / 1	4,4 / 1	8,4 / 1	20 / 1	82 / 1	∞ / 1
0,4	0,2 / — 2,4	0,4 / — 0,6	0,8 / 0,7	1,3 / 1	2,1 / 1,1	3,7 / 1,1	7,1 / 1,1	16,7 / 1,1	69 / 1,1	∞ / 1,1
0,6	0,2 / — 21	0,4 / —2,7	0,6 / 0,1	1 / 0,9	1,6 / 1,1	2,8 / 1,	5,2 / 1,2	12,3 / 1,2	51 / 1,2	∞ / 1,2
0,8	0,2 / — 37	0,4 / — 5,5	0,6 / — 0,7	0,8 / 0,6	1,3 / 1,1	2,2 / 1,2	4,1 / 1,3	9,5 / 1,3	39 / 1,2	∞ / 1,2
1	0,8 / — 50	0,4 / — 8,8	0,5 / — 1,7	0,7 / 0,3	1,1 / 1,1	1,8 / 1,3	3,3 / 1,3	7,6 / 1,3	31 / 1,3	∞ / 1,3
	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,6	2,8	6,3	2,5	∞

ТАБЛИЦА 22 29 ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ДИФФУЗОРОВ ПИРАМИДАЛЬНЫХ И КОНИЧЕСКИХ В СЕТИ

Тип диффузора	F_0/F_1	Значения ζ_0 при α, град										
		10	12	14	16	18	20	24	28	30	32	40
Пирамидальный	0,2	0,14	0,17	0,2	0,24	0,28	0,31	0,4	0,49	—	0,59	0,69
	0,25	0,13	0,16	0,18	0,21	0,24	0,27	0,35	0,43	-	0,52	0,61
	0,3	0,11	0,13	0,16	0,19	0,22	0,24	0,31	0,38		0,46	0,53
	0,4	0,09	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,23	0,28	—	0,34	0,4
	0,5	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12	0,13	0,17	0,2	—	0,24	0,28
	0,6	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14		0,16	0,19



Продолжение табл. 22.29

Тип диффузора	F_0/F_1	Значения ζ_0 при α, град										
		10	12	14	16	18	20	24	28	30	32	40
Конический	0,2	0,12	0,14	0,17	0,19	—	0,25	0,32	—	0,43	—	0,61
	0,25	0,1	0,12	0,15	0,17	—	0,22	0,28	—	0,37	—	0,49
	0,3	0,09	0,11	0,13	0,15	—	0,2	0,25	—	0,33	—	0,42
	0,4	0,08	0,09	0,1	0,12	—	0,15	0,19	—	0,25	—	0,35
	0,5	0,06	0,07	0,08	0,09	—	0,11	0,14	—	0,18	—	0,25
	0,6	0,05	0,05	0,06	0,07	—	0,08	0,1	—	0,12	—	0,17

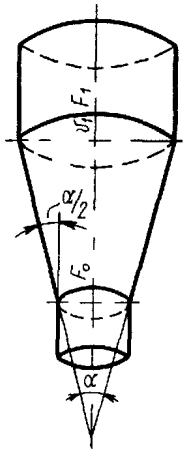
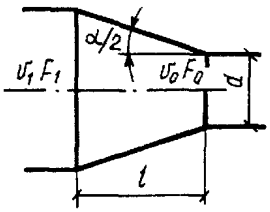
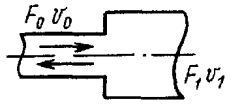


ТАБЛИЦА 22.30. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 КОНФУЗОРА В СЕТИ (ПРИ ПРЯМОУГОЛЬНОМ СЕЧЕНИИ $d = \frac{2ab}{a+b}$)



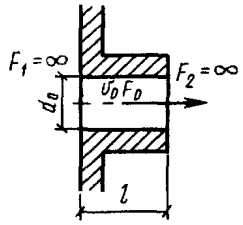
l/d	Значения ζ_0 при α, град			
	10	20	30	40
0,1	0,41	0,34	0,27	0,24
0,15	0,39	0,29	0,22	0,18
0,6	0,29	0,2	0,15	0,13
Свыше 0,6	$\zeta_0 = 0,1$			

ТАБЛИЦА 22.31. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ИЗМЕНЕНИЯ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ



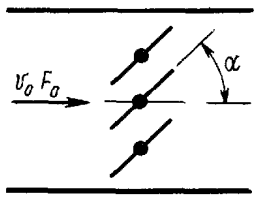
F_0/F_1	Значения ζ_0 при внезапном изменении сечения потока	
	расширении	сужении
0	1	0,5
0,1	0,81	0,45
0,2	0,64	0,4
0,3	0,5	0,35
0,4	0,36	0,3
0,5	0,25	0,25
0,6	0,16	0,2
0,7	0,09	0,15
0,8	0,04	0,1
1	0	0

ТАБЛИЦА 22.32. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ОТВЕРСТИЯ С УТОЛЩЕННЫМИ КРАЯМИ



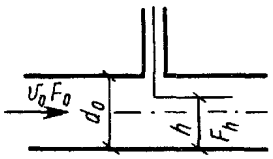
l/d_0	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	4
ζ_0	2,89	2,72	2,6	2,34	1,95	1,76	1,68	1,63	1,61	1,55	1,56	1,56

ТАБЛИЦА 22 33. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ДРОССЕЛЬ-КЛАПАНА



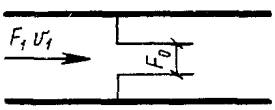
Количество створок n	Значения ζ_0 при α, град									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	0,04	0,3	1,1	2,5	8	20	60	200	1500	6000
2	0,07	0,4	1,1	2,5	5,5	12	30	90	160	7000
3	0,12	0,12	0,8	2	5	10	19	40	160	7000
4	0,13	0,25	0,8	2	4	8	15	30	110	6000
5	0,15	0,2	0,7	1,8	3,5	7	19	28	80	5000

ТАБЛИЦА 22.34. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ШИБЕРА (ПРИ ПРЯМОУГОЛЬНОМ СЕЧЕНИИ $d = \frac{2ab}{a+b}$)



h/d_0	F_h/F_0	Значения ζ_0 для воздуховодов	
		круглых	прямоугольных
0	0	∞	∞
0,1	—	—	193
0,2	0,25	35	44,5
0,3	0,38	10	17,8
0,4	0,5	4,6	8,12
0,5	0,61	2,06	4,02
0,6	0,71	0,98	2,08
0,7	0,81	0,44	0,95
0,8	0,9	0,17	0,39
0,9	0,96	0,06	0,09
1	1	0	0

ТАБЛИЦА 22.35. ЗНАЧЕНИЯ ζ_0 ДИАФРАГМЫ НА ПРЯМОМ УЧАСТКЕ



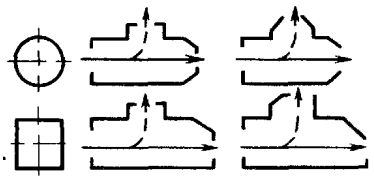
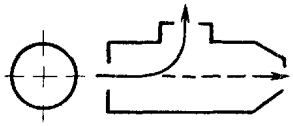
F_0/F_1	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
ζ_1	3,75	2,89	1,9	1,41	0,93	0,69	0,41	0,25	0,13	0,05	0

ТАБЛИЦА 22.36. ЗНАЧЕНИЯ ζ УЗЛОВ ОТВЕТВЛЕНИЯ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ В РЕЖИМЕ НАГНЕТАНИЯ



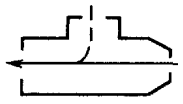
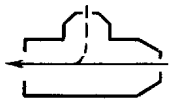
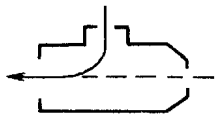
L_0/L_c	Значения ζ_0 при f_0/f_c							
	0,65	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,1
0,05	—	—	—	—	29,5	19,8	12,0	2,5
0,1	—	—	19,8	12,0	6,2	4,1	2,5	0,7
0,2	7,5	6,2	4,1	2,5	1,3	0,95	0,7	0,5
0,3	3,0	2,5	1,7	1,1	0,7	0,6	0,55	0,45
0,4	1,65	1,4	0,95	0,7	0,6	0,55	0,55	—
0,5	1,05	0,9	0,7	0,6	0,55	0,55	0,45	—
0,6	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,5	0,45	—
0,7	0,65	0,6	0,55	0,5	0,5	0,45	—	—
0,8	0,55	0,55	0,5	0,55	—	—	—	—
0,9	0,5	0,5	0,5	—	—		—	—
0,95	0,5	0,5	—	—	—	—	—	—

ТАБЛИЦА 22.37. ЗНАЧЕНИЯ ζ УЗЛОВ ОТВЕТВЛЕНИЯ КРУГЛОГО И ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЙ В РЕЖИМЕ НАГНЕТАНИЯ

	Проход	Ответвление
		

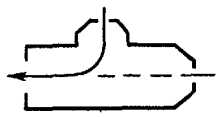
L_0/L_c	Значения ζ при f_n/f_c					Значения ζ при f_0/f_c							
	1,0	0,8	0,65	0,6	0,5	0,65	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,1
0,05	0,2	0,25	0,3	0,3	0,3	—	—	94,7	59,9	33,1	22,6	14,2	3,4
0,1	0,15	0,2	0,3	0,3	0.3	—	—	22,6	14,2	7,8	5,35	3,4	1,0
0,2	0,15	0,2	0,25	0,25	0,3	9,2	7,8	5,4	3,4	2,0	1,4	1,0	0,55
0,3	0,15	0,2	0,25	0,25	0,3	4	3,4	2,4	1,6	1,0	0,8	0,65	0,55
0,4	0,2	0,25	0,3	0,3	0,3	2,25	1,9	1,4	1,0	0,7	0,6	0,55	0,5
0,5	0,3	0,4	0,4	0,4	0,35	1,5	1,3	1,0	0,75	0,6	0,55	0,55	—
0,6	0,75	0,7	0,6	0,6	0,55	1,1	1,0	0,8	0,65	0,55	0,55	0,5	—
0,7	2,0	1,55	1,25	1,1	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,5	0,5	—
0,8	—	4,5	3,3	2,9	2,2	0,8	0,7	0,6	0,55	0,5	0,5	0,5	—
0,9	—	—	—	—	10,0	0,7	0,65	0,55	0,5	—	—	—	—
0,95	—	—	—	—	—	0,65	0,6	0,55	0,5	—	—	—	—

ТАБЛИЦА 22.38. ЗНАЧЕНИЯ ζ УЗЛОВ ОТВЕТВЛЕНИЯ

		Проход								Ответвление			
													
f_n/f_c	l_0/l_c	Значения ζ при f_0/f_c											
		0,65	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,1	0,65	0,6	0,5	0,4
1	0,05	—	—	—	—	—	—	0,1	0,1	—	—	—	—
	0,1	—	—	—	0,15	0,2	0,2	0,2	0,2	—	—	—	– 4,8
	0,2	—	0,2	0,2	0,25	0,3	0,3	0,35	0,45	—	1,35	– 0,17	0,73
	0,3	0,35	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,6	0,9	0,47	0,73	1,11	1,39
	0,4	0,55	0,55	0,6	0,7	0,8	1	1,1	—	1,32	1,3	1,39	1,42
	0,5	0,75	0,8	1	1,15	1,5	—	—	—	1,35	1,4	1,42	1,38
	0,6	1,2	1,3	1,6	2	—	—	—	—	1,41	1,42	1,39	1,29
0,8	0,1	—	—	—	—	0,2	0,25	0,25	0,3	—	—	—	—
	0,2	—	—	0,3	0,3	0,3	0,35	0,4	0,55	—	—	– 0,26	0,68
	0,3	0,35	0,35	0,4	0,4	0,5	0,55	0,6	1	0,33	0,68	1,03	1,33
	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,7	1,19	1,26	1,37	1,34
	0,5	0,75	0,8	0,9	1,1	1,3	1,5	1,8	3,1	1,32	1,37	1,34	1,34
	0,6	1,1	1,2	1,4	1,8	2,3	2,7	3,3	6,1	1,35	1,34	1,34	1,25
0,65	0,2	—	—	0,25	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	—	—	– 0,97	0,32
	0,3	0,35	0,35	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,85	0,0	0,32	0,89	1,24
	0,4	0,4	0,45	0,5	0,55	0,7	0,8	0,9	1,4	0,98	1,12	1,32	1,39
	0,5	0,6	0,65	0,75	0,85	1,1	1,3	1,5	2,6	1,28	1,34	1,39	1,34
	0,6	0,9	1,0	1,2	1,5	1,9	2,2	2,7	5,0	1,35	1,39	1,35	1,29
	0,7	1,5	1,75	2,2	2,8	3,8	4,5	5,5	10,0	1,38	1,4	1,35	1,19
0,6	0,2	—	0,25	0,25	0,25	0,3	0,35	0,35	0,45	—	– 3,61	– 1,5	0,12
	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,45	0,5	0,75	– 0,57	0,12	0,61	1,16
	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,65	0,7	0,8	1,3	0,74	0,94	1,24	1,36
	0,5	0,6	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	2,4	1,15	1,3	1,36	1,34
	0,6	0,85	0,9	1,1	1,4	1,8	2,1	2,5	4,5	1,29	1,36	1,35	1,27
	0,7	1,45	1,6	2,0	2,6	3,4	4,0	5,0	9,5	1,38	1,4	1,3	1,19
	0,8	3,1	3,5	4,7	6,1	8,4	9,3	12,8	25,2	1,39	1,33	1,25	1,1
0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,4	– 7,49	– 6,04	– 3,12	– 0,91
	0,3	0,25	0,3	0,3	0,3	0,35	0,4	0,4	0,6	– 1,7	– 0,91	0,11	0,85
	0,4	0,35	0,4	0,4	0,45	0,55	0,6	0,65	1,0	0,26	0,56	0,99	1,24
	0,5	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,95	1,1	1,9	0,92	1,04	1,24	1,3
	0,6	0,75	0,8	0,9	1,15	1,4	1,7	2,0	3,5	1,17	1,24	1,3	1,26
	0,7	1,2	1,3	1,6	2,1	2,7	3,2	3,9	7,4	1,38	1,32	1,28	1,18
	0,8	2,6	2,9	3,7	4,9	6,7	8,0	10,0	19,5	1,34	1,3	1,23	1,1

КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ В РЕЖИМЕ ВСАСЫВАНИЯ

	Ответвление



Значения ζ при f_0/f_c

0,3	0,25	0,2	0,1	0,65	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,1
—	—	− 4,8	0,73	—	—	—	—	—	—	− 13	− 3,9
1,35	− 0,17	0,73	1,42	—	—	—	− 9,8	− 5,9	− 4,2	− 2,8	− 0,7
1,35	1,39	1,42	1,12	—	− 4,1	− 2,9	− 1,8	0,9	− 0,6	− 0,3	0
1,42	1,39	1,29	0,23	− 1,6	− 1,3	− 0,8	− 0,4	0,0	0	0,1	0,2
1,35	1,26	1,12	—	− 0,45	− 0,3	− 0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	—
1,24	—	—	—	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	—	—	—
—	—	—	—	0,25	0,3	0,4	0,5	—	—	—	—
− 1,62	− 0,26	0,68	1,34	—	—	—	—	− 5,3	− 3,8	− 2,5	− 0,6
1,26	1,37	1,34	1,07	—	—	− 2,5	− 1,5	− 0,8	− 0,4	− 0,2	0,1
1,34	1,35	1,25	0,76	− 1,35	− 1,1	− 0,6	− 0,2	0	0,2	0,2	0,25
1,32	1,25	1,07	—	0,35	− 0,2	0	0,2	0,3	0,35	0,35	0,3
1,24	1,07	0,91	—	0,1	0,2	0,3	0,4	0,45	0,4	0,4	0,3
1,07	0,94	0,76	—	0,35	0,4	0,5	0,5	0,55	0,5	0,5	0,35
1,12	1,32	1,39	1,09	—	—	− 2,3	− 1,35	− 0,6	− 0,35	− 0,1	0,2
1,39	1,35	1,29	0,77	− 1,2	− 0,95	− 0,45	− 0,05	0,15	0,25	0,35	0,35
1,32	1,25	1,09	—	− 0,2	− 0,05	0,1	0,3	0,45	0,45	0,5	0,35
1,23	1,09	0,92	—	0,15	0,25	0,4	0,5	0,55	0,55	0,55	0,4
1,09	0,95	0,77	—	0,4	0,45	0,5	0,6	0,65	0,6	0,6	0,4
0,98	0,83	—	—	0,5	0,6	0,65	0,7	0,7	0,65	0,6	0,4
0,94	1,24	1,36	1,1	—	− 3,3	− 2,2	− 1,3	− 0,6	− 0,35	− 0,05	0,2
1,36	1,35	1,27	0,77	− 1,15	− 0,9	− 0,4	0	0,2	0,3	0,35	0,3
1,32	1,25	1,1	—	− 0,15	0,0	0,1	0,3	0,5	0,5	0,5	0,3
1,23	1,1	0,92	—	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,6	0,55	0,4
1,1	0,95	0,77	—	0,45	0,55	0,6	0,65	0,65	0,65	0,6	0,4
0,98	0,84	—	—	0,55	0,6	0,65	0,75	0,7	0,65	0,6	0,4
0,88	—	—	—	0,65	0,7	0,75	0,75	0,7	0,65	0,6	0,4
0,56	0,99	1,24	1,1	− 3,55	− 3,0	− 2,0	− 1,1	− 0,4	− 0,15	0,1	0,3
1,24	1,3	1,26	0,79	− 1	− 0,8	− 0,3	0,0	0,3	0,4	0,45	0,45
1,29	1,23	1,1	—	− 0,15	0	0,2	0,4	0,55	0,55	0,55	0,45
1,22	1,1	0,94	—	0,25	0,3	0,45	0,6	0,65	0,65	0,65	0,45
1,1	0,98	0,79	—	0,45	0,55	0,6	0,65	0,7	0,7	0,65	0,45
1,0	0,85	—	—	0,55	0,6	0,7	0,7	0,7	0,7	0,65	0,45
0,89	—	—	—	0,65	0,7	0,75	0,75	0,75	0,75	0,7	0,5

ТАБЛИЦА 22 39 ЗНАЧЕНИЯ ζ УЗЛОВ ОТВЕТВЛЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ В РЕЖИМЕ НАГНЕТАНИЯ

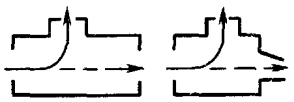
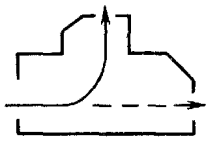
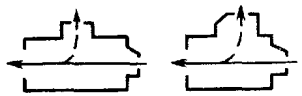
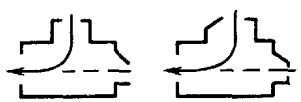
	Значения ζ при f_0/f_c																			
																				
L_0/L_c	0,8	0 7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,1	0,05	0,8	0,7	0,6	0 5	0,4	0,3	0,25	0,?	0,1	0 05
0,05	—	—	—	—	—	—	23,7	15,1	3,9	1,3	—	—	—	—	—	29,5	19,5	11,7	2,2	0,4
0,1	—	—	—	23,7	15,1	8,5	6,0	3,9	1,3	0,7'	—	—	28,8	19,5	11,8	6,1	3,8	2,2	0,4	0.3
0,2	15,1	11,3	8,5	6,0	3,9	2,4	1,8	1,3	0,7	0,5	11,7	8,6	6,1	3,9	2,2	1,1	0,7	0,4	0,3	0,3
0,3	6,8	5,3	4,0	2,8	2,0	1,3	1.0	0,9	0,6	0,4	4,6	3,3	2,25	1,45	0,8	0,4	0,35	0,3	0,3	—
0,4	3,9	3,1	2,4	1,8	1,3	1,0	0,8	0,7	0,5	0,3	2,25	1,65	1,1	0,75	0,4	0,3	0,3	0,3	—	—
0,5	2,7	2,2	1,6	1,3	1,0	0,8	0,73	0,65	0,5	0,2	1,3	1,0	0,7	0,45	0,3	0.3	0,03	0,3	—	—
0,6	2,0	1,7	1,3	1,1	0,9	0,7	0,7	0,6	0,4	0,06	0,9	0,65	0,45	0.35	0,3	0,3	0,3	0,3	—	—
0,7	1,6	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,6	0,35	− 0,06	0,6	0,45	0,35	0,3	0,3	0,3	0,3	—	—	—
0,8	1,3	1,1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,6	0,5	0,3	− 0,2	0,45	0,35	0,3	0,3	0,3	—	—	—	—	—
0,9	1,2	1,05	0,9	0,8	0.7	0,6	0,6	0,5	0,2	− 0,3	0,35	0,3	0,3	0,3	—	—	—	—	—	—
0,95	1,1	0,97	0,85	0,75	0,7	0,6	0,5	0,5	0,2	− 0,35	—	0,35	0,3	0,3	—	—	—	—	—	—

ТАБЛИЦА 22 40 ЗНАЧЕНИЯ ζ УЗЛОВ ОТВЕТВЛЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ В РЕЖИМЕ ВСАСЫВАНИЯ

$f_п/f_c$	L_0/L_c	Проход									Ответвление								
																			
		Значения ζ при f_0/f_c																	
		0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0 25	0,2	0,1
	0,05	—	—	—	—	—	—	—	0,1	0,1	—	—	—	—	—	—	—	− 33,8	− 16,5
1,0	0,1	—	—	—	—	0,15	0,15	0,15	0,15	0,2	—	—	—	—	− 13,7	− 10,2	− 8,4	− 6,5	− 2,9

	0,2	—	—	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,45	—	—	− 3,3	− 2,5	− 1,75	− 1,0	− 0,7	− 0,35	− 0,16
	0,3	0,3	0,3	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,9	− 1,1	− 0,8	− 0,4	− 0,15	− 0,15	0,4	0,45	0,55	0,6
	0,4	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	—	0,0	0,2	0,4	0,55	0,7	0,75	0,8	0,8	—
	0,5	0,45	0,5	0,65	0,7	0,95	1,2	—	—	—	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	—	—	—
	0,6	0,55	0,7	0,9	1,2	1,6	—	—	—	—	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	—	—	—	—
0,8	0,1	—	—	—	—	—	0,3	0,3	0,3	—	—	—	—	—	—	− 8,1	− 6,6	− 5,0	—
	0,2	—	—	0,35	0,35	0,35	0,4	0,45	0,45	—	—	—	− 2,2	− 1,7	− 1,1	− 0,45	− 0,2	0.0	—
	0,3	0,35	0,4	0,45	0,45	0,5	0,6	0,65	0,7	—	− 0,6	− 0,3	0,0	0,2	0,5	0,7	0,75	0,8	—
	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,9	1,0	1,15	—	0,3	0,45	0,6	0,8	0,9	1,0	1,0	1,0	—
	0,5	0,55	0,65	0,75	0,9	1,1	1,4	1,6	2,0	—	0,65	0,75	0,85	0,95	1,0	1,0	1,0	1,0	—
	0,6	0,65	0,85	1,1	1,4	1,8	2,4	2,9	—	—	0,8	0,9	0,95	1,0	1,1	1,1	1,0	—	—
	0,7	0,75	1,2	1,7	2,3	3,2	4,6	—	—	—	0,85	0,9	1,0	1,0	1,0	1,0	—	—	—
0,65	0,2	—	—	—	0,35	0,35	0,4	—	—	—	—	—	—	− 1,15	− 0,7	− 0,15	—	—	—
	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	0,55	—	—	—	− 0,25	− 0,05	0,2	0,45	0,65	0,85	—	—	—
	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,65	0,8	—	—	—	0,45	0,6	0,7	0,85	1,0	1,0	—	—	—
	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,95	1,25	—	—	—	0,7	0,8	0,9	1,0	1,05	1,1	—	—	—
	0,6	0,65	0,8	0,95	1,25	1,6	2,1	—	—	—	0,8	0,9	1,0	1,0	1,1	1,1	—	—	—
	0,7	0,8	1,15	1,55	2,1	2,85	4,0	—	—	—	0,85	0,9	1,0	1,0	1,1	1,1	—	—	—
0,6	0,2	—	—	—	0,3	0,35	0,35	—	—	—	—	—	—	− 1,0	− 0,55	− 0,1	—	—	—
	0,3	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	—	—	—	− 0,15	0,0	0,25	0,45	0,65	0,85	—	—	—
	0,4	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,75	—	—	—	0,5	0,6	0,7	0,85	0,95	1,0	—	—	—
	0,5	0,5	0,55	0,65	0,75	0,9	1,15	—	—	—	0,7	0,8	0,9	0,95	1,0	1,1	—	—	—
	0,6	0,6	0,75	0,9	1,2	1,5	2,0	—	—	—	0,8	0,9	0,95	1,0	1,1	1,1	—	—	—
	0,7	0,8	1,1	1,5	2,0	2,7	3,75	—	—	—	0,8	0,9	0,95	1,0	1,1	1,1	—	—	—
	0,8	1,1	1,9	3,0	—	—	—	—	—	—	0,8	0,9	0,95	—	—	—	—	—	—
0,5	0,2	—	0,25	0,25	0,3	0,3	—	—	—	—	—	− 1,5	− 1,2	− 0,8	− 0,4	—	—	—	—
	0,3	0,25	0,3	0,35	0,35	0,35	—	—	—	—	0	0,1	0,25	0,45	0,65	—	—	—	—
	0,4	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	—	—	—	—	0,5	0,6	0,8	0,9	0,95	—	—	—	—
	0,5	0,4	0,45	0,55	0,6	0,75	—	—	—	—	0,7	0,75	0,85	0,95	1,0	—	—	—	—
	0,6	0,5	0,65	0,8	0,95	1,2	—	—	—	—	0,75	0,8	0,9	1,0	1,0	—		—	—
	0,7	0,7	0,95	1,2	1,7	2,2	—	—	—	—	0,8	0,85	0,9	1,0	1,0	—		—	—
	0,8	1,1	1,7	—	—	—	—	—	—	—	0,8	0,85	—	—	—	—		—	—

ТАБЛИЦА 22.41. ЗНАЧЕНИЯ ζ УЗЛОВ ОТВЕТВЛЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ С ВРЕЗКОЙ ПЕРЕХОДА В ЗАГЛУШКУ В РЕЖИМЕ ВСАСЫВАНИЯ

f_n/f_c	f_0/f_c	Проход					Ответвление				
		Значения ζ при L_0/L_c									
		0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
0,5	0,6	—	—	4,2	2,2	1,45	—	—	0,65	0,45	– 0,15
	0,5	—	—	—	1,55	1,0	—	—	0,55	0,5	0,25
0,4	0,7	—	5,85	2,55	1,6	—	—	0,75	0,5	0,00	– 1,2
	0,6	—	—	1,75	1,1	0,85	—	—	0,5	0,15	– 0,6
0,35	0,7	—	2,75	1,45	1,1	—	—	0,7	0,45	– 0,15	– 1,5
	0,6	—	—	0,8	0,65	0,65	—	0,55	0,4	0,0	– 0,85
0,3	0,8	–	1,4	1,15	—	—	0,9	0,75	0,35	– 0,55	– 2,5
	0,7	–	0,35	0,55	0,70	—	—	0,6	0,35	– 0,3	– 1,75
0,25	0,8	– 6,65	– 0,6	0,45	—	—	0,9	0,7	0,25	– 0,75	– 2,85
	0,7	–	– 1,3	0,00	0,45	—	—	0,55	0,25	– 0,5	– 2,00
0,2	0,8	– 12,00	– 1,6	0,13	—	—	0,85	0,65	0,15	– 0,95	– 3,2

ТАБЛИЦА 22.42. ЗНАЧЕНИЯ ζ УЗЛОВ ОТВЕТВЛЕНИЯ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ С ВРЕЗКОЙ ПЕРЕХОДА В ЗАГЛУШКУ В РЕЖИМЕ НАГНЕТАНИЯ

L_0/L_c	Проход							Ответвление				
	Значения ζ при f_n/f_c											
	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
0,5	0,46	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,45	2,00	1,5	1,10	0,80	0,55
0,6	0,65	0,60	0,55	0,5	0,5	0,5	0,5	1,25	0,95	0,75	0,55	0,40
0,7	1,1	0,95	0,85	0,75	0,7	0,6	0,6	0,90	0,70	0,55	0,45	0,35
0,8	2,5	2,1	1,8	1,5	1,3	1,0	0,9	0,70	0,55	0,45	0,40	0,35
0,9	11,0	8,9	7,5	6,0	4,7	3,5	2,5	0,55	0,45	0,40	0,35	0,30

ТАБЛИЦА 22.43. ЗНАЧЕНИЯ ζ ОТВОДОВ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

	Значения ζ при h, равном											
b	100	150	250	300	400	500	600	800	1000	1250	1600	2000
100		0,08										
		0,06										
150	0,18	0,16	0,14	0,13								
	0,13	0,11	0,1	0,09								
250		0,28	0,25	0,24	0,22	0,21						
		0,2	0,18	0,17	0,16	0,15						
300		0,36	0,32									
		0,26	0,23									
400			0,41		0,37	0,35	0,33	0,31				
			0,29		0,26	0,25	0,24	0,22				
500			0,51		0,45	0,43	0,41	0,38	0,36			
			0,36		0,32	0,3	0,29	0,27	0,26			
600					0,53	0,5	0,48	0,44	0,42	0,4		
					0,37	0,35	0,34	0,31	0,3	0,28		
800					0,65	0,62	0,59	0,55	0,52	0,5	0,46	
					0,46	0,44	0,42	0,39	0,37	0,35	0,33	
1000						0,72	0,68	0,64	0,6	0,58	0,54	0,51
						0,51	0,48	0,45	0,43	0,41	0,38	0,36
1250							0,76	0,71	0,57	0,64	0,6	0,57
							0,54	0,5	0,48	0,45	0,42	0,4
1600								0,83	0,78	0,75	0,7	0,66
								0,59	0,55	0,53	0,49	0,47
2000									0,87	0,83	0,78	
									0,62	0,59	0,55	

Примечание. В числителе приведен коэффициент сопротивления отводов с углом 90°, в знаменателе – с углом 45°.

ТАБЛИЦА 22.44. ПОПРАВОЧНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ K_1 И K_2 НА ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ, УЧИТЫВАЮЩИЕ ТЕМПЕРАТУРУ ПЕРЕМЕЩАЕМОГО ВОЗДУХА

Температура воздуха t, °С	Поправочные коэффициенты на потери давления		Температура воздуха t, °С	Поправочные коэффициенты на потери давления	
	на трение K_1	на местные сопротивления K_2		на трение K_1	на местные сопротивления K_2
– 30	1,15	1,2	60	0,91	0,88
– 20	1,12	1,16	70	0,89	0,86
– 10	1,09	1,11	80	0,87	0,83
0	1,05	1,07	90	0,85	0,81
10	1,02	1,03	100	0,83	0,79
20	1	1	125	0,8	0,74
30	0,98	0,97	150	0,77	0,7
40	0,95	0,94	175	0,74	0,66
50	0,93	0,91	200	0,7	0,62

22.4. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ ВБЛИЗИ ВЕНТИЛЯТОРОВ*

Потери давления в местных сопротивлениях, расположенных в непосредственной близости от вентилятора (на расстоянии до пяти диаметров $5D_0$ от входного отверстия и трех гидравлических диаметров $3D_г$ от выходного отверстия), определены по результатам совместных испытаний вентилятора с этим элементом. Таким образом учитывается взаимное влияние течений в элементе и в вентиляторе на величину потерь давления.

Гидравлический диаметр выходного отверстия вентилятора определяют по формуле

$$D_г = 4F_v/П_v, \qquad (22.8)$$

где F_v, $П_v$ – площадь и периметр выходного отверстия вентилятора, м^2.

Потери давления в местных сопротивлениях вблизи вентилятора z, Па, рассчитывают по формуле

$$z = \Sigma\zeta p_{dv}, \qquad (22.9)$$

где $\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений вблизи входа и выхода вентилятора.

Динамическое давление вентилятора p_{dv}, Па, при заданном расходе воздуха определяют по выражению

$$p_{dv} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{L}{F_v}\right)^2, \qquad (22.10)$$

где ρ – плотность перемещаемого воздуха, кг/м^3; L – расход воздуха в сети (производительность вентилятора), м^3/ч.

Величина ζ зависит от вида местного сопротивления, его геометрических характеристик, аэродинамической схемы вентилятора, режима его работы.

Значения ζ получены при фиксированном расходе воздуха для трех характерных режимов работы вентилятора: оптимального, соответствующего расходу L_{opt}, м^3/ч, при максимальном КПД вентилятора η_{max}, и на границах рабочей области аэродинамической характеристики вентилятора, соответствующих $0{,}9\eta_{max}$ при малых расходах L_1 и больших расходах L_2. При промежуточном расположении рабочей точки на характеристике вентилятора величина ξ определяется интерполяцией.

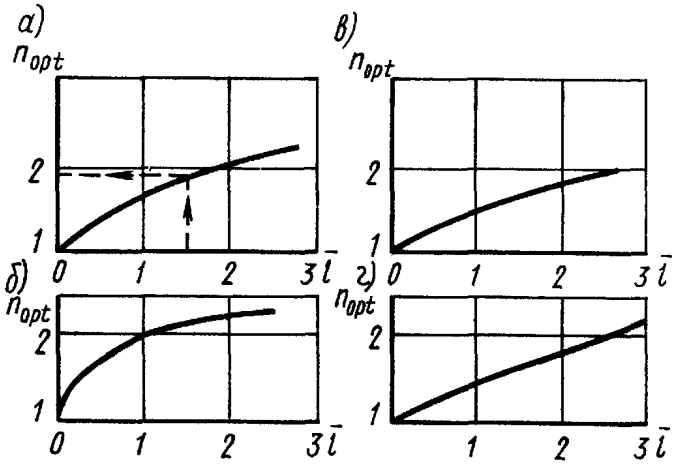


Рис. 22.4. Оптимальные геометрические характеристики пирамидальных диффузоров, размещенных на выходе радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед (*а*), и с лопатками, загнутыми назад (*б*), плоских диффузоров, размещенных на выходе радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед (*в*), и с лопатками, загнутыми назад (*г*)

Значения ζ местных сопротивлений, размещенных перед входом радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед и назад, приведены в табл. 22.45, местных сопротивлений, размещенных на выходе радиальных вентиляторов, – в табл. 22.46 и 22.47.

Местные сопротивления, усиливающие неравномерность воздушного потока перед вентилятором (прямоугольное колено или короба, диффузор, тройник и т. п.), рекомендуется размещать не ближе $5D_0$ от его входного отверстия.

Диффузор за вентилятором, с одной стороны, является местным сопротивлением, а с другой при выборе его оптимальной геометрии способствует повышению статического давления вентиляторной установки. Геометрия диффузора характеризуется безразмерной длиной $\bar{l} = l/D_г$ и степенью расширения n, представляющей собой отношение площади выхода и диффузора F к площади выходного отверстия вентилятора; $n = F/F_v$. Выбор оптимальных геометрических параметров пирамидальных (рис. 22.4, *а*, *б*) и плоских (рис. 22.4, *в*, *г*) диффузоров гарантирует максимальное увеличение статического давления на заданной длине.

Рекомендуется за вентилятором сначала размещать диффузор с геометрическими параметрами, близкими к оптимальным, а затем другие местные сопротивления (табл. 22.47).

---

* Материал подготовлен канд.техн.наук. Л А. Бычковой.

ТАБЛИЦА 22.45 ЗНАЧЕНИЯ ζ ОТВОДОВ, КОЛЕН, КОНФУЗОРОВ И ДИФФУЗОРОВ, РАЗМЕЩЕННЫХ ПЕРЕД ВХОДОМ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

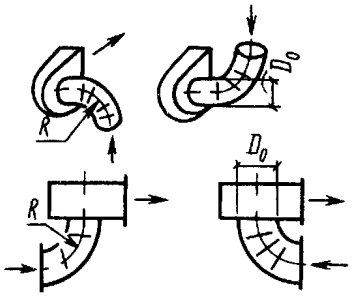
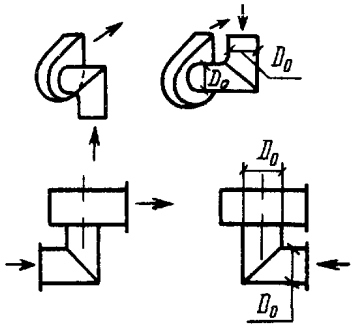
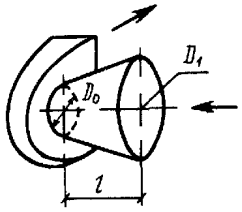
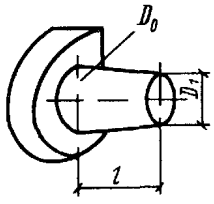
Фасонный элемент	Геометрическая характеристика фасонного элемента	Тип вентилятора	Значения ζ при расходах		
			L_1	L_{opt}	L_2
Отвод круглого сечения 	$R = 1 - 1{,}5\,D_0$	Лопатки загнуты вперед	0,4	0,4	0,35
		Лопатки загнуты назад	0,4	0,45	0,35
Колено с острыми кромками 		Лопатки загнуты вперед	2	2	2
		Лопатки загнуты назад	1	1	1
Конфузор 	$\bar{l} = l/D_0 = 1{,}5$; $n = (D_0/D_1)^2 = 0{,}4 - 0{,}7$	Лопатки загнуты вперед	0	0	0
	$\bar{l} = l/D_0 = 1$; $n = (D_0/D_1)^2 = 0{,}7$,	Лопатки загнуты назад	0,7	0,3	0,2
	$\bar{l} = 1{,}2$; $n = 0{,}5$;		0,8	0,4	0,3
	$\bar{l} = 1{,}4$; $n = 0{,}4$		0,5	0,1	0,1
Диффузор 	$n = (D_0/D_1)^2 = 1{,}5$		0	0,2	0,2
	$\bar{l} = l/D_0 = 0{,}5$ $n = 2$		0,5	0,8	0,7
	$\bar{l} = 0{,}8$ $n = 1{,}5$	Лопатки загнуты вперед	0,1	0,15	0,1
	$n = 2$		0,3	0,3	0,2
	$\bar{l} = 1{,}5$ $n = 1{,}5$		0,2	0,2	0,15
	$n = 2$		0,7	0,5	0,7
	$\bar{l} = 0{,}8$ $n = 1$		0,5	0,5	0,5
	$n = 2$		0,5	0,8	0,8
	$\bar{l} = 1{,}4$ $n = 1{,}5$	Лопатки загнуты назад	0,2	0,3	0,3

ТАБЛИЦА 22.46 ЗНАЧЕНИЯ ζ ДИФФУЗОРОВ, РАЗМЕЩЕННЫХ НА ВЫХОДЕ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

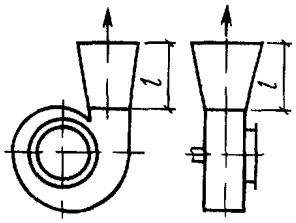
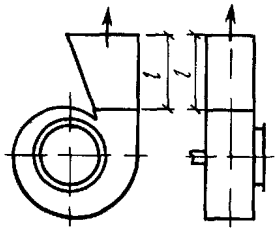
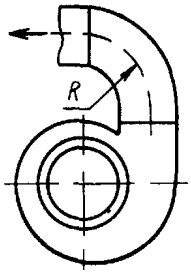
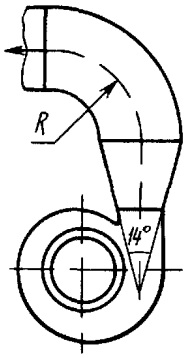
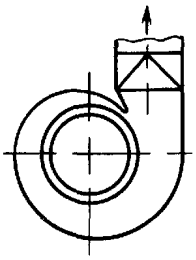
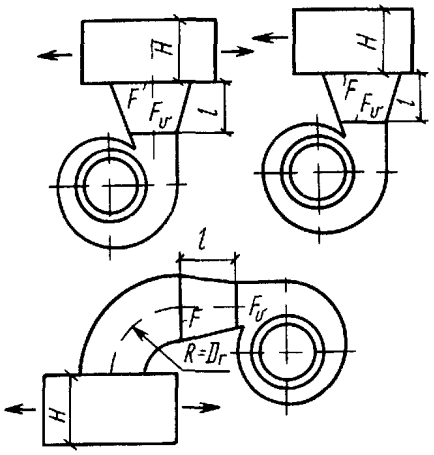
Фасонный элемент	Характеристика диффузора		Тип вентилятора	Значения ζ при расходах		
	$l = l/D_г$	$n = F/F_0$		L_1	L_{opt}	L_2
Пирамидальный диффузор 	1	1,5	Лопатки загнуты вперед	0,4	0,2	0,2
		2		0,75	0,7	0,5
	1,5	1,5		0,3	0,1	0,15
		2		0,55	0,35	0,35
		2,5		0,8	0,5	0,55
	2,5	2		0,35	0,1	0,1
		2,5		0,4	0,3	0,3
		3		0,55	0,3	0,45
	1	1,5	Лопатки загнуты назад	1,1	0,25	0,1
		2		1,25	0,2	0,15
		2,5		1,5	0,6	0,7
	1,5	1,5		1,1	0,15	0,15
		2		1,25	0,2	0,15
		2,5		1,5	0,45	0,2
Плоский диффузор 	1	1,2	Лопатки загнуты вперед	0,2	0,1	0,1
		1,5		0,3	0,2	0,35
		1,8		0,45	0,5	0,6
	1,5	1,2		0,1	0,05	0,1
		1,5		0,2	0,1	0,2
		1,8		0,22	0,2	0,35
		2		0,25	0,35	0,55
	2,5	1,5		0,1	0,1	0,1
		2		0,15	0,15	0,35
		2,5		0,3	0,4	0,6
	1	1,2	Лопатки загнуты назад	1	0,05	0,1
		1,5		1	0,15	0,2
		1,8		1,2	0,45	0,6
	1,5	1,2		1	0,05	0,15
		1,5		1	0,2	0,2
		1,8		1,2	0,3	0,35
		2		1,2	0,4	0,45
	2,5	1,5		1	0,15	0,1
		2		1,2	0,15	0,25
		2,5		1,2	0,4	0,45

ТАБЛИЦА 22.47. ЗНАЧЕНИЯ ζ ОТВОДОВ, ДИФФУЗОРОВ, ПЕРЕХОДНИКОВ И СОСТАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, РАЗМЕЩЕННЫХ НА ВЫХОДЕ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Фасонный элемент	Геометрическая характеристика фасонного элемента	Тип вентилятора	Значения ζ при расходах		
			L_1	L_{opt}	L_2
Отвод квадратного (прямоугольного) сечения 	$R = (1 - 1{,}5)\,D_г$	Лопатки загнуты вперед	0,2	0,3	0,3
		Лопатки загнуты назад	0,6	0,2	0,3
Диффузор с отводом квадратного сечения 	Диффузор: $n = F/F_v = 2$; $\alpha = 14°$.	Лопатки загнуты вперед	0,4	0,2	0,2
	Отвод $R = 1{,}5\,D_г$	Лопатки загнуты назад	0,2	0,2	0,2
Переходник с квадратного (прямоугольного) на круглое сечение 	—	Лопатки загнуты вперед	0,2	0,2	0,2
		Лопатки загнуты назад	0,1	0,1	0,1
Составные элементы 	Диффузор: $l = l/D_г = 1 - 1{,}5$; $n = F/F_v = 1{,}5 - 2{,}6$.	Лопатки загнуты назад	2	0,7	0,7
	Короб $H = H/D_г = 1 - 2$				
	Отвод $R = D_г$				

Пример 22.2. Определить коэффициент местного сопротивления ζ и оптимальную степень расширения n при фиксированной безразмерной длине $\bar{l} = 1{,}5$ пирамидального диффузора за вентилятором ВЦ-14-46.

По рис. 22.4 для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, находим, что длине $\bar{l} = 1{,}5$ соответствует оптимальная степень расширения $n = 1{,}9$. Коэффициент местного сопротивления ζ, согласно табл. 22.46, составит: при оптимальном режиме 0,31, при малых расходах на левой границе рабочей области аэродинамической характеристики вентилятора $\zeta = 0{,}5$, при больших расходах на правой границе рабочей области $\zeta = 0{,}31$.

22.5. РАСЧЕТ ДИАФРАГМ ДЛЯ КРУГЛЫХ И ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

Размеры отверстий диафрагм в зависимости от диаметра круглых или сечения прямоугольных воздуховодов и требуемого коэффициента местного сопротивления приведены в табл. 22.48 и 22.49.

При расчете сечения диафрагм необходимо обеспечивать условие, чтобы потери давления в диафрагме при соответствующей скорости воздуха в воздуховоде были равны избыточному давлению, которое требуется погасить на данном ответвлении сети.

Пример 22.3. Подобрать размер отверстия диафрагмы для погашения избыточного давления $p = 78{,}3$ Па в воздуховоде диаметром 400 мм при скорости воздуха в нем $v = 10$ м/с.

По табл. 22.15 определяем скоростное давление p_c в воздуховоде, соответствующее скорости воздуха $v = 10$ м/с: $p_c = 60$ Па.

Вычисляем коэффициент местного сопротивления диафрагмы, необходимый для погашения давления 78,3 Па:

$$\zeta = p/p_c = 78{,}3/60 = 1{,}3.$$

По табл. 22.48 необходимый размер отверстия диафрагмы составляет 323 мм.

ТАБЛИЦА 22.48. ДИАМЕТР ОТВЕРСТИЙ ДИАФРАГМ ДЛЯ ВОЗДУХОВОДОВ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

ζ	Диаметр отверстия диафрагмы, мм, при диаметре воздуховода, мм													
	100	125	160	200	250	315	355	400	450	500	560	630	710	800
0,3	91	114	146	182	228	287	324	365	410	456	511	574	647	729
0,5	88	110	141	176	220	278	313	353	397	441	494	555	626	705
0,7	86	107	137	172	215	270	305	343	386	429	481	541	609	687
0,9	84	105	134	168	210	264	298	336	378	420	470	529	596	671
1,1	82	103	132	165	206	260	292	329	370	411	461	518	584	658
1,4	80	100	128	160	201	253	285	321	361	401	449	505	570	642
1,6	89	99	126	158	198	249	281	316	356	395	443	498	561	632
1,8	78	97	125	156	195	246	277	312	351	390	436	491	553	624
2	77	96	123	154	192	242	273	308	346	385	431	485	546	616
2,2	76	95	122	152	190	239	270	304	342	380	426	479	540	608
2,4	75	94	120	150	188	237	267	301	338	376	421	474	534	601
2,8	74	92	118	147	184	232	261	295	331	368	412	464	523	589
3,2	72	90	116	145	181	228	257	289	325	361	405	455	513	578
3,6	71	89	114	142	178	224	252	284	320	355	398	448	505	569
4	70	87	112	140	175	220	248	280	315	350	392	441	497	560
4,5	69	86	110	137	172	217	244	275	309	344	385	433	488	550
5,5	67	83	107	133	167	210	236	266	300	333	373	420	473	533
6,5	65	81	104	130	162	204	230	259	292	324	363	408	460	518
7,5	63	79	101	127	158	199	225	253	285	316	354	399	449	506
8,5	62	77	99	124	155	195	220	248	279	310	347	390	440	495
9,5	61	76	97	121	152	191	215	243	273	303	340	382	431	486
10	60	75	96	120	150	189	213	241	271	301	337	379	427	481
11	59	74	95	118	148	186	210	236	266	296	331	372	420	473
12	58	73	93	116	145	183	206	233	262	291	326	366	413	465
13	57	72	92	115	143	180	203	229	258	286	321	361	407	458
14	56	71	90	113	141	178	201	226	254	282	316	356	401	452
15	56	70	89	111	139	176	198	223	251	279	312	351	396	446

ТАБЛИЦА 22.49. РАЗМЕРЫ ОТВЕРСТИЙ ДИАФРАГМ ДЛЯ ВОЗДУХОВОДОВ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

ζ	Размеры отверстия диафрагмы, мм, при сечении прямоугольного воздуховода, мм													
	100 × 150	150 × 150	150 × 250	250 × 250	250 × 300	250 × 400	250 × 500	400 × 400	400 × 500	400 × 600	400 × 800	500 × 500	500 × 600	500 × 800
0,2	93 × 143	141 × 141	138 × 238	235 × 235	233 × 283	281 × 381	229 × 479	375 × 375	373 × 473	370 × 570	367 × 767	469 × 469	466 × 566	462 × 762
0,3	89 × 139	137 × 137	133 × 233	228 × 228	226 × 276	223 × 373	221 × 471	364 × 364	361 × 461	357 × 557	353 × 753	456 × 455	452 × 552	445 × 745
0,4	87 × 137	134 × 134	130 × 230	224 × 224	221 × 271	218 × 368	215 × 465	358 × 358	353 × 453	349 × 549	344 × 744	447 × 447	442 × 542	435 × 735
0,5	86 × 136	133 × 133	128 × 228	221 × 221	218 × 268	214 × 364	211 × 461	353 × 353	348 × 448	344 × 544	338 × 738	442 × 442	436 × 536	428 × 728
0,6	84 × 134	130 × 130	125 × 225	217 × 217	214 × 264	209 × 359	206 × 456	346 × 346	341 × 441	336 × 536	329 × 729	433 × 433	427 × 527	418 × 718
0,7	83 × 133	128 × 128	123 × 223	214 × 214	210 × 260	205 × 355	202 × 452	342 × 342	335 × 435	330 × 530	323 × 723	427 × 427	421 × 521	411 × 711
0,8	82 × 132	127 × 127	122 × 222	212 × 212	209 × 259	204 × 354	200 × 450	340 × 340	333 × 433	328 × 528	320 × 720	424 × 424	417 × 517	407 × 707
0,9	81 × 131	126 × 126	120 × 220	209 × 209	206 × 256	200 × 350	196 × 446	335 × 335	328 × 428	322 × 522	314 × 714	418 × 418	411 × 511	400 × 700
1	80 × 130	125 × 125	118 × 218	208 × 208	204 × 254	196 × 348	194 × 444	332 × 332	325 × 425	319 × 519	311 × 711	415 × 415	408 × 508	396 × 696
1,1	78 × 128	123 × 123	116 × 216	205 × 205	201 × 251	195 × 345	190 × 440	327 × 327	320 × 420	313 × 513	304 × 704	409 × 409	401 × 501	389 × 689
1,2	78 × 128	122 × 122	115 × 215	203 × 203	199 × 249	193 × 343	188 × 438	325 × 325	317 × 417	310 × 510	301 × 701	406 × 406	398 × 498	385 × 685
1,3	77 × 127	121 × 121	114 × 214	202 × 202	197 × 247	191 × 341	186 × 436	323 × 323	314 × 414	307 × 507	298 × 698	403 × 403	394 × 494	382 × 682
1,4	76 × 126	120 × 120	113 × 213	200 × 200	196 × 246	189 × 339	184 × 434	320 × 320	311 × 411	305 × 505	295 × 695	400 × 400	391 × 391	378 × 678
1,6	75 × 125	119 × 119	112 × 212	198 × 198	194 × 244	187 × 337	182 × 432	318 × 318	309 × 409	302 × 502	292 × 692	397 × 397	388 × 498	374 × 674
1,8	74 × 124	117 × 117	109 × 209	195 × 195	190 × 240	183 × 333	178 × 428	312 × 312	303 × 403	296 × 496	285 × 685	391 × 391	381 × 481	366 × 666
2	72 × 122	115 × 115	107 × 207	192 × 192	187 × 237	179 × 329	174 × 424	307 × 307	297 × 397	289 × 489	278 × 678	384 × 384	374 × 474	358 × 658
2,2	72 × 122	114 × 114	106 × 206	190 × 190	185 × 235	177 × 327	172 × 422	305 × 305	294 × 394	286 × 486	275 × 675	381 × 381	370 × 470	355 × 655
2,4	70 × 120	112 × 112	103 × 203	187 × 187	182 × 232	173 × 323	168 × 418	299 × 299	288 × 388	280 × 480	268 × 668	374 × 374	363 × 463	347 × 647
2,6	69 × 119	111 × 111	102 × 202	185 × 185	180 × 230	171 × 321	166 × 416	297 × 297	285 × 385	277 × 477	265 × 665	371 × 371	359 × 459	342 × 642
2,8	68 × 118	100 × 110	101 × 201	184 × 184	178 × 228	169 × 319	163 × 413	294 × 294	282 × 382	274 × 474	261 × 661	367 × 367	356 × 456	338 × 638
3	68 × 118	109 × 109	100 × 200	182 × 182	176 × 226	167 × 317	161 × 411	291 × 291	279 × 379	270 × 470	258 × 658	364 × 364	352 × 452	334 × 634
3,2	67 × 117	108 × 108	98 × 198	180 × 180	174 × 224	165 × 315	159 × 409	288 × 288	276 × 376	267 × 467	254 × 654	361 × 361	348 × 448	330 × 630
3,4	66 × 116	108 × 108	98 × 198	179 × 179	173 × 223	164 × 314	158 × 408	287 × 287	275 × 375	266 × 466	253 × 653	359 × 359	346 × 446	328 × 628
3,6	66 × 116	107 × 107	97 × 197	179 × 179	172 × 222	163 × 313	157 × 407	286 × 286	273 × 374	264 × 464	251 × 651	357 × 357	344 × 444	326 × 626
3,8	65 × 115	106 × 106	95 × 195	176 × 176	169 × 219	160 × 310	153 × 403	281 × 281	269 × 369	259 × 459	245 × 645	352 × 352	339 × 439	320 × 620
4	64 × 114	105 × 105	95 × 195	175 × 175	168 × 218	159 × 309	152 × 402	280 × 280	267 × 367	257 × 457	244 × 644	350 × 350	337 × 437	317 × 617
4,5	63 × 113	103 × 103	92 × 192	171 × 171	164 × 214	154 × 304	148 × 398	273 × 274	261 × 361	250 × 450	237 × 637	343 × 343	329 × 429	309 × 609
5	61 × 111	101 × 101	90 × 190	169 × 169	161 × 214	151 × 301	143 × 394	270 × 270	256 × 356	245 × 445	231 × 631	337 × 337	323 × 423	302 × 602
5,5	60 × 110	100 × 100	88 × 188	166 × 166	158 × 208	148 × 298	141 × 391	265 × 265	251 × 351	240 × 440	225 × 625	332 × 332	317 × 417	296 × 596

Продолжение табл 22 49

ζ	Размеры отверстия диафрагмы, мм, при сечении прямоугольного воздуховода, мм													
	100 × 150	150 × 150	150 × 250	250 × 250	250 × 300	250 × 400	250 × 500	400 × 400	400 × 500	400 × 600	400 × 800	500 × 500	500 × 600	500 × 800
6	59 × 109	98 × 98	87 × 187	164 × 164	156 × 206	146 × 296	138 × 288	262 × 262	248 × 348	237 × 437	221 × 621	328 × 328	313 × 413	291 × 591
6,5	58 × 108	97 × 97	85 × 185	162 × 162	154 × 204	143 × 293	136 × 386	259 × 259	244 × 344	233 × 433	218 × 618	324 × 324	309 × 409	287 × 487
7	57 × 107	96 × 96	84 × 184	160 × 160	152 × 202	141 × 291	134 × 384	256 × 256	241 × 341	229 × 429	214 × 614	320 × 320	304 × 504	282 × 582
7,5	56 × 106	95 × 95	82 × 182	158 × 158	150 × 200	139 × 289	131 × 381	253 × 253	237 × 337	226 × 426	210 × 609	316 × 316	300 × 400	277 × 577
8	55 × 105	93 × 93	80 × 180	155 × 155	147 × 197	135 × 285	128 × 378	248 × 248	232 × 332	220 × 420	204 × 604	310 × 310	294 × 394	270 × 570
8,5	55 × 105	93 × 93	79 × 179	—	146 × 196	134 × 284	126 × 376	247 × 247	230 × 330	218 × 418	202 × 602	308 × 308	292 × 392	268 × 568
9	54 × 104	91 × 91	78 × 178	152 × 152	143 × 193	132 × 282	124 × 374	243 × 243	227 × 327	214 × 414	198 × 598	304 × 304	287 × 387	263 × 563
9,5	53 × 103	90 × 90	77 × 177	—	141 × 191	129 × 279	121 × 371	240 × 240	223 × 323	211 × 411	194 × 594	300 × 300	282 × 382	258 × 558
10	52 × 102	89 × 89	76 × 176	149 × 149	140 × 190	128 × 278	120 × 370	238 × 238	221 × 321	209 × 409	192 × 592	298 × 298	280 × 380	256 × 556
11	51 × 101	88 × 88	74 × 174	147 × 147	138 × 188	125 × 275	117 × 367	235 × 235	217 × 317	205 × 405	188 × 588	294 × 294	276 × 376	251 × 551
12	50 × 100	86 × 86	72 × 172	144 × 144	134 × 184	122 × 271	114 × 364	230 × 230	212 × 311	199 × 399	182 × 582	287 × 287	269 × 369	243 × 543
13	49 × 99	85 × 85	70 × 170	141 × 141	132 × 182	119 × 269	111 × 361	226 × 226	208 × 308	195 × 395	177 × 577	283 × 283	264 × 364	238 × 538
14	48 × 98	84 × 84	70 × 170	140 × 140	131 × 181	118 × 268	110 × 360	225 × 225	206 × 306	193 × 393	175 × 575	281 × 281	261 × 361	235 × 535
15	48 × 98	84 × 84	69 × 169	139 × 139	130 × 180	116 × 266	108 × 358	223 × 223	204 × 304	191 × 391	173 × 573	278 × 278	259 × 359	233 × 533

ТАБЛИЦА 22 50 ЗНАЧЕНИЯ Р ДЛЯ ДИАФРАГМ

v_1/v_2	ζ	Значения *P*, Па, при скорости в воздуховоде, м/с														
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
		$\alpha = 20^\circ$ ($\operatorname{tg}\alpha = 0{,}364$)														
0,4	2,25	163,66	193,06	224,42	264,6	303,8	344,96	390,04	418,45	490	540,96	597,8	656,6	686	698,74	846,72
0,45	1,73	125,44	149,04	172,48	203,84	233,24	265,58	299,88	337,12	375,34	416,5	458,64	504,7	524,3	536,06	649,74
0,5	1,22	89,18	104,86	121,52	143,08	164,64	187,18	211,68	237,16	264,6	294	324,38	356,72	372,4	379,26	458,64
0,55	0,98	71,54	84,28	98	115,64	132,3	150,92	169,54	190,12	212,66	235,2	258,72	284,2	297,92	303,8	367,5
0,6	0,75	54,88	64,68	74,48	88,2	100,94	114,56	129,36	146,02	162,68	180,32	198,94	218,54	228,34	233,24	281,26
0,65	0,55	40,18	47,04	54,88	64,68	74,48	84,28	95,06	106,82	119,56	132,3	146,02	159,74	167,58	170,52	206,78
0,7	0,342	24,5	29,4	34,3	40,18	46,06	52,92	58,8	66,64	74,48	82,32	91,14	99,96	103,88	105,84	128,38
0,75	0,245	17,64	21,56	24,5	29,4	33,32	37,24	42,14	48,02	52,92	58,8	64,68	71,54	75,46	76,44	92,12
0,8	0,145	10,78	12,74	14,7	16,66	19,6	22,54	25,48	28,42	31,36	34,3	39,2	41,16	43,12	44,1	53,9

v_1/v_2	ζ	Значения P, Па, при скорости в воздуховоде, м/с														
		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
							$\alpha = 25°$ ($\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}466$)									
0,4	2,59	188,16	223,44	258,72	303,8	343	396,9	448,84	504,7	562,52	622,3	686	754,6	788,9	803,6	970,2
0,45	2	145,04	174,44	199,92	235,2	270,48	307,72	345,94	389,06	434,14	480,2	529,2	583,1	607,6	617,4	749,7
0,5	1,4	101,92	120,54	139,16	164,64	189,14	215,6	243,04	272,44	303,8	336,14	370,44	406,7	426,3	436,1	524,3
0,55	1,16	83,3	98	114,66	135,24	154,84	176,4	198,94	223,44	248,92	276,36	808,7	335,16	349,86	356,72	431,2
0,6	0,89	64,68	76,44	88,2	104,87	120,54	137,2	153,86	173,46	193,06	213,64	235,2	259,7	269,5	274,4	333,2
0,65	0,63	46,06	54,88	62,72	74,48	85,26	97,02	113,68	122,5	136,22	150,92	166,6	183,26	191,1	195,02	235,2
0,7	0,37	26,46	32,34	37,24	43,12	49,98	56,84	63,7	71,5	80,36	89,18	98,0	107,8	112,7	114,66	139,16
0,75	0,27	25,48	23,52	26,46	31,36	36,26	41,16	47,04	52,92	58,8	64,68	71,54	78,4	82,32	83,3	100,94
0,8	0,172	12,74	14,7	16,66	20,58	23,52	26,46	29,4	33,32	37,24	41,16	46,06	49,98	51.94	52,92	64,68
							$\alpha = 30°$ ($\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}577$)									
0,4	2,89	209,72	248,92	288,12	340,06	390,04	442,96	499,8	562,52	627,2	693,8	764,4	839,86	877,1	896,7	1087,8
0,45	2,25	163,66	194,04	224,42	264,6	303.8	344,96	384,16	438,06	488,04	540,96	595,84	654,64	685,02	697,76	833,98
0,5	1,6	116,62	138,18	159,74	188,18	215,6	245	276,36	311,64	346,92	384,16	426,3	468,44	490	507,64	603,68
0,55	1,27	92,12	109,76	126,42	148,96	171,5	195,02	219,52	246,96	274,4	304,78	336,14	369,46	385,14	392	475,3
0,6	0,94	68,6	81,34	93,1	110,74	126,42	144,06	162,68	182,28	203,84	225,4	250,88	275,38	288,12	294	355,74
0,65	0,68	49,98	58,8	67,62	80,36	89,18	103,88	117,6	132,3	147	162,68	181,3	198,94	207,76	211,68	255,78
0,7	0,427	31,36	36,26	42,14	49,98	57,82	65,66	73,5	83,3	92,12	101,92	108,78	119,56	125,44	127,4	153,86
0,75	0,31	22,54	26,45	30,38	36,26	42,14	48,02	53,9	60,76	67,62	74,48	82,32	90,16	94,08	96,04	116,62
0,8	0,195	13,72	16,66	19,6	22,54	26,46	30,38	33,32	38,22	42,14	47,04	51,94	57,82	59,78	60,76	73,5
							$\alpha = 35°$ ($\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}7$)									
0,4	3,14	227,36	270,48	313,6	369,46	423,36	482,16	543,9	610,54	681,1	754,6	828,1	911,4	950,6	970,2	1176
0,45	2,42	176,4	208,74	241,08	284,2	326,34	372,4	419,44	470,4	524,3	580,16	641,9	700,7	735	749,7	906,5
0,5	1,7	123,48	146,02	169,02	199,92	229,32	260,68	294	331,24	368,48	408,66	450,8	495,88	519,4	329,2	638,96
0,55	1,35	98	116,62	134,26	158,76	182,28	207,76	233,24	262,64	294	323,4	356,72	392	409,64	416,5	505,68
0,6	1,01	73,5	86,24	100,94	118,58	136,22	154,84	174,44	196	219,52	243,04	268,52	294,98	307,72	313,6	380,24
0,65	0,745	53,9	63,7	74,48	88,2	99,96	114,66	129,36	145,04	161,7	178,36	196,98	216,58	225,4	230,3	279,3
0,7	0,478	34,3	41,16	48,02	55,86	64,68	73,5	82,32	93,1	103,88	114,66	126,42	139,16	145,04	147,98	179,34
0,75	0,34	24,5	29,4	34,3	40,18	46,06	51,94	58,8	65,66	73,5	81,34	90,16	98,98	102,9	104,86	127,4
0,8	0,203	14,7	17,64	20,58	23,52	27,44	31,36	35,28	39,2	44,1	49	53,9	59,78	61,74	63,7	76,44

Примечание Величина ζ отнесена к скорости v_1

22.6. РАСЧЕТ КОНУСНЫХ ДИАФРАГМ

Диаметр горловины, мм, конусной диафрагмы (рис. 22.5, табл. 22.4–22.49) определяется по формуле

$$d_2 = d_1\sqrt{v_1/v_2}, \qquad (22.11)$$

где d_1 – диаметр воздуховода, мм; v_1/v_2 – отношение скорости воздуха в воздуховоде к скорости воздуха в горловине (определяется в зависимости от избыточного давления, которое требуется погасить диафрагмой, и принятого угла раскрытого конуса).

Длину конуса диафрагмы, мм, вычисляют по формуле

$$l = (d_1 - d_2)2\mathrm{tg}\,\alpha, \qquad (22.12)$$

где $\mathrm{tg}\,\alpha$ – тангенс угла раскрытия конуса.

Потери давления p при различных соотношениях v_1/v_2 и разном угле раскрытия конуса (от 20 до 35°) приведены в табл. 22.50.

Пример 22.4. Требуется погасить избыточное давление, равное 117,6 Па, при скорости в ответвлении $v_1 = 11$ м/с и диаметре ответвления $d_1 = 180$ мм.

В табл. 22.50* (в графе, соответствующей скорости 11 м/с) выбираем число, близкое к 117,6, и принимаем диафрагму с углом раскрытия $\alpha = 30°$, при этом $v_1/v_2 = 0{,}5$ ($p = 116{,}62$ Па).

Диаметр горловины по формуле (22.11)

$$d_2 = d_1\sqrt{v_1/v_2} = 180\sqrt{0{,}5} = 180 \cdot 0{,}7 = 126 \text{ мм}.$$

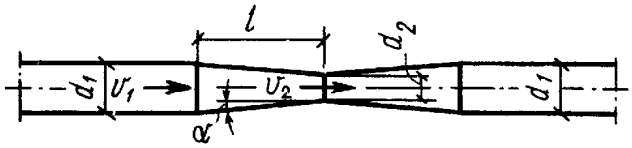


Рис. 22.5. Схема диафрагмы

Длину конуса определим по формуле (22.12)

$$l = \frac{d_1 - d_2}{2\mathrm{tg}\,\alpha} = \frac{180 - 126}{2 \cdot 30°} = \frac{54}{2 \cdot 0{,}577} = 47 \text{ мм}.$$

Пример расчета сети воздуховодов общего назначения приведен в табл. 22.51 и на рис. 22.6.

22.7. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ*

Системы аспирации проектируют для удаления запыленного воздуха от укрытий и местных отсосов технологического оборудования.

Металлические воздуховоды систем аспирации следует предусматривать из прямых участков, отводов, тройников и крестовин круглого сечения. Воздуховоды диаметрами 80, 110, 140, 180, 225, 280 мм, которые могут быть использованы в системах аспирации, следует рассчитывать по табл. 22.15. Радиус отвода принимается равным не менее $2D$. В тройниках

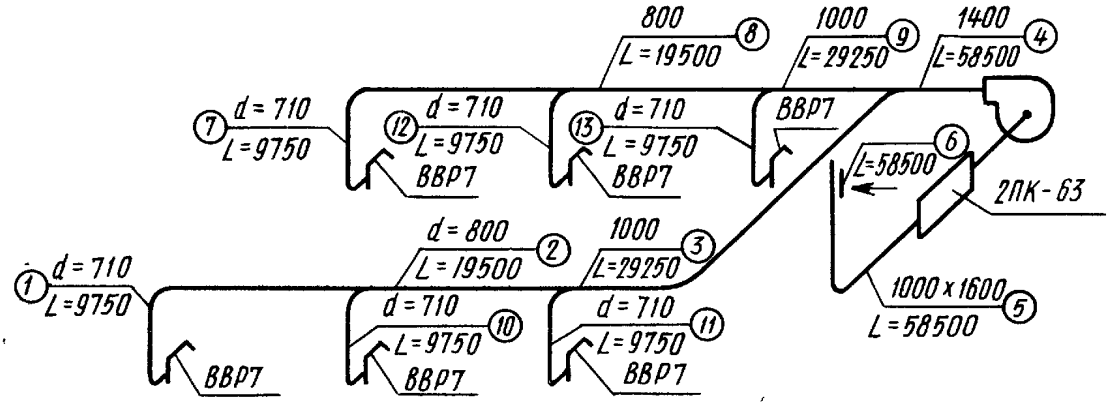


Рис. 22.6. Расчетная схема сети воздуховодов общего назначения

* Табл. 22.50 составлена ВНИИОТ (С.-Петербург).

* См. руководство по расчету воздуховодов из унифицированных деталей АЗ-804.

ТАБЛИЦА 22 51 РАСЧЕТНАЯ ТАБЛИЦА СЕТИ ВОЗДУХОВОДОВ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

№ участка	Количество воздуха L, м³/ч	Длина участка l, м	Скорость воздуха v, м/с	Размер воздуховода d, мм	Потери давления на трение		Динамическое давление $p_д = \frac{\rho v^2}{2}$, Па	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	Потери давления на местные сопротивления z, Па	Общие потери давления на участке $Rl + z$, Па
					на 1 м R, Па	на всем участке Rl, Па				
ВВР-7	9750	–	6,84	710	–	–	28	1,6	44,8	44,8
1	9750	18	6,84	710	0,6	10,8	28	0,74	20,7	31,5
										$\Sigma = 76,3$
2	19 500	12	10,8	800	1,26	15,1	72	0,28	20,16	35,28
3	29 250	24	10,4	1000	0,865	20,8	64	0,87	55,7	76,5
										$(Rl + z)_{уч\ 1+2+3} = 188,08$
4	58 500	5	10,62	1400	0,6	3,0	67,6	1,1	74,43	77,43
5	58 500	4	10,15	1000 × 1600	0,64	2,56	61,85	0,72	44,53	47,09
2ПК-63	58 500	–	–	–	–	–	–	–	–	411,6
6	58 500	–	5,0		–	–	15	2	30	30
ВВР-7	9750	–	6,84	710	–	–	28	1,6	44,8	44,8
7	9750	18	6,84	710	0,6	10,8	28	0,74	20,7	31,5
										$\Sigma = 76,3$
8	19 500	12	10,8	800	1,26	15,1	72	0,28	20,16	35,28
9	29 250	6	10,4	1000	0,865	5,19	64	0,35	22,4	27,6
										$\Sigma(Rl + z)_{уч\ 7+8+9} = 139,18$
					Неувязка (188,08 – 139,18)/188,08 = 26%.					
ВВР-7	9750	–	6,84	710	–	–	28	1,6	44,8	44,8
10	9750	6,0	6,84	710	0,6	3,6	28	1,37	38,36	41,96
										$\Sigma = 86,76$
					Неувязка (86,76 – 76,3)/86,76 = 10%.					
ВВР-7	9750	–	6,84	710	–	–	28	1,6	44,8	44,8
11	9750	6	6,84	710	0,6	3,6	28	1,57	43,96	47,56
										$\Sigma = 92,36$

$\Sigma(Rl + Z)_{уч\ 1+2} = 111,6$ Па; неувязка $(111,6 \cdot 2 \cdot 92,36)/111,6 = 17\%$.

Увязка давлений на участках *7* и *12* аналогична увязке давлений на участках *1* и *10*, увязка на участках *8* и *13* аналогична увязке давлений на участках *2* и *11*. Для увязки давлений на участках *9* и *3*, *11* и *2*, *13* и *8* необходимо подобрать диафрагмы

Примечание Коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя ВВР 7, равный 1,6, соответствует углу наклона струи $\alpha_0 = 10$ град

ТАБЛИЦА 22.52. КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ОТВОДОВ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

Центральный угол, град	30	45	60	90
Коэффициент ζ	0,1	0,18	0,21	0,25

и крестовинах прямых, а также в тройниках штанообразных угол α принимается равным 30 и 45°. Размеры указанных деталей металлических воздуховодов для систем аспирации приведены в АЗ-804. Коэффициенты местных сопротивлений отводов и тройников круглого сечения даны в табл. 22.52–22.55.

Расчет воздуховодов системы аспирации, как правило, следует начинать с определения количества транспортируемого материала и транспортирующего воздуха исходя из рекомендуемой массовой концентрации смеси μ.

Минимально допустимые диаметры воздуховодов для систем аспирации, удаляющих мелкую сухую пыль (земляную пыль, песок, молотую глину и др.), древесные опилки и металлическую стружку, рекомендуется принимать равными 80 мм; для удаления волокнистой пыли (волокна хлопка, шерсти и т. п.) – равными 140 мм.

Воздуховоды аспирационных систем следует рассчитывать, как правило, из условий одновременной работы всех отсосов. При расчете необходимо тщательно увязывать потери давлений в отдельных ответвлениях сети, допуская неувязку не более 5%.

При необходимости для увязки потерь давлений допускается увеличивать объем воздуха, удаляемого от того или иного отсоса, или устанавливать диафрагмы на вертикальных участках аспирационных систем.

Длина ответвлений воздуховодов от коллектора или магистрального сборника до приемника (отсоса от станка) не должна, как правило, превышать 30 м.

Расчет воздуховодов рекомендуется проводить по методу скоростных (динамических) давлений, в котором потери давления в воздуховодах на трение заменяются эквивалентными потерями давления на местные сопротивления.

При перемещении малозапыленного воздуха с концентрацией массы смеси $\mu \leqslant 0{,}01$ кг/кг потери давления, Па, на расчетном участке определяются по формуле

$$p_{уч} = (\zeta_э + \Sigma\zeta)\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (22.13)$$

где $\Sigma\zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода; $\rho v^2/2$ – скоростное (динамическое) давление, Па.

Приведенный коэффициент трения

$$\zeta_э = \frac{\lambda}{d} l, \qquad (22.14)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения; d – диаметр воздуховода, мм; l – длина расчетного участка воздуховода, м.

Значения λ/d следует принимать по табл. 22.56, т. е. расчет воздуховодов допускается производить так же, как и воздуховодов общего назначения, принимая при этом скорости движения воздуха не ниже допускаемых для пыли данного вида.

Потери давления на трение для воздуховодов из гибких металлических рукавов при отсутствии данных следует принимать в 2,5 раза больше величин, приведенных в табл. 22.15.

Для поддержания пыли или транспортируемых материалов во взвешенном состоянии и для подъема осевших частиц при пуске системы скорость движения воздуха v следует принимать больше скорости трогания частиц транспортируемого материала.

Скорость трогания, м/с, находят по формуле Л. С. Клячко

$$v_{тр} = 1{,}3\sqrt[3]{\rho_н}, \qquad (22.15)$$

где $\rho_н$ – объемная масса материала, кг/м^3.

Некоторые практические значения скорости воздуха приведены в табл. 22.57.

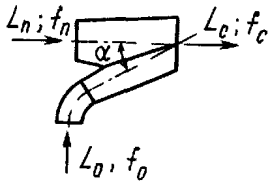
При перемещении воздуха с механическими примесями ($\mu > 0{,}01$ кг/кг) потери давления в сети на трение, местные сопротивления и подъем транспортируемых с воздухом примесей $p_п$ следует определять по формуле

$$p_п = 1{,}1\Sigma[p_{уч}(1 + k\mu)] + \Sigma l_в v, \qquad (22.16)$$

где k – опытный коэффициент, зависящий от характера транспортируемого материала, 1,1 – коэффициент на неучтенные потери; $l_в$ – длина вертикального участка воздуховода, мм; μ – объемная концентрация смеси, равная отношению массы транспортируемого материала к объему чистого воздуха.

Если $\Sigma l_в v$ составляет менее 30 Па, ее можно в расчетах не учитывать.

ТАБЛИЦА 22.53 КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРОЙНИКОВ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ С УГЛОМ $\alpha = 30°$ В РЕЖИМЕ ВСАСЫВАНИЯ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

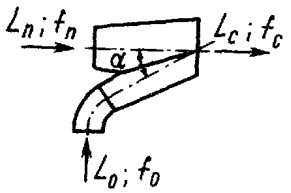


$f_п/f_с$	$L_0/L_с$	Значения $\zeta_п$ при $f_0/f_с$									
		0,8	0,63	0,5	0,39	0,3	0,25	0,19	0,16	0,125	0,1
1	0,05	–	–	–	–	–	–	–	0,09	0	−0,15
	0,1	–	–	–	0,23	0,21	0,18	0,14	0,06	−0,07	−0,28
	0,2	–	0,28	0,27	0,25	0,21	0,15	0,07	−0,06	−0,32	−0,75
	0,3	0,32	0,3	0,28	0,24	0,18	0,06	−0,11	−0,39	−0,95	–
	0,4	0,35	0,31	0,26	0,17	0,04	−0,21	−0,6	–	–	–
	0,5	0,33	0,26	0,13	−0,08	−0,41	−1,05	–	–	–	–
0,8	0,1	–	–	–	–	0,22	0,19	0,15	0,09	0,01	–
	0,2	–	0,28	0,27	0,25	0,22	0,17	0,1	0,01	−0,12	–
	0,3	0,32	0,31	0,28	0,24	0,19	0,1	−0,01	−0,15	−0,39	–
	0,4	0,33	0,3	0,25	0,18	0,08	−0,07	−0,26	−0,55	–	–
	0,5	0,27	0,21	0,12	−0,01	−0,2	−0,51	–	–	–	–
	0,6	0,1	−0,03	−0,24	−0,55	−1,02	–	–	–	–	–
0,6	0,3	–	0,3	0,29	0,26	0,21	0,12	–	–	–	–
	0,4	–	0,3	0,25	0,18	0,09	−0,04	–	–	–	–
	0,5	–	0,16	0,08	−0,04	−0,17	−0,35	–	–	–	–
	0,6	–	−0,14	−0,28	−0,47	−0,71	–	–	–	–	–
	0,7	–	−0,86	−1,21	–	–	–	–	–	–	–
0,5	0,4	–	–	0,31	0,26	–	–	–	–	–	–
	0,5	–	–	0,12	0	–	–	–	–	–	–
	0,6	–	–	−0,32	−0,47	–	–	–	–	–	–
	0,7	–	–	−1,2	−1,48	–	–	–	–	–	–

Продолжение табл. 22.53

$f_п/f_с$	$L_0/L_с$	Значения ζ_0 при $f_0/f_с$									
		0,8	0,63	0,5	0,39	0,3	0,25	0,19	0,16	0,125	0,1
1	0,05	–	–	–	–	–		–	−14,68	−5,92	−2,33
	0,1	–	–	–	−21,44	−10,19	−4,32	−1,75	−0,51	0,25	0,66
	0,2	–	−7,4	−2,97	−0,08	0,88	0,52	0,71	0,88	1,12	1,35
	0,3	−3,65	−1,29	0,02	0,65	0,87	0,94	0,99	1,12	1,38	–
	0,4	−1,02	−0,04	0,63	0,95	1,04	1,04	1,09	–	–	–
	0,5	−0,21	0,32	0,79	1,03	1,07	1,07	–	–	–	–
0,8	0,1	–	–	–	–	−13,05	−5,58	−2,42	−0,86	0,01	–
	0,2	–	−9,46	−3,94	−1,37	−0,19	0,35	0,58	0,75	0,97	–
	0,3	−4,76	−1,83	−0,25	0,5	0,78	0,85	0,9	1	1,21	–
	0,4	−1,49	−0,27	0,51	0,89	0,98	0,98	1	1,11	–	–
	0,5	−0,45	0,21	0,74	0,99	1,04	1,01	–	–	–	–
	0,6	−0,05	0,38	0,8	1,02	1,05	–	–	–	–	–
0,6	0,3	–	−2,53	−0,61	0,29	0,64	0,75	–	–	–	–
	0,4	–	−0,58	0,35	0,79	0,91	0,9	–	–	–	–
	0,5	–	0,04	0,65	0,94	0,99	0,95	–	–	–	–
	0,6	–	0,28	0,76	0,98	1,01	–	–	–	–	–
	0,7	–	0,38	0,79	–	–	–	–	–		–
0,5	0.4	–	–	0,15	0,66	–	–	–	–	–	–
	0,5	–	–	0,53	0,86	–	–	–	–	–	–
	0,6	–	–	0,68	0,94	–	–	–	–	–	–
	0,7	–	–	0,74	0,96	–	–	–	–	–	–

ТАБЛИЦА 22.54. КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРОЙНИКОВ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ С УГЛОМ $\alpha = 45°$ В РЕЖИМЕ ВСАСЫВАНИЯ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

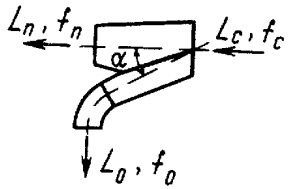


$f_п/f_с$	$L_0/L_с$	Значения $\zeta_п$ при $f_0/f_с$									
		0,8	0,63	0,5	0,39	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125	0,1
1	0,05	–	–	–	–	–	–	–	0,09	0	−0,15
	0,1	–	–	–	0,23	0,21	0,18	0,14	0,06	−0,07	−0,28
	0,2	–	0,28	0,27	0,25	0,21	0,15	0,07	−0,06	−0,32	−0,75
	0,3	0,32	0,3	0,28	0,24	0,18	0,06	−0,11	−0,39	−0,95	–
	0,4	0,35	0,31	0,26	0,17	0,04	−0,21	−0,6	–	–	–
	0,5	0,33	0,26	0,13	−0,08	−0,41	−1,05	–	–	–	–
0,8	0,1	–	–	–	–	0,26	0,23	0,19	0,13	0,05	–
	0,2	–	0,33	0,32	0,3	0,27	0,22	0,15	0,06	−0,07	–
	0,3	0,38	0,37	0,34	0,3	0,25	0,16	0,15	−0,09	−0,33	–
	0,4	0,41	0,38	0,33	0,26	0,16	0,01	−0,18	−0,47	–	–
	0,5	0,39	0,33	0,24	0,11	−0,08	−0,39	–	–	–	–
	0,6	0,29	0,16	−0,05	−0,36	−0,83	–	–	–	–	–
0,6	0,3	–	0,44	0,43	0,4	0,35	0,26	–	–	–	–
	0,4	–	0,48	0,43	0,36	0,27	0,14	–	–	–	–
	0,5	–	0,43	0,35	0,23	0,1	−0,08	–	–	–	–
	0,6	–	0,28	0,14	−0,05	−0,29	–	–	–	–	–
	0,7	–	−0,12	−0,47	–	–	–	–	–	–	–
0,5	0,4	–	–	0,57	0,52	–	–	–	–	–	–
	0,5	–	–	0,5	0,38	–	–	–	–	–	–
	0,6	–	–	0,27	0,12	–	–	–	–	–	–
	0,7	–	–	−0,14	−0,42	−0,42	–	–	–	–	–

Продолжение табл. 22.54

$f_п/f_с$	$L_0/L_с$	Значения ζ_0 при $f_0/f_с$									
		0,8	0,63	0,5	0,39	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125	0,1
1	0,05	–	–	–	–	–	–	–	−14,63	−5,78	−2,12
	0,1	–	–	–	−21,88	−10,59	−4,56	−1,87	−0,46	0,39	0,87
	0,2	–	−7,27	−3,23	−1,32	−0,32	0,28	0,63	0,93	1,26	1,56
	0,3	−3,21	−1,16	−0,24	0,21	0,47	0,7	0,91	1,17	1,52	–
	0,4	−0,58	0,09	0,37	0,51	0,64	0,8	1,01	–	–	–
	0,5	0,23	0,45	0,53	0,59	0,67	0,83	–	–	–	–
0,8	0,1	–	–	–	–	−13,45	−5,82	−2,5	−0,81	0,15	–
	0,2	–	−9,33	−4,2	−1,81	−0,59	0,11	0,5	0,8	1,11	–
	0,3	−4,32	−1,7	−0,51	0,06	0,38	0,61	0,82	1,05	1,35	–
	0,4	−1,05	−0,14	0,25	0,45	0,58	0,74	0,92	1,16	–	–
	0,5	−0,01	0,34	0,48	0,55	0,64	0,77	–	–	–	–
	0,6	0,39	0,51	0,54	0,58	0,65	–	–	–	–	–
0,6	0,3	–	−2,4	−0,87	−0,15	0,24	0,51	–	–	–	–
	0,4	–	−0,45	0,09	0,35	0,51	0,66	–	–	–	–
	0,5	–	0,17	0,39	0,5	0,59	0,71	–	–	–	–
	0,6	–	0,51	0,5	0,54	0,61	–	–	–	–	–
	0,7	–	0,51	0,53	–	–	–	–	–	–	–
0,5	0,4	–	–	−0,11	0,22	–	–	–	–	–	–
	0,5	–	–	0,27	0,42	–	–	–	–	–	–
	0,6	–	–	0,42	0,5	–	–	–	–	–	–
	0,7	–	–	0,48	0,52	–	–	–	–	–	–

ТАБЛИЦА 22.55 КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРОЙНИКОВ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ С УГЛОМ α = 30 И 45° В РЕЖИМЕ НАГНЕТАНИЯ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ



$f_п/f_с$	$L_0/L_с$	Значения $\zeta_п$ при $f_0/f_с$										Значения ζ_0 при $f_0/f_с$									
		0,8	0,63	0,5	0,39	0,32	0,25	0,19	0,16	0,125	0,1	0,8	0,63	0,5	0,39	0,3	0,25	0,19	0,16	0,125	0,1
1	0,5	–	–	–	–	–	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	–	–	–	–	–	19,09	11,46	6,81	3,78	2,21
	0,1	–	–	–	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16		–	–	11,46	6,81	3,78	1,9	1,31	0,79	0,56
	0,2	–	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	–	6,44	3,78	2,21	1,31	0,79	0,56	0,36	0,43	0,44
	0,3	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	–	4,41	2,48	1,44	0,89	0,61	0,47	0,43	0,44	0,45	–
	0,4	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	–	–	–	2,21	1,3	0,79	0,56	0,46	0,43	0,44	–	–	
	0,5	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	–	–	–	–	1,31	0,80	0,36	0,46	0,43	0,44	–	–	–	–
0,8	0,1	–	–	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	–	–	–	19,09	11,47	6,8	3,78	1,9	1,31	0,79	–
	0,2	–	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	–	–	6,44	3,78	2,21	1,31	0,79	0,56	0,46	0,43	–
	0,3	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	–	4,41	2,48	1,44	0,89	0,61	0,47	0,43	0,44	0,45	–
	0,4	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	0,14	–	–	2,21	1,27	0,79	0,56	0,46	0,43	0,44	0,46	–	–
	0,5	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	–			–	1,31	0,8	0,56	0,46	0,43	0,44	–	–	–	–
	0,6	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	–		–	–	–	0,89	0,60	0,47	0,43	0,44	–	–	–	–	–
0,6	0,3	–	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	–		–	–	–	2,48	1,44	0,89	0,61	0,47	–	–	–	–
	0,4	–	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	–		–	–	–	1,27	0,79	0,56	0,46	0,43	–	–	–	–
	0,5		0,14	0,14	0,14	0,14	0,14			–	–	–	0,8	0,56	0,46	0,43	0,44	–	–	–	–
	0,6	–	0,13	0,13	0,13	0,13	–	–	–	–	–	–	0,6	0,47	0,43	0,44	–	–	–	–	–
	0,7	–	0,23	0,23	–	–	–	–	–	–	–	–	0,5	0,44	–	–	–	–	–	–	
0,5	0,4	–	–	0,21	0,21	–	–	–	–	–	–	–	–	0,79	0,56	–	–	–	–	–	–
	0,5	–	–	0,18	0,18	–	–	–	–	–	–	–	–	0,56	0,46	–	–	–	–	–	–
	0,6	–	–	0,14	0,14	–	–	–	–	–	–	–	–	0,47	0,43	–	–	–	–	–	–
	0,7	–	–	0,14	0,14	–	–	–	–	–	–	–	–	0,44	0,43	–	–	–	–	–	–

Примечание Прочерками отмечены сочетания размеров тройников, которые при проектировании практически не встречаются

ТАБЛИЦА 22.56. ЗНАЧЕНИЯ λ/d ДЛЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

d, мм	Значения λ/d при скорости воздуха, м/с							
	0,1–3	3,1–6	6,1–9	9,1–12	12,1–15	15,1–18	18,1–21	21,1–25
80	0,418	0,318	0,28	0,257	0,245	0,237	0,231	0,225
100	0,316	0,24	0,212	0,198	0,189	0,183	0,178	0,173
110	0,281	0,213	0,188	0,177	0,169	0,164	0,159	0,155
125	0,239	0,181	0,161	0,153	0,146	0,141	0,137	0,133
140	0,208	0,158	0,141	0,133	0,129	0,123	0,12	0,117
160	0,176	0,133	0,121	0,114	0,109	0,106	0,103	0,1
180	0,152	0,115	0,105	0,1	0,096	0,092	0,09	0,087
200	0,133	0,101	0,093	0,088	0,084	0,081	0,079	0,077
225	0,115	0,088	0,081	0,077	0,073	0,071	0,069	0,067
250	0,101	0,078	0,072	0,068	0,065	0,063	0,061	0,059
280	0,088	0,068	0,063	0,059	0,057	0,055	0,054	0,052
315	0,075	0,06	0,055	0,052	0,05	0,048	0,047	0,045
355	0,065	0,052	0,048	0,045	0,043	0,042	0,041	0,039
400	0,056	0,045	0,041	0,039	0,038	0,036	0,035	0,034

Продолжение табл. 22.56

d, мм	Значения λ/d при скорости воздуха, м/с							
	0,1–3	3,1–6	6,1–9	9,1–12	12,1–15	15,1–18	18,1–21	21,1–25
450	0,048	0,039	0,036	0,034	0,033	0,032	0,031	0,03
500	0,042	0,035	0,032	0,029	0,029	0,028	0,027	0,026
560	0,037	0,03	0,028	0,026	0,025	0,025	0,024	0,023
630	0,032	0,027	0,024	0,023	0,022	0,021	0,021	0,02
710	0,028	0,023	0,021	0,02	0,019	0,019	0,018	0,018
800	0,024	0,02	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016	0,015
900	0,021	0,018	0,016	0,015	0,015	0,014	0,014	0,013
1000	0,019	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012
1120	0,016	0,014	0,012	0,012	0,011	0,011	0,011	0,01
1250	0,014	0,012	0,011	0,01	0,01	0,01	0,009	0,009
1400	0,013	0,01	0,01	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008
1600	0,011	0,009	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007

Величины k и μ следует принимать по технологическим данным соответствующих отраслей промышленности.

Потери давления, Па, при подъеме транспортируемого материала на высоту h учитывают при $\mu = 0{,}02$ кг/кг по формуле

$$p_{под} = \rho g \mu h, \qquad (22.17)$$

где h – высота подъема материала, м; μ – концентрация смеси, кг/кг.

Разрежение в сборном коллекторе, необходимое для отсоса от наиболее отдаленного станка, при предварительных расчетах следует определить по графику (рис. 22.7).

Расчет сети воздуховодов систем аспирации приведен в табл. 22.58.

Пример 22.4. Рассчитать сеть воздуховодов из листовой стали системы аспирации от плоскошлифовальных и обдирочных станков (рис. 22.8).

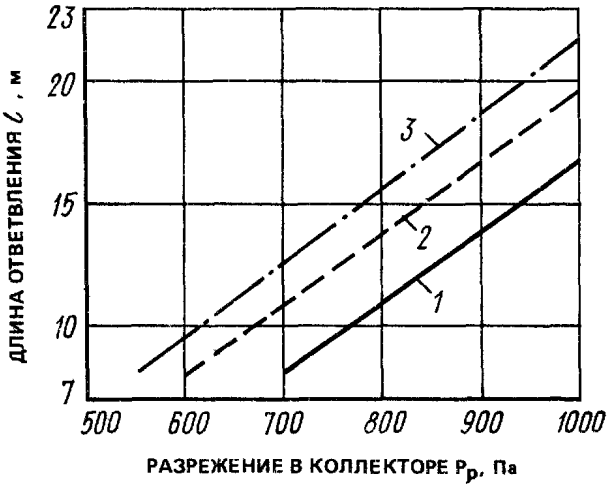


Рис. 22.7. График для приближенного определения разрежения в сборном магистральном коллекторе (*1*), вертикальном шаровом сборнике (*2*) и горизонтальном сборнике (*3*)

ТАБЛИЦА 22.57. НЕКОТОРЫЕ ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗНАЧЕНИЯ РАСЧЕТНЫХ ВЕЛИЧИН ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

Транспортируемый материал	ρ, кг/м³	Скорость движения воздуха в воздуховодах v, м/с	
		вертикальных	горизонтальных
Земляная и песочная пыль, оборотная (горелая) земля, формовочная земля	2600	13	15
Земля и песок влажные	2800	15	18
Глина молотая	2400	14	17
Шамот	2200	14	17
Пыль:			
мелкая минеральная	–	12	14
от матерчатых полировальных кругов	–	10	12
угольная	900–1000	14	15
наждачная минеральная	4000	15,5	19
Гипс, тонкомолотая известь	1250	10	11
Шерсть:			
замасленная	–	18	19
незамасленная	–	19	20
искусственная	–	17	20
мериносовая (замасленная и незамасленная)	–	14	15
лоскут	–	16	18
разрыхленная и крупные очесы	–	17	18

Продолжение табл. 22.57

Транспортируемый материал	ρ, кг/м³	Скорость движения воздуха в воздуховодах v, м/с	
		вертикальных	горизонтальных
Лен:			
короткое волокно	–	16	18
льняная костра	–	16	18
Снопы тресты	–	18	20
Хлопок-сырец, разрыхленный хлопок, крупные очесы хлопка	–	17	18
Опилки:			
чугунные	7300	19	23
стальные	7800	19	23
Шлак подмосковного угля с размером частиц 10–15 мм	1600	20	22

Примечание. Рекомендуемые данные для расчета транспортирования древесных отходов приведены в гл. 9.

Сеть воздуховодов рассчитывается в такой последовательности. На расчетную схему наносят номера участков воздуховодов в порядке присоединения их к горизонтальному коллектору или магистрали.

Заполняют графы 1–6 расчетной таблицы. Минимальные расходы воздуха (графа 4) и ми-

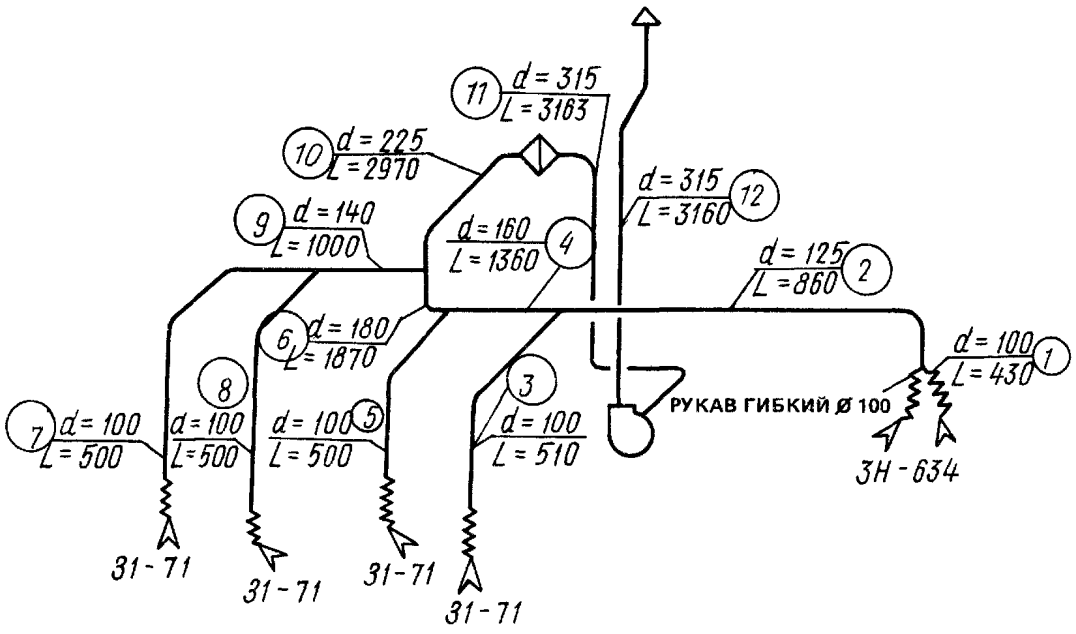


Рис. 22.8. Расчетная схема сети воздуховодов системы аспирации

ТАБЛИЦА 22 58. РАСЧЕТНАЯ ТАБЛИЦА СЕТИ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

№ участка	Оборудование	Марка станка	Заданные максимальные величины		Принимаемые расчетные величины					$\zeta_э = (\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$\zeta_э + \Sigma\zeta$	$P_д = \rho v^2/2$, Па	$P_{уч}$, Па
			L_1, м³/ч	v_1, м/с	l, м	$L_р$, м³/ч	$v_р$, м/с	d, мм	λ/d					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Станок обдирочно-шлифовальный	3П-634	400	14,2	1	430	15,25	100	0,183	2 × 1 × 0,183 = 0,366	3,08	3,446	139,5	481
2		–	800	18,1	10,4	860	19,5	125	0,137	1,43	0,45	1,88	228,5	430
												$\Sigma p_{уч(1+2)} = 911$ Па		
3	Станок плоскошлифовальный	3Г-71	500	17,7	5,5	–	–	100	0,183	2 × 1 × 0,183 = 0,366 0,183 × 4,5 = 0,824	3,9	5,09	187,7	955
4		–	1360	18,8	2,6	–	–	160	0,103	0,267	0,24	0,507	212,4	107,5
												$\Sigma p_{уч(3+4)} = 1062{,}5$ Па		
5	Универсально-шлифовальный станок	3А-12Л	500	17,7	5,5	510	18	100	0,183	2 × 1 × 0,183 = 0,366 0,183 × 4,5 = 0,824	4,08	5,27	194	1025
6			1870	20,4	2,5	–	–	180	0,0896	0,224	0,47	0,694	250	173,5
												$\Sigma p_{уч(3+4+6)} = 1236$ Па		
7	Станок плоскошлифовальный	3Г-71	500	17,7	9,4	–	–	100	0,183	2 × 1 × 0,183 = 0,366 0,183 × 8,4 = 1,534	3,62	5,52	187,7	1040
8	То же	3Г-71	500	17,7	8,2	–	–	100	0,183	2 × 1 × 0,183 = 0,366 0,183 × 7,2 = 1,315	3,78	5,46	187,7	1025
												$\Sigma p_{уч\ 7} = 1040$ Па		
												$\Sigma p_{уч\ 8} = 1025$ Па		
9		–	1000	18,05	2.1	–	–	140	0,123	0,123 × 2,1 = 0,258	0,6	0,858	195,2	168
												$\Sigma p_{уч(3+4+6)} = 1236$ Па		
												$\Sigma p_{уч(7+9)} = 1208$ Па		
10		–	2870	20	3,3	–	–	225	0,069	0,069 × 3,3 = 0,228	0,5	0,728	240	175
11		–	3160	11,3	8,5	–	–	315	0,052	0,44	1,03	1,47	76,7	113
12		–	3160	11,3	13,6	–	–	315	0,052	0,71	1,76	2,47	76,7	189
												$\Sigma p_{уч(3+4+6+10+11+12)} = 1713$ Па		

С учетом 10% запаса на неучтенные потери $\Sigma p = 1{,}1 \cdot 1713 = 1885$ Па.

нимальные скорости (графа 5) принимают по соответствующим нормативным материалам в зависимости от типа обслуживаемого станка. В графе 6 проставляют длины участков.

Расчет начинают с самого неблагоприятного участка, т.е. с участка, имеющего бóльшую длину l и большее количество местных сопротивлений. В данном примере начинаем расчет с участка № 1.

Для выбранного участка по табл. 22.15, исходя из количества перемещаемого воздуха (графа 4) и минимальной скорости воздуха (графа 5), находят диаметр воздуховода, обеспечивающий ближайшую бóльшую скорость, значение которого вносят в графу 9. Одновременно в графу 8 записывают значения действительной скорости воздуха, а в графу 14 – соответствующее ей скоростное давление.

По табл. 22.56 находят значение λ/d и подставляют в графу 11.

Перемножая величины в графах 6 и 10, получают приведенный коэффициент трения $\zeta_э$, значение которого вносят в графу 11.

В графу 12 записывают сумму коэффициентов местных сопротивлений на участке, определяемую по табл. 22.52–22.55.

Сумму величин, помещенных в графах 11 и 12, вносят в графу 13. Умножая величину, приведенную в графе 13, на скоростное давление (графа 14), получают полную потерю давления на расчетном участке, которую подставляют в графу 15.

Аналогично определяют потери давления на остальных участках в порядке их нумерации.

Если полные потери давления на участке получаются меньше расчетных более чем на 5%, то увеличивают количество воздуха до значения, определяемого следующим образом:

а) делением расчетного значения потерь давления на сумму коэффициентов местных сопротивлений (графа 13) получают скоростное давление, которое вносят в графу 14;

б) по табл. 22.15 находят расчетную скорость воздуха, соответствующую полученному в предыдущем пункте скоростному давлению, и записывают ее в графу 8;

в) по диаметру воздуховода (графа 9) и расчетной скорости воздуха (графа 8) находят необходимое количество воздуха, которое подставляют в графу 7.

Если полные потери давления на участке превысят расчетные более чем на 5%, необходимо принять ближайший бóльший диаметр воздуховода и пересчитать величины, приведенные в графах 10–13, а затем определить необходимый расход воздуха и внести его в графу 7.

Полученные в графе 7 расходы воздуха наносят на схему и путем их суммирования находят общую производительность системы.

Производительность вентилятора с учетом 10%-ного подсоса воздуха через неплотности воздуховодов и 10%-ного подсоса через неплотности циклона составляет $L = 1{,}1 \cdot 1{,}1 \times \times 2870 = 3460$ м^3/ч.

Для очистки воздуха принимается циклон 2ЦН-11-630.

Скорость движения воздуха во входном патрубке циклона с площадью 0,0495 м^2

$$v = \frac{3460}{3600 \cdot 0{,}0495} = 19{,}45 \text{ м/с}.$$

Потери давления в циклоне при данной скорости и коэффициенте местного сопротивления циклона $\zeta_ц = 5{,}2$

$$p_ц = \frac{\rho v^2}{2}\zeta_ц = 225 \cdot 5{,}2 = 1172 \text{ Па}.$$

Суммарная потеря давления для подбора вентиляторного агрегата

$$p_{вент} = 1885 + 1172 = 3057 \text{ Па}.$$

22.8. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ПРИ ЕСТЕСТВЕННОМ ПОБУЖДЕНИИ

Естественную вентиляцию следует рассчитывать, основываясь на действии гравитационных давлений, учитывая при этом наличие механической вентиляции.

Давление ветра надлежит учитывать только при решении вопросов защиты вентиляционных проемов от задувания.

Расчетное гравитационное давление для систем естественной вентиляции жилых, общественных и производственных зданий следует определять для температуры наружного воздуха, равной 5 °С.

Расчетное гравитационное давление, Па, определяют по формуле

$$p = h(\rho_{нар} - \rho_{вн})g, \qquad (22.18)$$

где h – высота воздушного столба, м; $\rho_{нар}$ и $\rho_{вн}$ – плотность наружного воздуха при $t = 5$ °С и внутреннего

воздуха, кг/м^3; g – ускорение свободного падения, м/с^2.

Высоту воздушного столба h следует принимать:

а) для вытяжных воздуховодов: при наличии в помещении только вытяжки – от середины вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты; при наличии притока – от середины высоты помещения до устья вытяжной шахты;

б) для приточных воздуховодов – от середины высоты приточной камеры до середины высоты помещения.

При необходимости повышения гравитационного давления рекомендуется на вытяжных шахтах предусматривать дефлекторы типа ЦАГИ.

Расчет воздуховодов (определение потерь давления на трение и местные сопротивления) следует вести по формуле (22.1).

Радиус действия вытяжных систем (горизонтальное расстояние между вертикальными осями вытяжной шахты и наиболее удаленного вытяжного отверстия) рекомендуется принимать не более 10 м.

ПРИЛОЖЕНИЕ I

ВЕНТИЛЯТОРЫ

I.1. ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ

I.1.1. Вентиляторы радиальные общего назначения (стальные) низкого и среднего давления

Предварительный подбор вентилятора по заданной производительности Q и оптимальному значению полного давления P_v производится по сводным графикам аэродинамических характеристик (рис. I.1, I.10, I.14 и I.16), причем величина P_v уточняется по ближайшей характеристике сводного графика. Полученная точка со значениями Q и P_v принимается «рабочей точкой» вентилятора. Окончательный подбор вентилятора осуществляется по графикам индивидуальных характеристик.

Выбор типоразмера вентилятора сводится, как правило, к подбору машины, потребляющей наименьшее количество энергии, т. е. имеющей наибольший КПД в данной «рабочей точке».

На сводных графиках характеристики показаны в границах, рекомендуемых по энергетическим показателям. В графиках индивидуальных характеристик эти участки выделены утолщенными линиями.

На графиках индивидуальных характеристик над кривыми давления указаны частоты вращения вентиляторов n, об/мин, а справа – окружные скорости рабочих колес u, м/с. На этих графиках приведены линии постоянного КПД η, а также линии установочных мощностей N_y, кВт.

По выбранной «рабочей точке» на графиках индивидуальных характеристик находят полное условное обозначение индивидуальной характеристики вентилятора.

По полученному условному обозначению рабочей характеристики вентилятора в табл. I.1; I.7 и I.12 находят тип и установочную мощность двигателя, а также массу вентилятора.

Условное обозначение вентилятора на характеристиках и в табл. I.1; I.7; I.12 составлено в такой последовательности:

1) условное обозначение типа вентиляторов:

Б – для В.Ц4-76; В – для В.Ц14-46; Е – для В.Ц4-75;

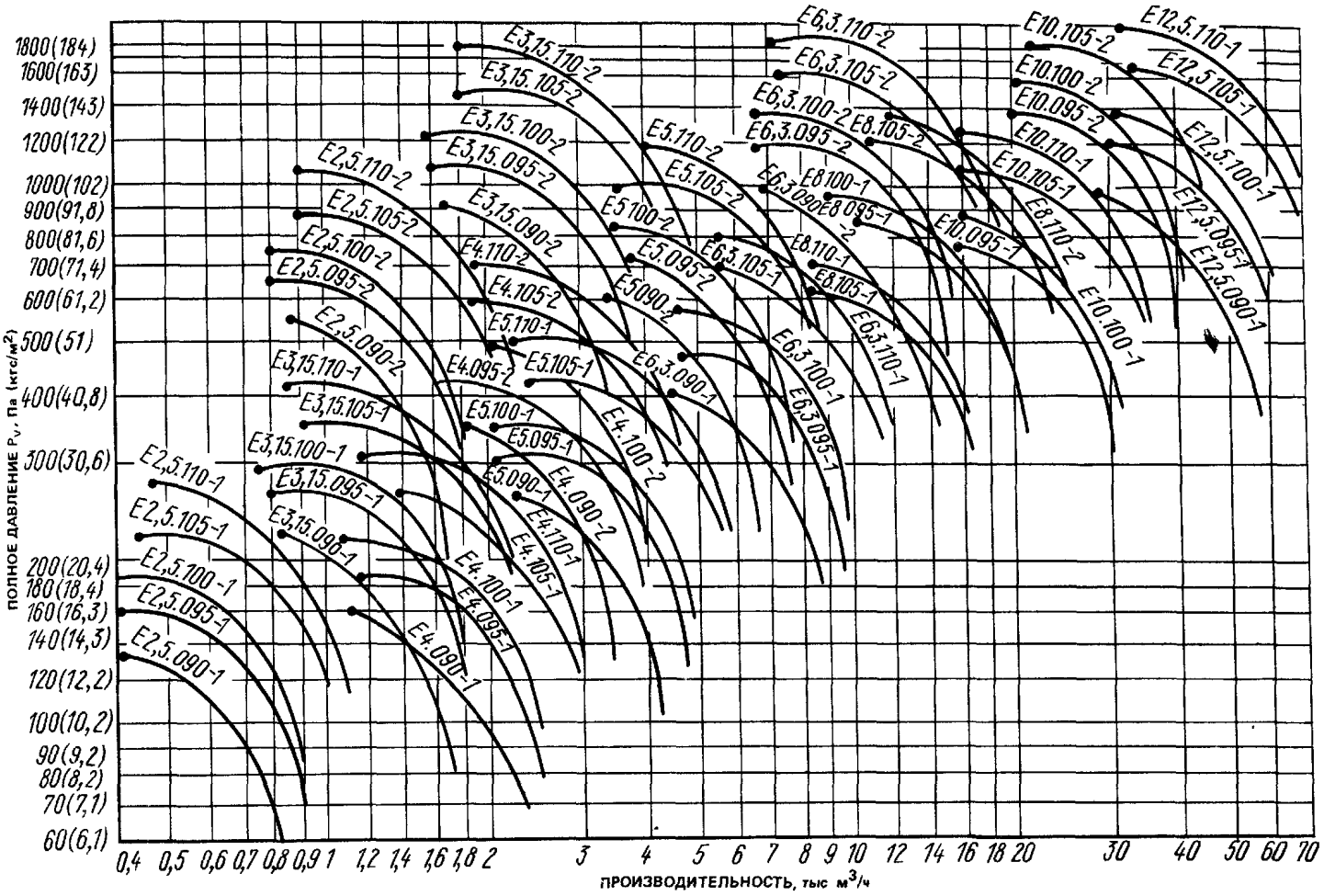


Рис. I.1. Сводный график характеристик вентиляторов В.Ц4-75 (исполнение 1)

2) номер вентилятора (согласно ГОСТ 10616–90* соответствует номинальному диаметру рабочего колеса, дм);

3) условное обозначение диаметра колеса (только для вентиляторов с промежуточными диаметрами колес):

090 – при $D = 0{,}90D_{ном}$; 095 – при $D = 0{,}95D_{ном}$;

100 – при $D = 1{,}00D_{ном}$; 105 – при $D = 1{,}05D_{ном}$;

110 – при $D = 1{,}1D_{ном}$;

4) порядковый номер рабочей характеристики обозначается арабской цифрой – по возрастанию частот вращения для данного вентилятора;

5) буквенный индекс мощности обозначается прописной буквой (в случае когда на данной частоте вращения принята комплектация разными двигателями).

Примеры условных обозначений:

а) вентилятор В.Ц4-75 № 5 с диаметром рабочего колеса, равным $1{,}05D_{ном}$, с частотой вращения $n = 1425$ об/мин (вторая характеристика), с двигателем мощностью $N_y = 2{,}2$ кВт

E5.105-2а;

б) вентилятор В.Ц4-75 № 16 с частотой вращения $n = 565$ об/мин (четвертая характеристика), с двигателем мощностью $N_y = 37$ кВт

E16-4;

в) вентилятор В.Ц4-76 № 10 с частотой вращения $n = 1280$ об/мин (пятая характеристика), с двигателем мощностью $N_y = 45$ кВт

Б10-5;

г) вентилятор В.Ц14-46 № 3,15 с частотой вращения $n = 1425$ об/мин (вторая характеристика), с двигателем мощностью $N_y = 2{,}2$ кВт

В3,15.-2 в.

По заказу потребителя вентиляторы комплектуются виброизолирующими устройствами.

Вентиляторы В.Ц4-75 № 2 – 12,5 с колесом, насаженным непосредственно на вал элект-

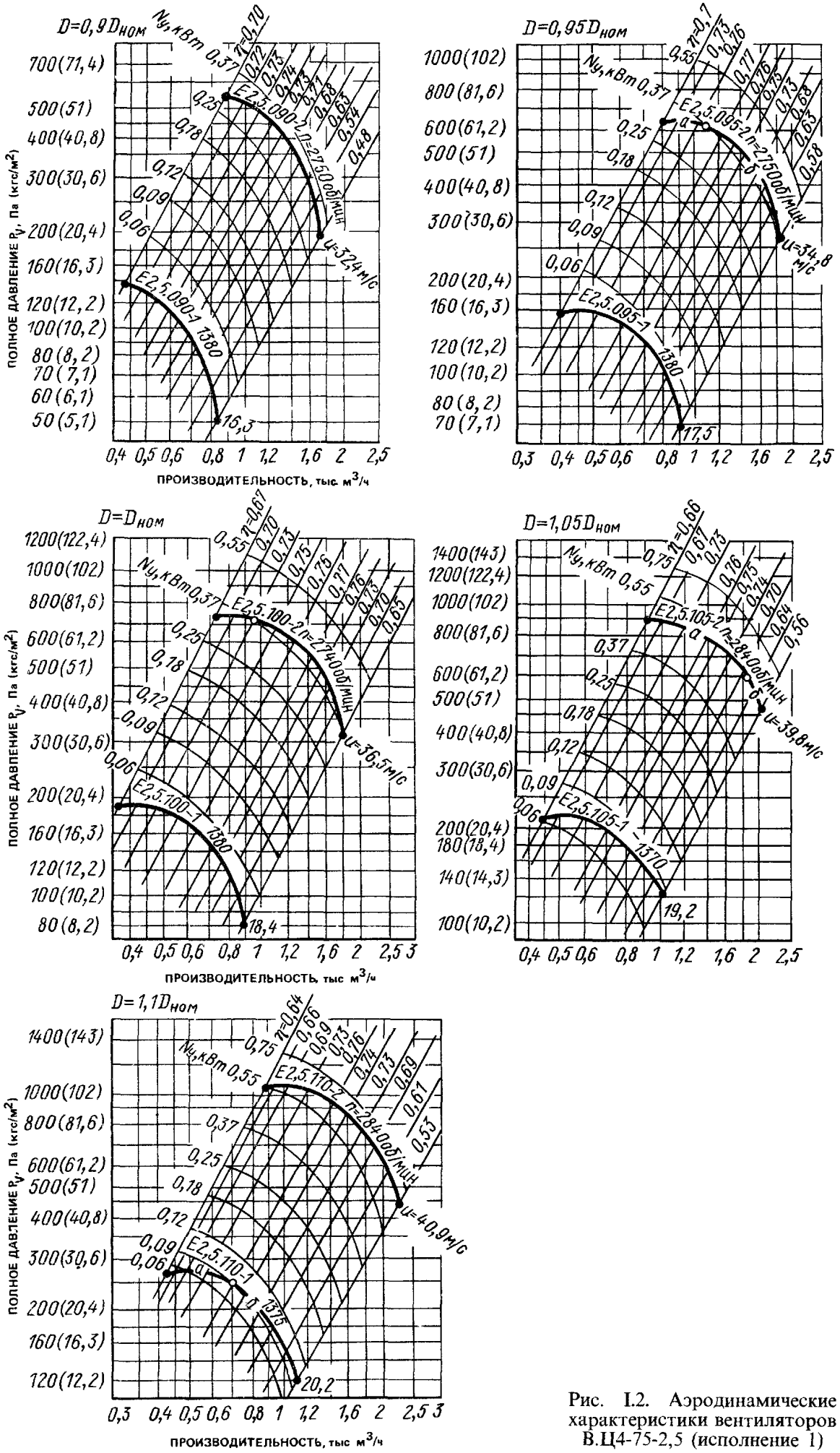


Рис. I.2. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц4-75-2,5 (исполнение 1)

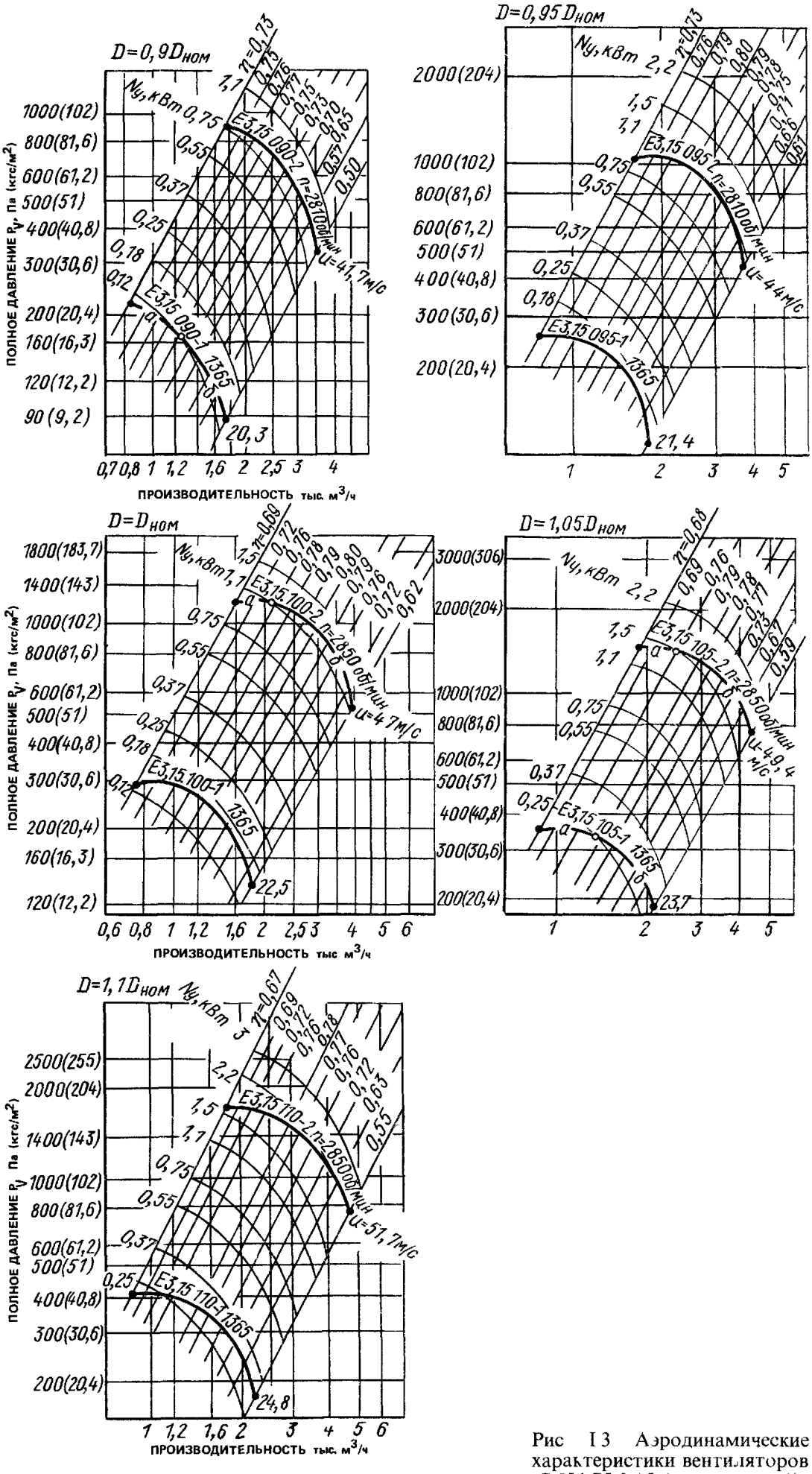


Рис I 3 Аэродинамические характеристики вентиляторов В Ц4-75-3,15 (исполнение 1)

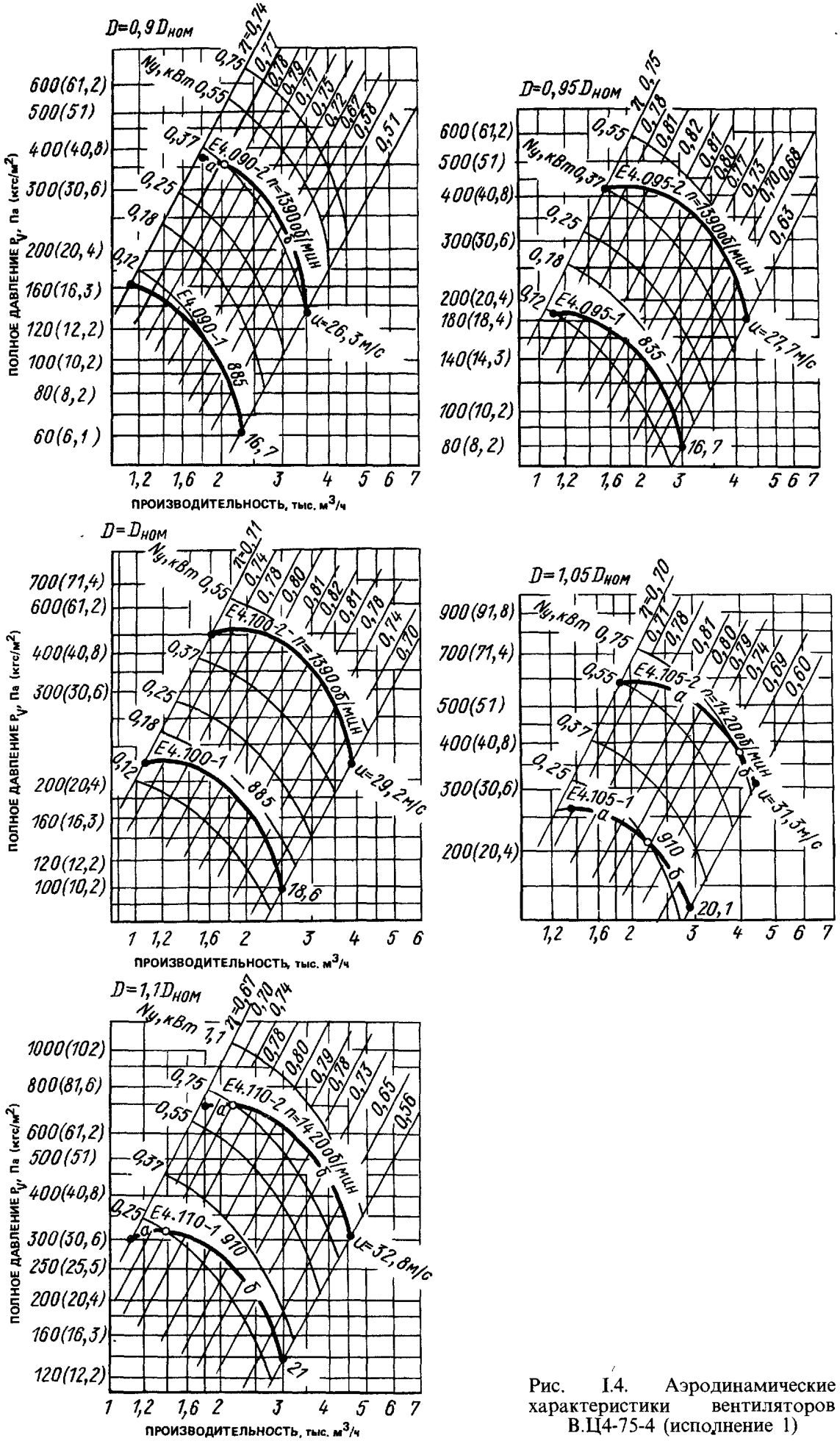


Рис. I.4. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц4-75-4 (исполнение 1)

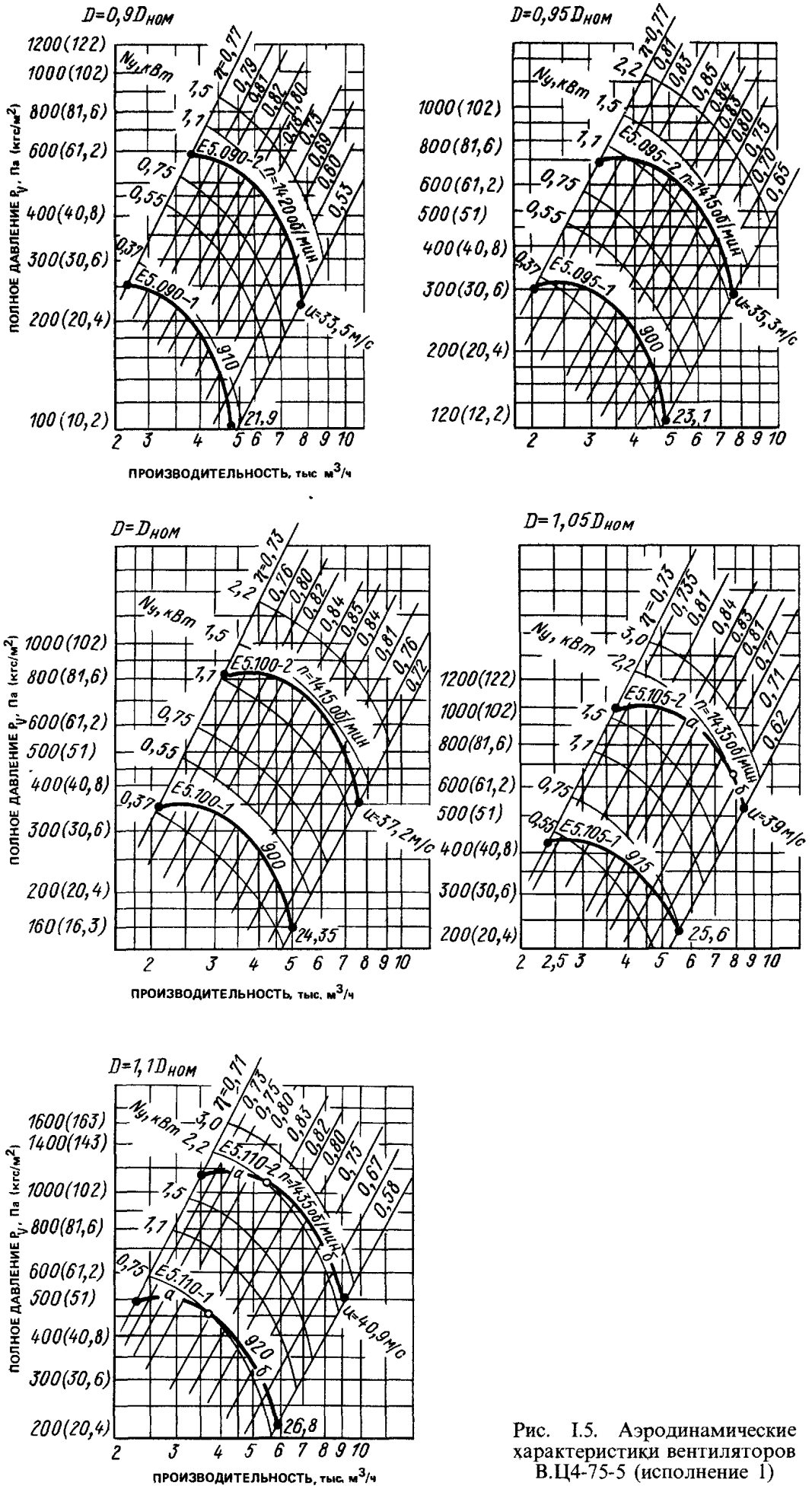


Рис. I.5. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц4-75-5 (исполнение 1)

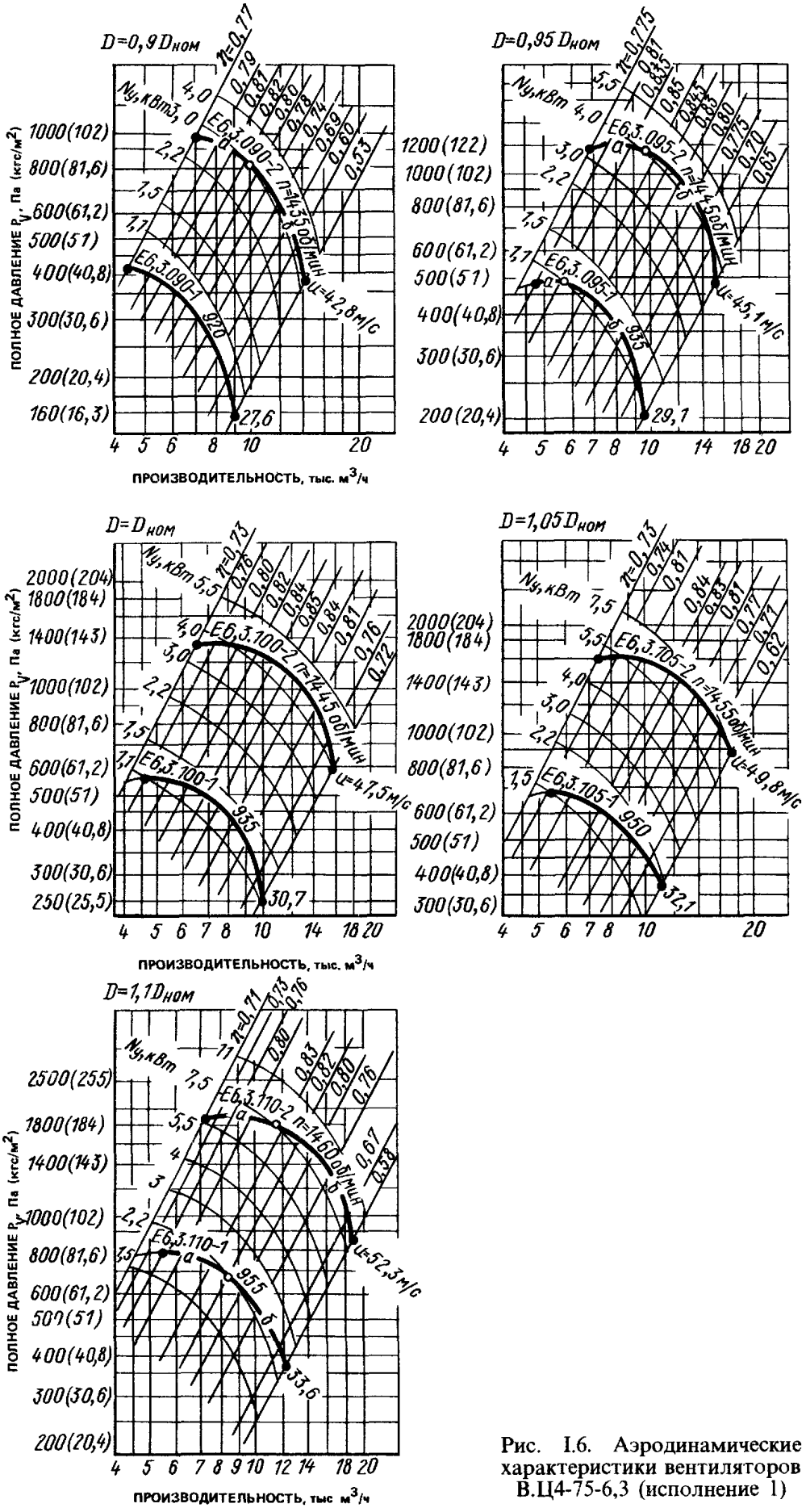


Рис. I.6. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц4-75-6,3 (исполнение 1)

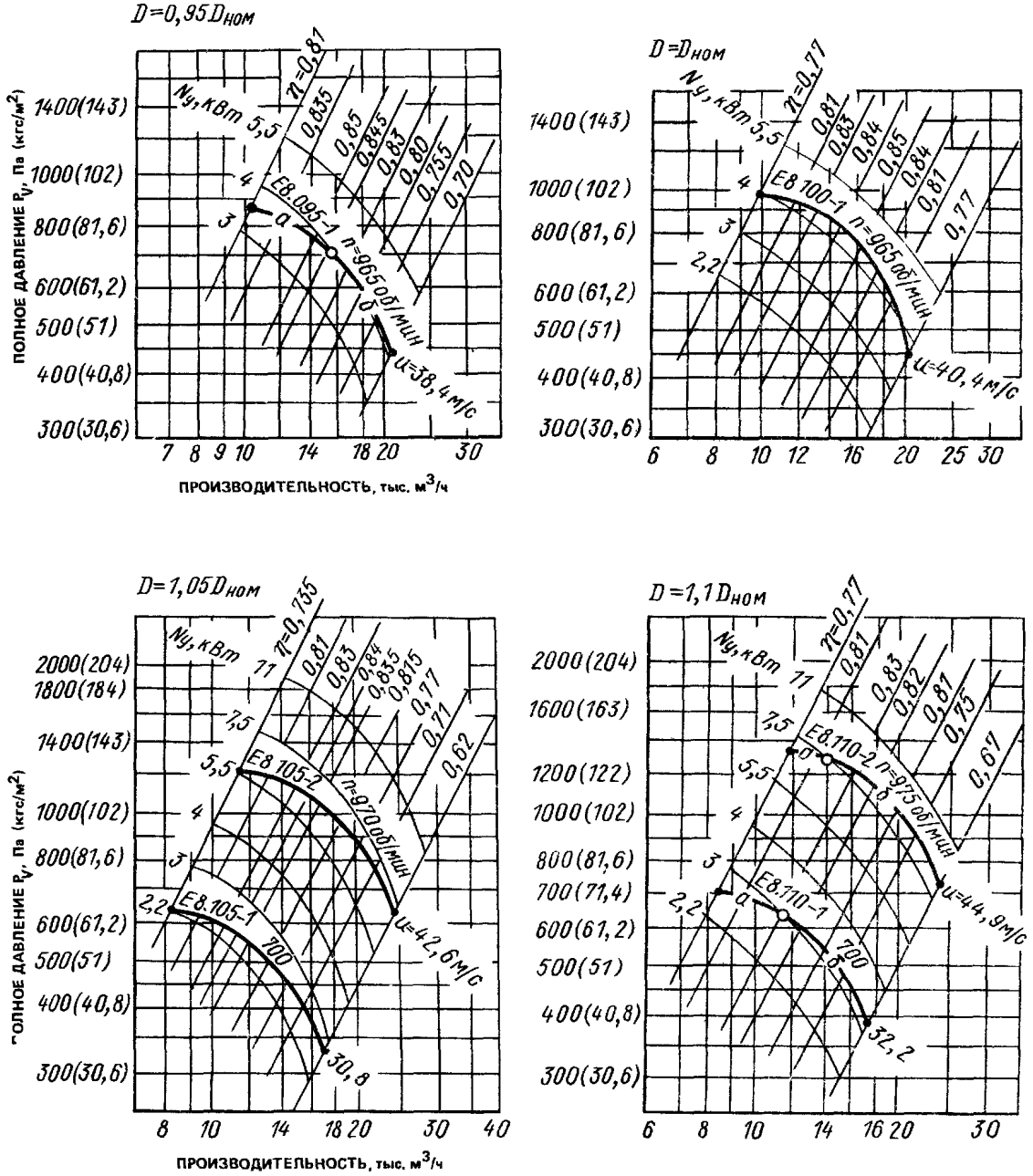


Рис. I.7. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц4-75-8 (исполнение 1)

родвигателя (исполнение 1 по ГОСТ 5976-90) изготовляются с промежуточными диаметрами колес.

Вентиляторы В.Ц4-75 разработаны по новой аэродинамической схеме взамен вентиляторов В.Ц4-70 и имеют более высокий коэффициент полезного действия.

Сводный график характеристик вентиляторов В.Ц4-75, выполненных по конструктивному исполнению 1 (ГОСТ 5976-90), представлен на рис. I.1, индивидуальные характеристики на рис. I.2 I.9.

Технические данные вентиляторов В.Ц4-75 с промежуточными диаметрами колес (исполнение 1) приведены в табл. I.1, основные размеры – в табл. I.2–I.6.

Сводный график характеристик вентиляторов В.Ц4-75 и В.Ц4-76 с ременным приводом (исполнение 6) (по ГОСТ 5976–90) дан на рис. I.10, индивидуальные характеристики – на рис. I.11–I.12.

Технические данные вентиляторов В.Ц4-75 и В.Ц4-76 (исполнение 6) приведены в табл. I.7, основные размеры вентиляторов В.Ц4-75 № 10 и 12,5 - в табл. I.8 и I.9.

На рис. I.13 приведены основные габаритные и присоединительные размеры вентилятора В.Ц4-75-16 (исполнение 6).

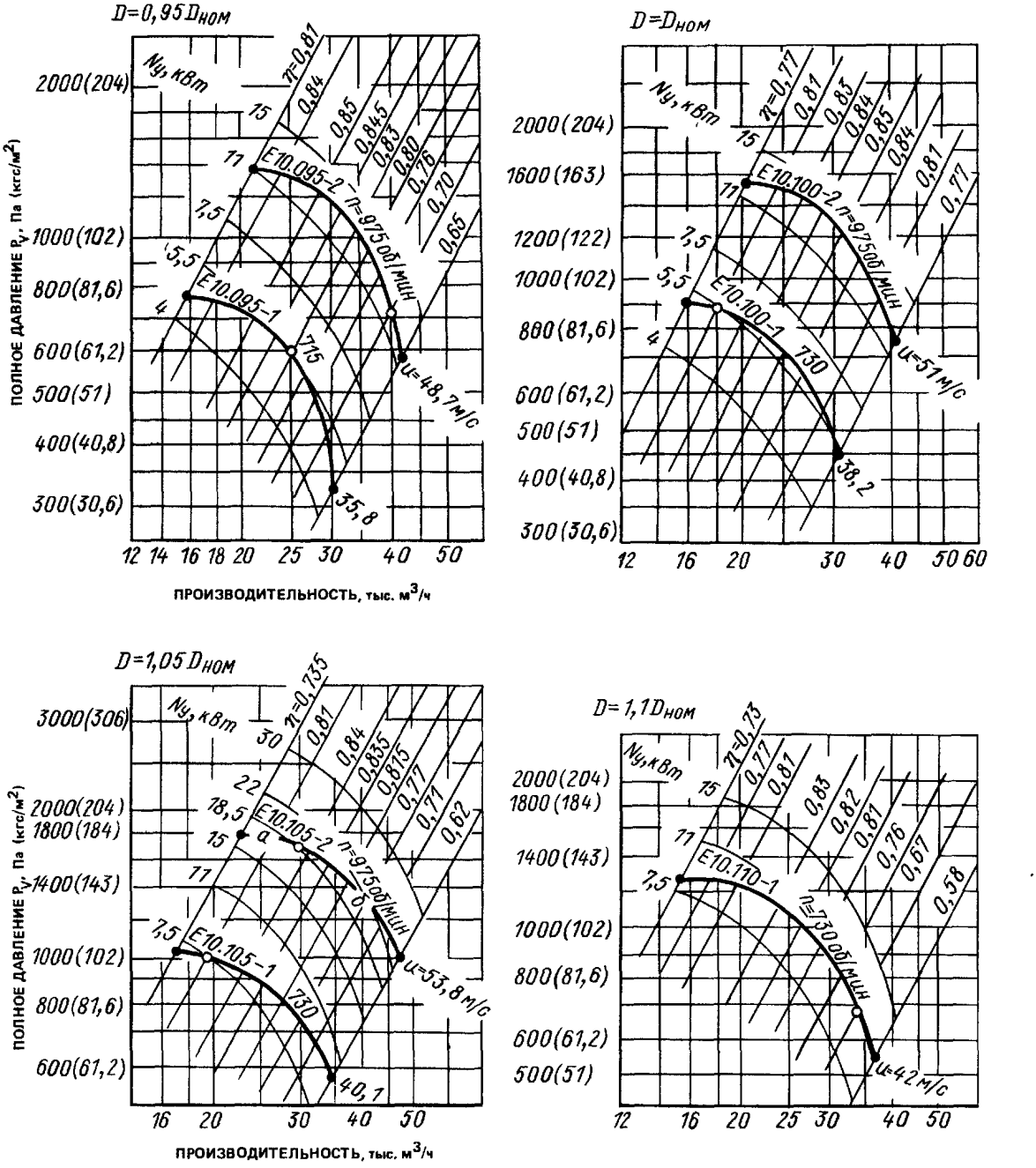


Рис. I 8. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц4-75-10 (исполнение 1)

Вентилятор В.Ц4-75-16 изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса. Он поставляется заводом в невиброизолированном исполнении (см. рис. I.13). При необходимости поставки в виброизолированном исполнении требуется дополнительная рама. Все остальные размеры вентилятора приведены в Руководстве серии А 3–970.

Основные размеры вентиляторов В.Ц4-76 № 8 и 10 даны в табл. I.10 и I.11.

Сводный график характеристик вентиляторов В.Ц14-46 представлен на рис. I.14, индивидуальные характеристики – на рис. I.15, технические данные – в табл. I.12.

Основные размеры вентиляторов В.Ц14-46-2,5 – В.Ц14-46-8 даны в табл. I.13–I.16.

В табл. I.17 приведены основные размеры вентилятора В.Ц14-46-2. Он изготовляется без передней стойки и без виброизоляторов.

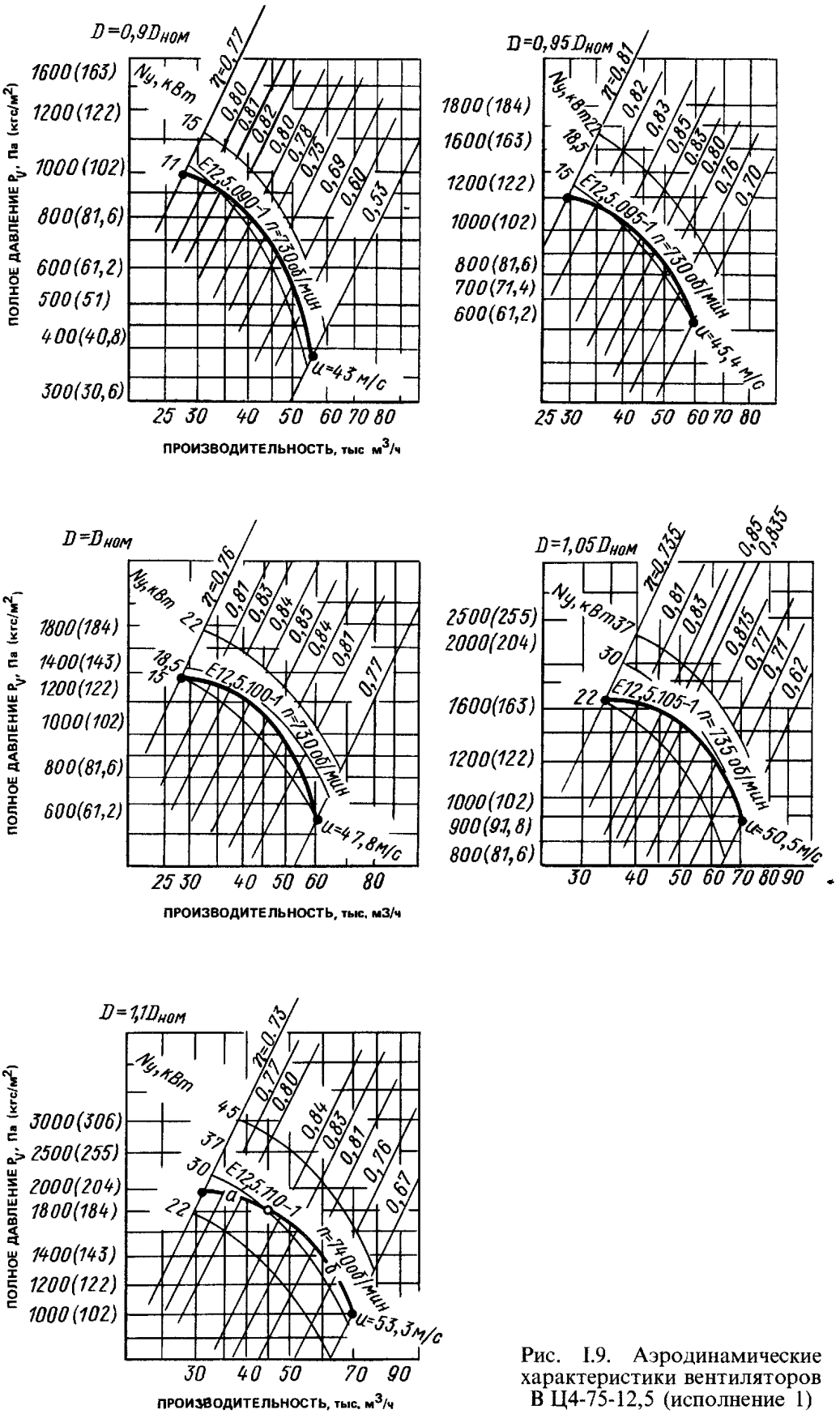


Рис. I.9. Аэродинамические характеристики вентиляторов В Ц4-75-12,5 (исполнение 1)

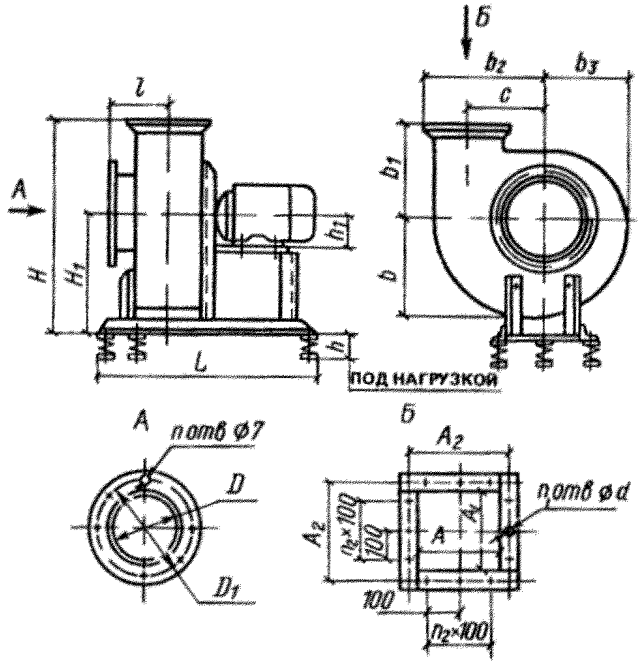
ТАБЛИЦА I.1 ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-75 (ИСПОЛНЕНИЕ 1) С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ДИАМЕТРАМИ КОЛЕС

Условное обозначение характеристики	Вентилятор			Двигатель			Масса вентилятора (с двигателем), кг
	номер	диаметр колеса, % $D_{ном}$	частота вращения $n_в$, об/мин	тип	мощность, кВт	частота вращения $n_{дв}$, об/мин	
E2,5.090-1	2,5	90	1380	4AA50A4	0,06	1380	24
E2,5.090-2			2750	4AA63A2	0,37	2750	27
E2,5.095-1		95	1380	4AA504A	0,06	1380	24,2
E2,5.095-2а			2750	4AA63A2	0,37	2750	27,2
E2,5.095-2б			2740	4AA63B2	0,55	2740	27,2
E2,5.100-1		100	1380	4AA50A4	0,06	1380	24,8
E2,5.100-2			2740	4AA63B2	0,55	2740	27,3
E2,5.105-1		105	1370	4AA50B4	0,09	1370	24,5
E2,5.105-2а			2740	4AA63B2	0,55	2740	27,5
E2,5.105-2б			2840	4A71A2	0,75	2840	36,3
E2,5.110-1а		110	1370	4AA50B4	0,09	1370	24,6
E2,5.110-1б			1375	4AA56A4	0,12	1375	25,8
E2,5.110-2			2840	4A71A2	0,75	2840	36,4
E3,15.090-1а	3,15	90	1375	4AA56A4	0,12	1375	35,5
E3,15.090-1б			1365	4AA56B4	0,18	1365	35,5
E3,15.080-2			2810	4A71B2	1,1	2810	46,1
E3,15.095-1		95	1365	4AA56B4	0,18	1365	35,8
B3,15.095-2			2810	4A71B2	1,1	2810	46,4
E3,15.100-1		100	1365	4AA56B4	0,18	1365	36
E3,15.100-2а			2810	4A71B2	1,1	2810	46,6
E3,15.100-2б			2850	4A80A2	1,5	2850	48,9
E3,15.105-1а		105	1380	4AA63A4	0,25	1380	38,1
E3,15.105-1б			1365	4AA63B4	0,37	1365	38,1
E3,15.105-2а			2850	4A80A2	1,5	2850	49,2
E3,15.105-2б			2850	4A80B2	2,2	2850	52,2
E3,15.110-1		110	1365	4AA63B4	0,37	1365	38,3
E3,15.110-2			2850	4A80B2	2,2	2850	52,4
E4.090-1	4	90	885	4AA63A6	0,18	885	53
E4.090-2а			1365	4AA63B4	0,37	1365	53
E4.090-2б			1390	4A71A4	0,55	1390	61,8
E4.095-1		95	885	4AA63A6	0,18	885	53,5
E4.095-2			1390	4AA71A4	0,55	1390	62,3
E4.100-1		100	885	4AA63A6	0,18	885	53,9
E4.100-2			1390	4A71A4	0,55	1390	62,7
E4.105-1а		105	890	4AA63B6	0,25	890	54,3
E4.105-1б			910	4A71A6	0,37	910	63,1
E4.105-2а			1390	4A71B4	0,75	1390	63,1
E4.105-2б			1420	4A80A4	1,1	1420	65,4
E4.110-1а		110	890	4AA63B6	0,25	890	54,8
E4.110-1б			910	4A71A6	0,37	910	63,6
E4.110-2а			1390	4A71B4	0,75	1390	63,6
E4.110-2б			1420	4A80A4	1,1	1420	65,9
E5.090-1		90	910	4A71A6	0,37	910	89,4
E5.090-2			1420	4A80A4	1,1	1420	91,8

Продолжение табл. 1.1

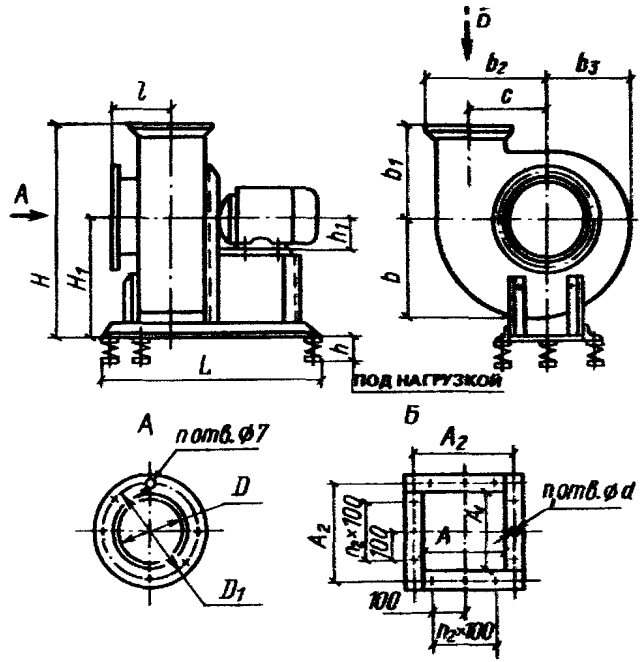
Условное обозначение характеристики	Вентилятор			Двигатель			Масса вентилятора (с двигателем), кг
	номер	диаметр колеса, % $D_{ном}$	частота вращения $n_в$, об/мин	тип	мощность, кВт	частота вращения $n_{дв}$, об/мин	
E5.095-1	5	95	900	4A71B6	0,55	900	90,3
E5.095-2			1415	4A80B4	1,5	1415	95,2
E5.100-1		100	900	4A71B6	0,55	900	91,1
E5.100-2			1415	4A80B4	1,5	1415	96
E5.105-1		105	915	4A80A6	0,75	915	94,3
E5.105-2а			1425	4A90L4	2,2	1425	105,5
E5.105-2б			1435	4A100S4	3	1435	112,8
E5.110-1а		110	915	4A80A6	0,75	915	95,1
E5.110-1б			920	4A80B6	1,1	920	97,6
E5.110-2а			1425	4A90L4	2,2	1425	106,3
E5.110-2б			1435	4A100S4	3	1435	113,6
E6,3.090-1	6,3	90	920	4A80B6	1,1	920	160,2
E6,3.090-2а			1435	4A100S4	3	1435	176,2
E6,3.090-2б			1430	4A100L4	4	1430	182,2
E6,3.095-1а		95	920	4A80B6	1,1	920	161
E6,3.095-1б			935	4A90L6	1,5	935	169,7
E6,3.095-2а			1430	4A100L4	4	1430	183
E6,3.095-2б			1445	4A112M4	5,5	1445	197
E6,3.100-1		100	935	4A90L6	1,5	935	171,7
E6,3.100-2			1445	4A112M4	5,5	1445	199
E6,3.105-1		105	950	4A100L6	2,2	950	186,3
A6,3.105-2			1455	4A132S4	7,5	1455	221,3
E6,3.110-1а		110	950	4A100L6	2,2	950	187,7
E6,3.110-1б			955	4A112MA6	3	955	201,7
E6,3.110-2а			1455	4A132S4	7,5	1455	222,7
E6,3.110-2б			1460	4A132M4	11	1460	238,7
E8.095-1а	8	95	950	4A112MB6	4	950	301
E8.095-1б			965	4A132S6	5,5	965	322
E8.100-1		100	965	4A132S6	5,5	965	322
E8.105-1		105	700	4A112MB8	3	700	301
E8.105-2			970	4A132M6	7,5	970	338
E8.110-1а		110	700	4A112MB8	3	700	301
E8.110-1б			720	4A132S8	4	720	322
E8,110-2а			970	4A132M6	7,5	970	338
E8.110-2б			975	4A160S6	11	975	380
E10.095-1	10	95	720	4A132M8	5,5	720	438
E10.095-2			975	4A160M6	15	975	505
E10.100-1		100	730	4A160S8	7,5	730	480
E10.100-2			975	4A160M6	15	975	505
E10.105-1		105	730	4A160M8	11	730	505
E10.105-2а			975	4A180M6	18,5	975	540
E10.105-2б			975	4A200M6	22	975	615
E10.110-1		110	730	4A160M8	11	730	505
E12,5.090-1	12,5	90	730	4A180M8	15	730	715
E12,5.095-1		95	735	4A200M8	18,5	735	790
E12,5.100-1		100	735	4A200M8	18,5	735	790
E12,5.105-1		105	735	4A225M8	30	735	875
E12,5.110-1а			735	4A225M8	30	735	875
E12,5.110-1б		110	735	4A250S8	37	735	1010

ТАБЛИЦА 12 ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В Ц4-75-2,5 – В Ц4-75-6,3 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	h_1	L	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	A	A_1	A_2	d	n	n_1	n_2
																			шт		
2,5	4AA50A 4AA50B	502	305	68	50	500	141	161,5	234	197	276	202	250	280	175	175	200	7 × 10	8	8	–
	4AA56A	508	311		56																
	4AA63A 4AA63B	515	318		63																
	4A71A	523	326		71																

Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	h_1	L	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	A	A_1	A_2	d	n	n_1	n_2
																			шт		
3,15	4AA56A 4AA56B	616	376	66	56	600	165	204	290	240	341	252	320	345	220	220	255	7 × 10	8	12	2
	4AA63A 4AA63B	623	383		63																
	4A71B	631	391		71																
	4A80A 4A80B	640	400		80																
4	4AA63A 4AA63B	754	463	76	63	750	209,5	260	366	290	434	315	400	430	280	280	310	7 × 10	8	12	2
	4A71A 4A71B	762	471		71																
	4A80A	771	480		80																
5	4A71A 4A71B	898	571	98	71	750	256	325	451	327	527	390	504	530	355	350	380	7	16	16	3
	4A80A 4A80B	907	580		80																
	4A90L	917	590		90																
	4A100S	927	600		100																

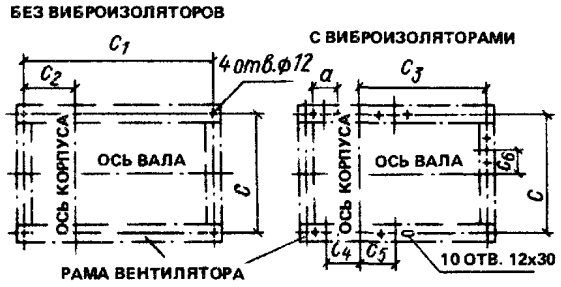


Продолжение табл. 1.2

Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	h_1	L	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	A	A_1	A_2	d	n	n_1	n_2
																			шт.		
	4A80B	1102	694		80																
	4A90L	1112	704		90																
6,3	4A100S / 4A100L	1122	714	110	100	920	301	409	564	408	656	487	633	660	444	441	470	7	16	20	4
	4A112M	1134	726		112																
	4A132S / 4A132M	1154	746		132																

Примечания: 1. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса по ГОСТ 5976–90. 2. Установочные размеры приведены в табл. I.3.

ТАБЛИЦА 1.3. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-75-2,5 ÷ В.Ц4-75-4 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



Номер вентилятора	Тип двигателя	Тип виброизолятора	c	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	a	c_6 для вентилятора					
										правого вращения			левого вращения		
										при угле установки корпуса, град					
										0; 45; 315	135	90; 270	0; 45; 315	135	90; 270
2,5	4АА50 4АА56 4АА63 4А71	Д038	260	400	116	284	85	30	70	+50	−50	0	−50	+50	0
3,15	4АА56 4АА63 4А71 4А80	Д038	340	540	144	396	90	92 192	70	+50	−50	0	−50	+50	0
4	4АА63 4А71 4А80	Д039	370	620	182	438	140	205 230	80	+50	−50	0	−50	+50	0

Примечания: 1. План расположения виброизоляторов дан для всех положений корпуса, кроме Пр 180° и Л180° (для положений Пр180° и Л180° см. «Руководство» серии А3-970).

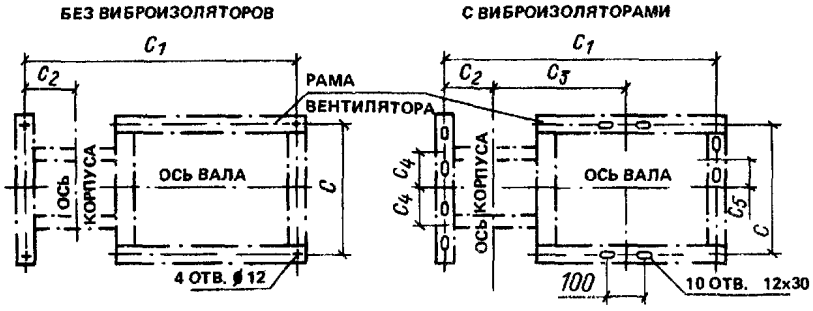
2. Знак минус перед размером c_6 означает, что виброизолятор расположен с противоположной стороны от оси вала.

3. Количество виброизоляторов - 5.

4. Виброизоляторы к полу крепить не требуется.

5. При монтаже вентиляторов на металлоконструкциях виброизоляторы следует крепить к ним. Элементы металлоконструкций, к которым крепятся виброизоляторы, должны совпадать в плане с соответствующими элементами рамы вентилятора. Отверстия для крепления виброизоляторов в металлоконструкции выполняются после корректировки положения виброизоляторов.

ТАБЛИЦА I.4. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-75 № 5 И 6,3 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)

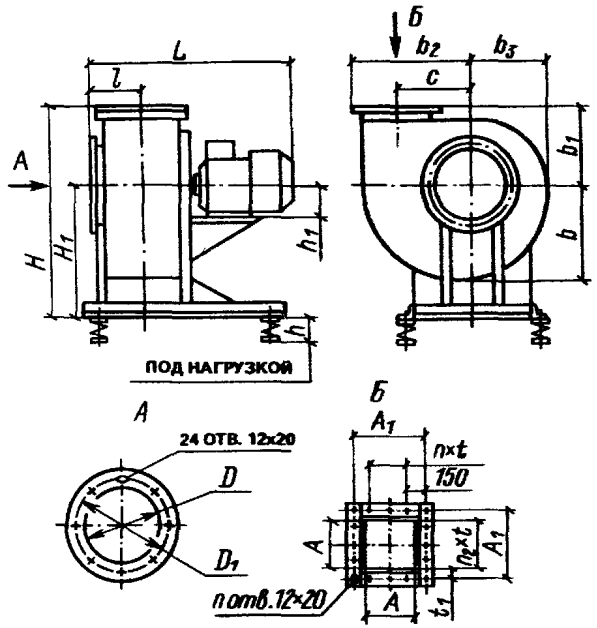


Номер вентилятора	Тип двигателя	Виброизолятор		c	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5 для вентилятора					
									правого вращения			левого вращения		
		тип	количество						при угле установки корпуса, град					
									0; 45; 315	135; 180	90; 270	0; 45; 315	135; 180	90; 270
5	4А71	Д040	5	380	660	230	310	130	+100	−100	−40	−100	+100	+40
	4А80						320							
	4А90						330							
	4А100						340							
	4А112						350							
6,3	4А90	Д041		460	830	285	450	180	+120	−120	−50	−120	+120	+50
	4А100													
	4А112						470							
	4А132						490							

Примечания: 1. Знак минус перед размером c_5 означает, что виброизолятор расположен с противоположной стороны.

2. См. примечания *4* и *5* к табл. I.3.

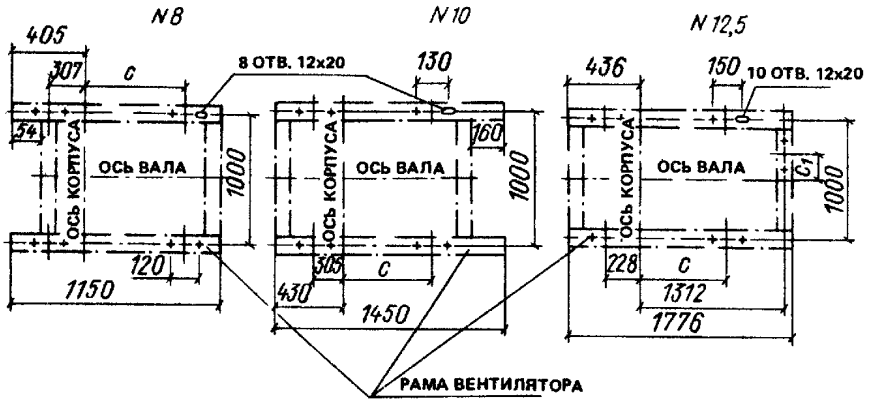
ТАБЛИЦА I.5. ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-75-8; В.Ц4-75-10; В.Ц4-75-12,5 С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ДИАМЕТРАМИ КОЛЕС (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	h_1	L	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	A	A_1	t	t_1	n	n_1	n_2	Масса с двигателем, кг
																			шт.			
8	4А112МВ	1460	930	130	112	1090	385	520	715	530	842	615	800	835	560	600	150	–	16	2	4	301
	4А132S				132	1120																322
	4А132М				132	1200																338
	4А160S				160	1270																380
10	4А132М	1756	1100	130	132	1305	455	650	890	656	1042	765	1000	1035	700	750			20	3	5	438
	4А160				160	1370																480
	4А160М				160	1410																505
	4А180М				180	1450																540
	4А200М				200	1500																615
12,5	4А180М	2160	1350	160	180	1620	543	812,5	1110	810	1292	952	1250	1285	875	925	125	25	28	5	7	715
	4А200М				200	1680																790
	4А225А				225	1730																875
	4А250S				250	1800																1010

Примечания: 1. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса, кроме Пр180° и Л180° по ГОСТ 5976–90.
2. Установочные размеры приведены в табл. I.6.

ТАБЛИЦА. I.6. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-75-8; В.Ц4-75-10; В.Ц4-75-12,5 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



Номер вентилятора	Тип двигателя	Тип виброизолятора	Количество виброизоляторов	c	c_1 для вентилятора					
					правого вращения			левого вращения		
					при угле установки корпуса, град					
					0; 45; 315	135	90; 270	0; 45; 315	135	90; 270
8	4A112MB 4A132S 4A132M 4A160S	Д042	4	468 520 564 650	–	–	–	–	–	–
10	4A132M 4A160S 4A160M 4A180M 4A200M	Д043	4	784 845 880 935 1025	–	–	–	–	–	–
12,5	4A180M 4A200M 4A225M 4A250S	Д044	5	592 710 840 988	+360	−360	0	−360	+360	0

Примечания: 1. Знак минус перед размером c_1 означает, что виброизолятор расположен с противоположной стороны от оси вала.

2. При установке вентиляторов без виброизоляторов под фундаментные болты следует использовать отверстия для виброизоляторов.

3. См. примечания 4 и 5 к табл. I.3.

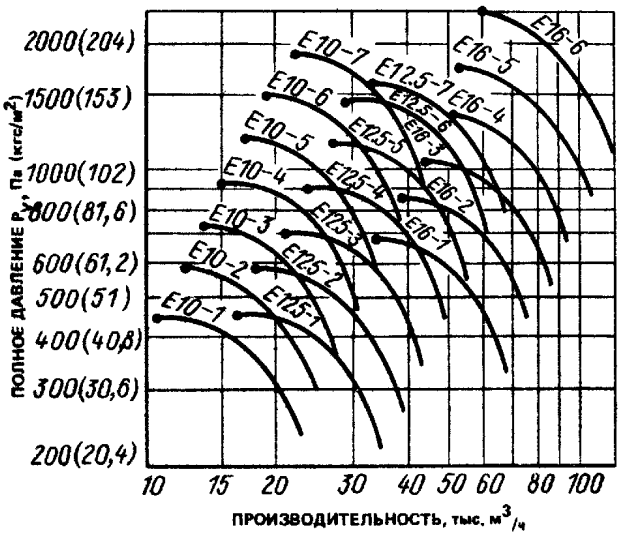


Рис. I.10. Сводный график характеристик вентиляторов В.Ц4-75 и В.Ц4-76 (исполнение 6)

←

→

Рис. I.12. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц4-76-8 (*а*) и В.Ц4-76-10 (*б*) (исполнение 6)

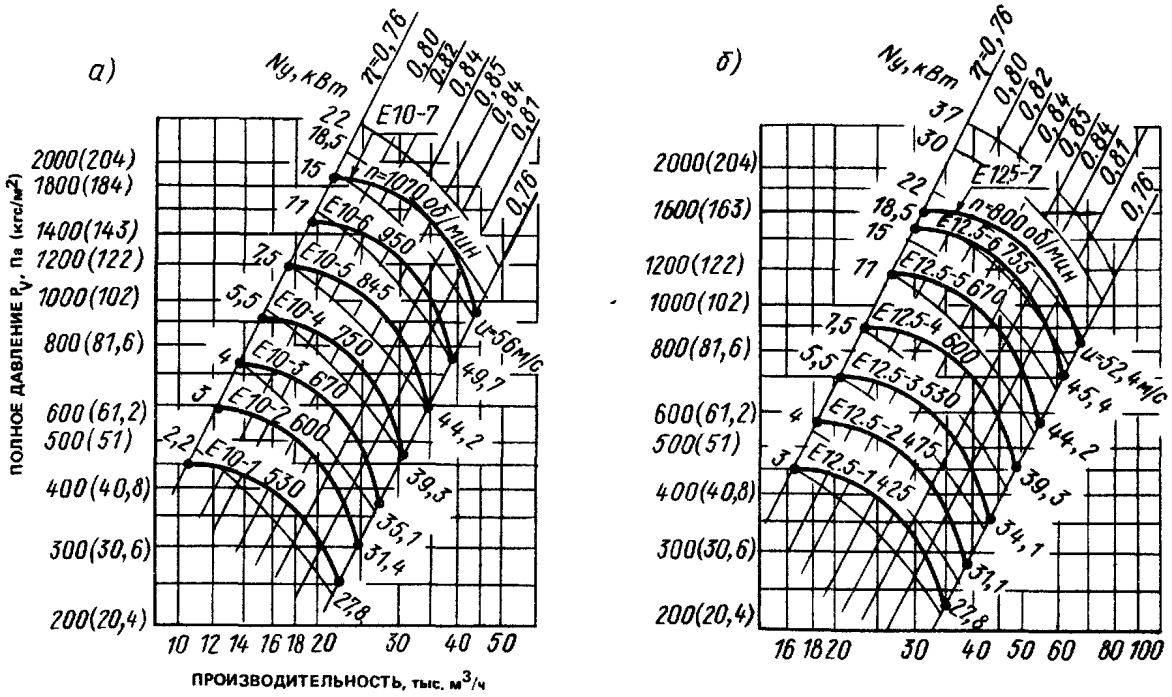


Рис. I.11. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц4-75-10 (*а*), В.Ц4-75-12,5 (*б*), В.Ц4-75-16 (*в*) (исполнение 6)

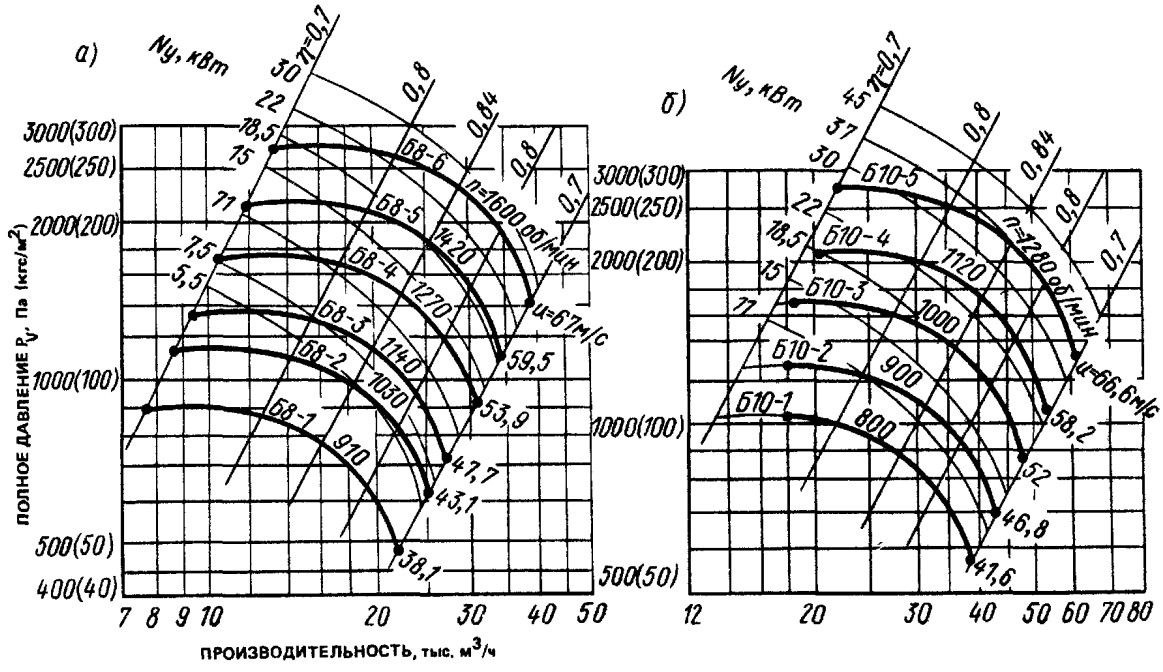
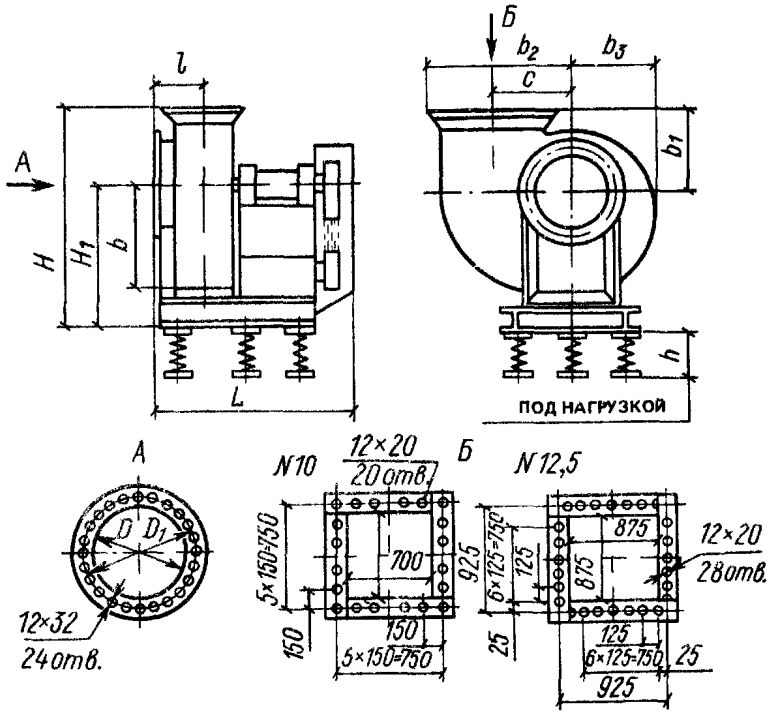


ТАБЛИЦА I.7. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-75 И В.Ц4-76 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)

Условное обозначение характеристики	Вентилятор		Двигатель			Масса вентилятора (с двигателем), кг
	номер	частота вращения $n_в$, об/мин	тип	мощность, кВт	частота вращения $n_{дв}$, об/мин	
Вентиляторы В.Ц4-75						
Е10-1		530	4А112МА6	3	955	600
Е10-2		600	4А112МВ6	4	950	600
Е10-3		670	4А132S6	5,5	965	620
Е10-4	10	750	4А132М6	7,5	970	636
Е10-5		845	4А160S6	11	975	678
Е10-6		950	4А160М6	15	975	703
Е10-7		1070	4А180М6	18,5	975	738
Е12,5-1		425	4А112МВ6	4	950	920
Е12,5-2		475	4А132S6	5,5	965	960
Е12,5-3		530	4А132М6	7,5	970	980
Е12,5-4	12,5	600	4А160S6	11	975	1020
Е12,5-5		670	4А160М6	15	975	1060
Е12,5-6		755	4А200М6	22	975	1165
Е12,5-7		800	4А200L6	30	980	1210
Е16-1		400	4А160S4	15	1465	2065 (2425) *
Е16-2		450	4А160М4	18,5	1465	2095 (2450)
Е16-3		505	4А180М4	30	1470	2125 (2485)
Е16-4	16	565	4А200М4	37	1475	2200 (2560)
Е16-5		640	4А225М4	55	1480	2285 (2645)
Е16-6а		720	4А225М4	55	1480	2285 (2645)
Е16-6б		720	4А250S4	75	1480	2465 (2825)
Вентиляторы В.Ц4-76						
Б8-1		910	4А112МА4	5,5	1445	546
Б8-2		1030	4А132S4	7,5	1455	575
Б8-3	8	1140	4А132М4	11	1460	605
Б8-4		1270	4А160S4	15	1465	647
Б8-5		1420	4А180S4	22	1470	717
Б8-6		1600	4А180М4	30	1470	767
Б10-1		800	4А132М4	11	1460	790
Б10-2		900	4А160S4	15	1465	830
Б10-3	10	1000	4А180S4	22	1470	876
Б10-4		1120	4А180М4	30	1470	933
Б10-5		1280	4А200L4	45	1475	1070

* В скобках приведена масса вентиляторов в виброизолированном исполнении.

ТАБЛИЦА I.8. ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-75-10 И В.Ц4-75-12,5 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)

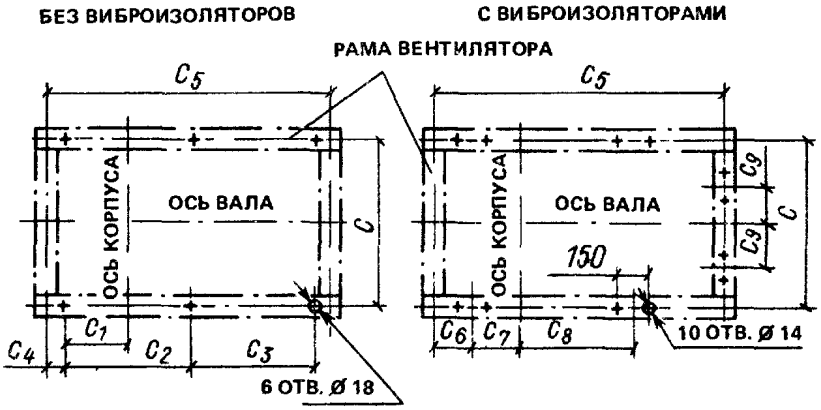


Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	L	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	Масса (с двигателем), кг
	4A112MA6													600
	4A112MB6													600
	4A132S6													620
10	4A132M6	1845	1200	125	1553	454	650	890	650	1040	770	1000	1035	636
	4A160S6													678
	4A160M6													703
	4A180M6													738
	4A112MB6													920
	4A132S6													960
12,5	4A132M6	2355	1540	110	1947	543,5	812	1109	815	1290	955	1250	1285	980
	4A160S6													1020
	4A160M6													1060
	4A200M6													1165
	4A200L6													1210

Примечания: 1. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса по ГОСТ 5976-90.

2. Установочные размеры приведены в табл. I.9.

ТАБЛИЦА I.9. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-75-10 И В.Ц4-75-12,5 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)



Номер вентилятора	Тип двигателя	c	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9 для вентилятора					
											правого вращения			левого вращения		
											при угле установки корпуса, град					
											0; 45; 315	135	90; 270	0; 45; 315	135	90; 270
10	4A112MA6	840	376	720	540	63	1408	143	296	590	+285	−285	0	−285	+285	0
	4A112MB6									590						
	4A132S6									605						
	4A132M6									625						
	4A160S6									635						
	4A160M6									655						
	4M180M6									685						
12,5	4A112MB6	1080	404	785	750	114	1753	211	306	785	+400	−400	0	−400	+400	0
	4A132S6									805						
	4A132M6									905						
	4A160S6									855						
	4A160M6									875						
	4A200M6									930						
	4A200L6									975						

Примечания: 1. Знак минус перед размером c_9 означает, что виброизолятор расположен с противоположной стороны от оси вала.

2. Тип виброизолятора – равночастотный (черт. В.Ц4-75-10-11-08,09).

3. См. примечания 1, 3, 4, 5 к табл. I.3.

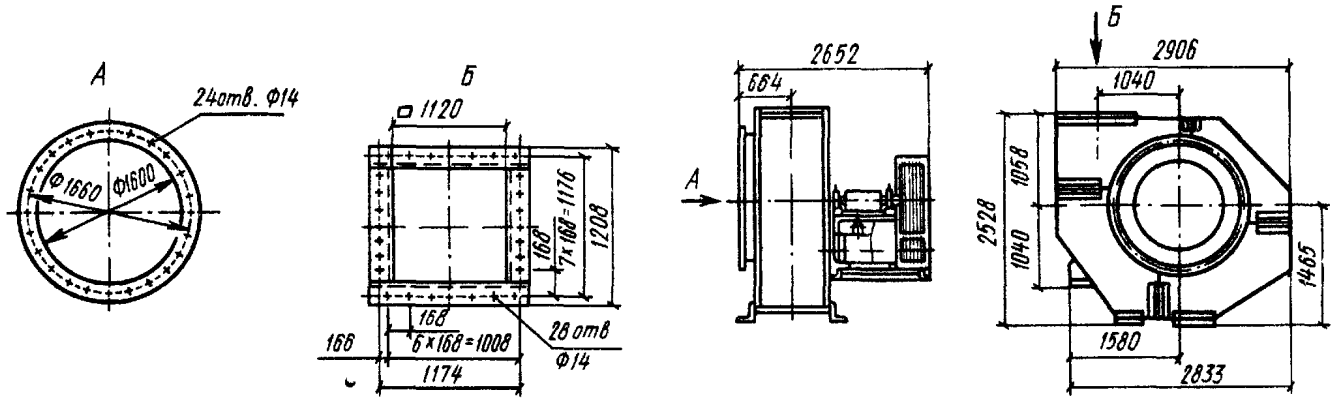
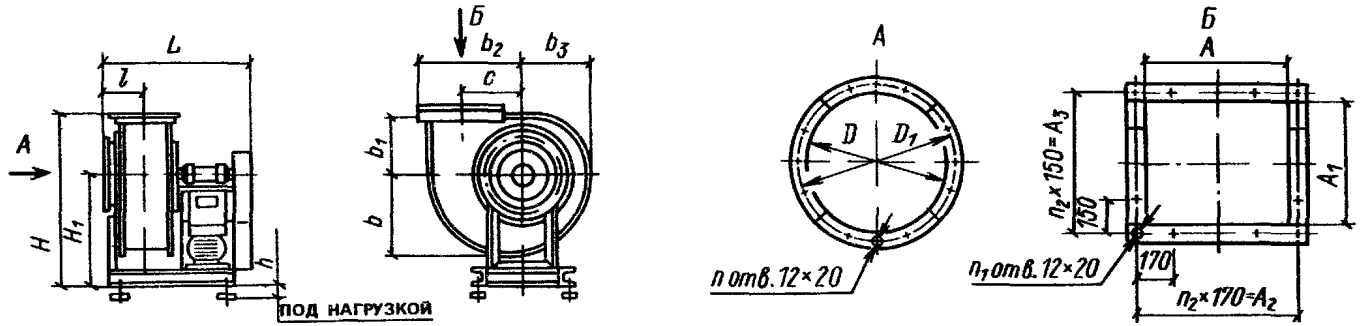


Рис. I.13. Вентилятор В.Ц4-75-16 (исполнение 6)

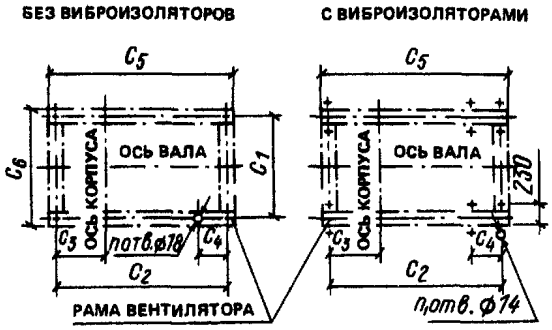
ТАБЛИЦА I.10. ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-76-8 И В.Ц4-76-10 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)



Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	L	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	A	A_1	A_2	A_3	n	n_1	n_2	Масса (с двигателем), кг
																		шт.			
	4A112MA4																				546
	4A132S4				1432																575
	4A132M4	1545	1005	57 ÷ 88		368	560	778	540	920	660	800	830	640	560	680	600	16	16	4	605
8	4A160S4																				647
	4A180S4																				717
	4A180M4				1495																767
	4A132M4																				790
	4A160S4				1666																830
10	4A180S4	1900	1230	57 ÷ 88		462	698	968	670	1145	815	1000	1035	810	710	850	750	24	20	5	876
	4A180L4				1748																933
	4A200L4																				1070

Примечания: 1. Установочные размеры приведены в табл. I.11.
2. См. примеч. 1 к табл. I.2.

ТАБЛИЦА I.11. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц4-76-8 И В.Ц4-76-10 (ИСПОЛНЕНИЕ 6) ДЛЯ ВСЕХ ПОЛОЖЕНИЙ КОРПУСОВ (КРОМЕ Пр180° И Л180°)



Номер вентилятора	Тип двигателя	Количество виброизоляторов	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	n	n_1
									шт.	
8	4A112MA4 4A132S4 4A132M4 4A160S4	4	750	950	208	–	1184	782	4	8
	4A180S4 4A180M4	6	840	950	208	240	1255	872	6	12
10	4A132M4 4A160S4 4A180S4 4A180M4 4A200L4	6	840	1200	260	500 250	1408 1478	872	6	12

Примечания: 1. Установочные размеры для вентиляторов с положениями корпуса Пр180° и Л180° приведены в Руководстве, серии А3-907.

2. Тип виброизолятора 1980-8.05.000.

3. См. примечания 4 и 5 к табл. I.3.

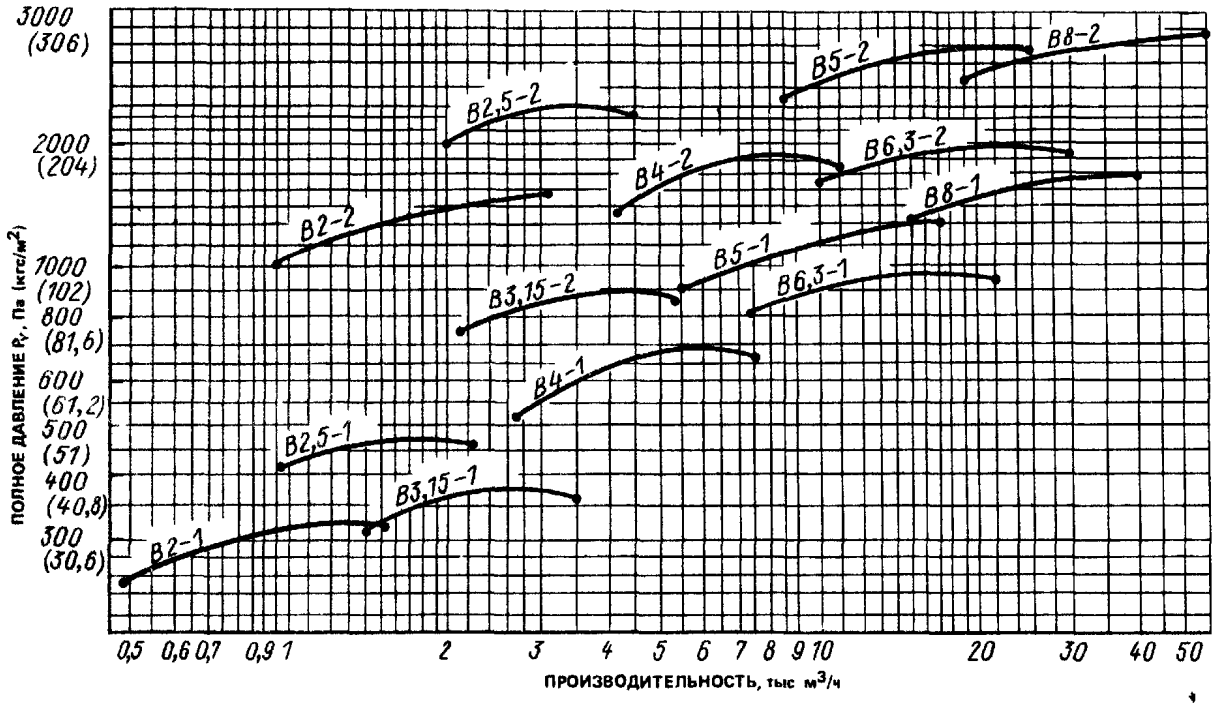


Рис. I.14. Сводный график характеристик вентиляторов В.Ц14-46 (исполнение 1)

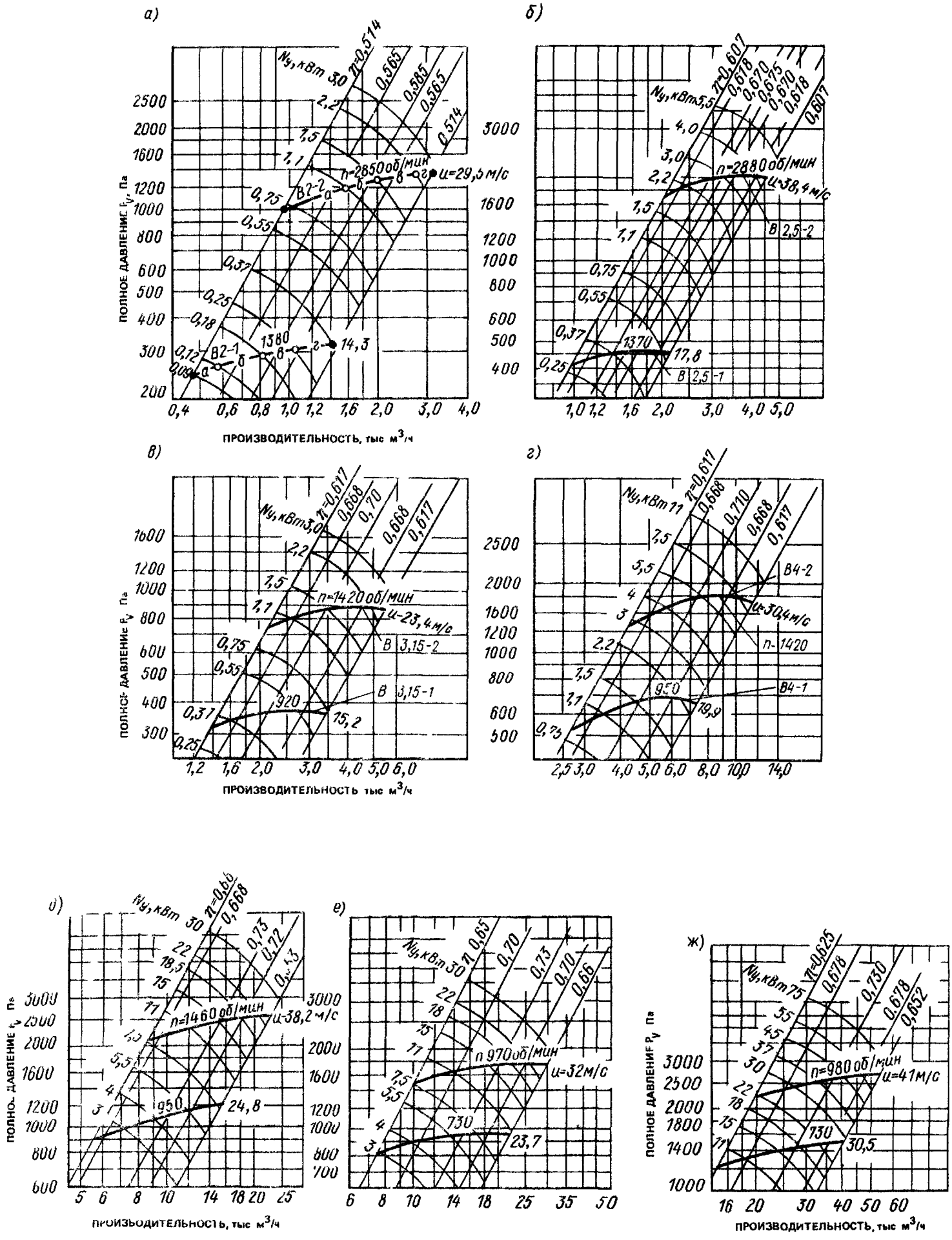
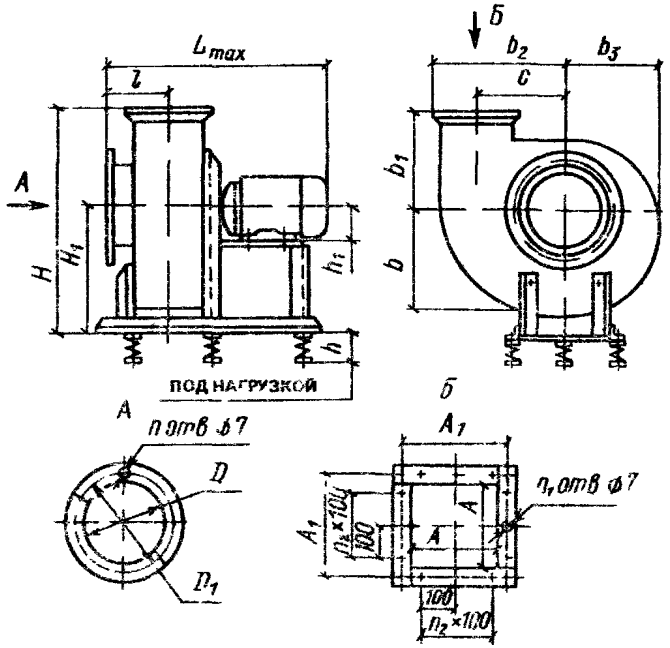


Рис 1 15 Аэродинамические характеристики вентиляторов В Ц14-46-2 (*а*), В Ц14-46-2,5 (*б*), В Ц14-46-3,15 (*в*), В Ц14-46-4 (*г*), В Ц14-46-5 (*д*), В Ц14-46-6,3 (*е*), В Ц14-46-8 (*ж*) (исполнение 1)

ТАБЛИЦА I.12. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц14-46 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)

Условное обозначение характеристики	Вентилятор		Двигатель			Масса вентилятора (с двигателем), кг
	номер	частота вращения $n_в$, об/мин	тип	мощность, кВт	частота вращения $n_{дв}$, об/мин	
В2-1а	2	1375	4АА56А4	0,12	1375	20,5
В2-1б		1365	4АА56В4	0,18	1365	20,5
В2-1в		1380	4АА63А4	0,25	1380	24,3
В2-1г		1365	4АА63В4	0,37	1365	24,3
В2-2а		2810	4А71В2	1,1	2810	33,1
В2-2б		2850	4А80А2	1,5	2850	35,5
В2-2в		2850	4А80В2	2,2	2850	38
В2-2г		2850	4А90L2	3	2840	46,3
В2,5-1а	2,5	1365	4АА63В4	0,37	1365	33,1
В2,5-1б		1390	4А71А4	0,55	1390	42,1
В2,5-2а		2850	4А80В2	2,2	2850	47,1
В2,5-2б		2840	4А90L2	3	2840	55,7
В2,5-2в		2880	4А100S2	4	2880	63,5
В2,5-2г		2880	4А100L2	5,5	2880	69
В3,15-1а	3,15	900	4А71В6	0,55	900	52,6
В3,15-1б		915	4А80А6	0,75	915	54,9
В3,15-2а		1420	4А80А4	1,1	1420	54,9
В3,15-2б		1415	4А80В4	1,5	1415	57,9
В3,15-2в		1425	4А90L4	2,2	1425	66,2
В4-1а	4	920	4А80В6	1,1	920	76,7
В4-1б		935	4А90L6	1,5	935	86,2
В4-1в		950	4А100L6	2,2	950	99,2
В4-2а		1430	4А100L4	4	1430	99,2
В4-2б		1445	4А112М4	5,5	1445	115
В4-2в		1445	4А132S4	7,5	1455	139
В5-1а	5	955	4А112МА6	3	955	145
В5-1б		950	4А112МВ6	4	950	145
В5-1в		965	4А132S6	5,5	965	166
В5-1г		970	4А132М6	7,5	970	181
В5-2а		1460	4А132М4	11	1460	181
В5-2б		1465	4А160S4	15	1465	224
В5-2в		1465	4А160М4	18,5	1465	249
В5-2г		1470	4А180S4	22	1470	264
В5-2д		1470	4А180М4	30	1470	284
В6,3-1а	6,3	720	4А132S8	4	720	224
В6,3-1б		720	4А132М8	5,5	720	232
В6,3-1в		730	4А160S8	7,5	730	275,6
В6,3-1г		730	4А160М8	11	730	299,6
В6,3-2а		975	4А160S6	11	975	275,6
В6,3-2б		975	4А160М6	15	975	299,6
В6,3-2в		975	4А180М6	18,5	975	334,6
В6,3-2г		975	4А200М6	22	975	410,6
В8-1а	8	730	4А180М8	15	730	408,6
В8-1б		735	4А200М8	18,5	735	503,6
В8-1в		730	4А200L8	22	730	544,4
В8-1г		735	4А225М8	30	735	590,4
В8-2а		980	4А200L6	30	980	544,4
В8-2б		980	4А225М6	37	980	590,4
В8-2в		985	4А250S6	45	985	725,4
В8-2г		985	4А250М6	55	985	770,4

ТАБЛИЦА 1.13 ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц14-46-2,5 – В.Ц14-46-4 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)

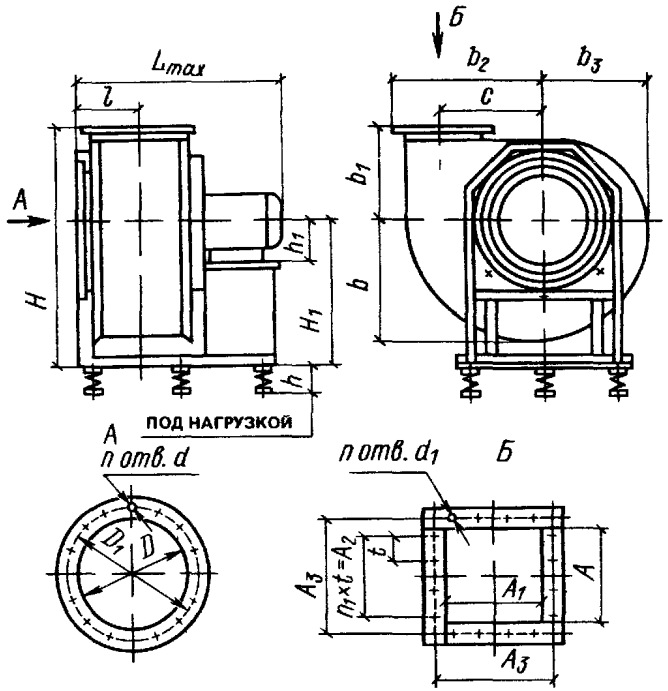


Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	h_1	L_{max}	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	A	A_1	n	n_1	n_2	Масса (с двигателем), кг
																	шт			
2,5	4АА63	515	318	54	63	500	152,5	162,5	234	197	277	203	253	280	175	200	8	8	2	33,1
	4А71	523	326	49	71															42,1
	4А80А	532	335	47	80															45
	4А80В			46		520														47,4
	4А90L	542	345	70	90	550														55,7
	4А100S	552	355	67	100	550														63,5
	4А100L			64.5		580														69
	4А112М	564	367	58,5	112	620														84,0

Продолжение табл I 13

Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	h_1	L_{max}	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	A	A_1	n	n_1	n_2	Масса (с двигателем), кг
																	шт			
3,15	4А71	631	391	49	71	590	177	208	295	240	347	255	323	345	224	255	8	12	2	52,6
	4А80А	640	400	48	80															54,9
	4А80Б			47																57,9
	4А90Л	650	410	43	90															66,2
	4А100S	660	420	40	100															73,5
4	4А80А	771	480	62,5	80	705	205,5	260	365	291	427	315	403	430	280	310	8	12	2	73,7
	4А80В			61,5																76,7
	4А90L	781	490	57,5	90															86,2
	4А100S	791	500	85	100															93,2
	4А100L			83																99,2
	4А112М	807	512	78,5	112	725														115
	4А132S	823	532	71	132	755														139
	4А132М			66,5		865														155

Примечания 1 Установочные размеры приведены в табл I 15
2 См примеч к табл I 2



Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	h_1	L_{max}	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	d	d_1	A	A_1	A_2	A_3	t	n	n_1	Масса (с двигателем), кг.
																						шт.		
	4А112М			76	112																			145
	4А132S			71	132																			166
	4А132М			67																				181
5	4А160S	988	650	92	160	1108	252	324	452	338,5	525	390	500	535	7	7	354	352	30	380	100	16	3	224
	4А160М			88																				248
	4А180S			86	180																			264
	4А180М			83																				285

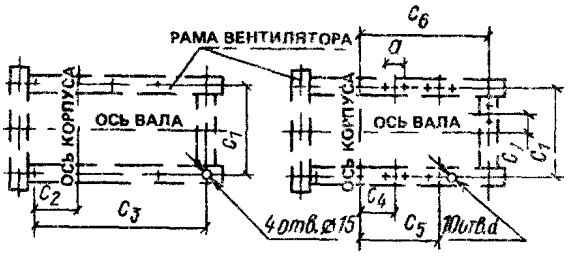
Продолжение табл. I.14

Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	h_1	L_{max}	l	c	b	b_1	b_2	b_3	D	D_1	d	d_1	A	A_1	A_2	A_3	t	n	n_1	Масса (с двигателем), кг.
																						шт.		
	4A112M			94	112																			203
	4A132S			91	132																			224
	4A132M			88																				232
6,3	4A160S	1140	720	82	160	1210	298	410	565	420	657	486	630	660	7	7	448	445	400	470	100	20	4	275,6
	4A160M			132																				299,6
	4A180M			127	180																			334,6
	4A200M			118	200																			410,6
	4A200L			114																				450,6
	4A160S			122	160																			366,6
	4A160M			118																				391,6
	4A180M			114	180																			408,6
8	4A200M	1438	905	105	200	1538	378	520	714	533	835	625	800	850	10	11	567	563	600	600	150	16	4	503,6
	4A200L			153																				544,4
	4A225M			150	225																			590,4
	4A250S			141	250																			725,4
	4A250M			138																				770,4

Примечания. 1. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса по ГОСТ 5976–90 (кроме Пр180° и Л180°).
2. Установочные размеры приведены в табл. I.15.

ТАБЛИЦА 115 УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В Ц14-46-5 – В Ц14-46-8 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)

БЕЗ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ С ВИБРОИЗОЛЯТОРАМИ

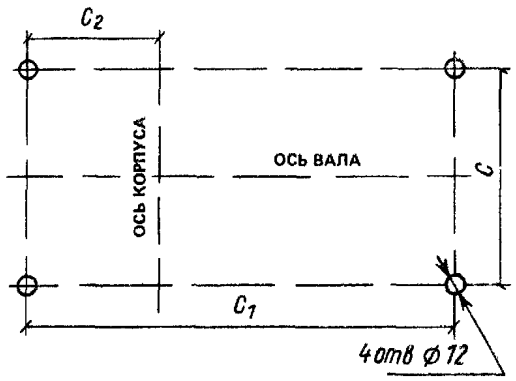


Номер	Тип двигателя	Тип виброизолятора	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7 для вентилятора правого вращения при угле установки корпуса, град 0, 45, 315	135	90, 270	c_7 для вентилятора левого вращения при угле установки корпуса, град 0, 45, 315	135	90, 270	a	d
5	4A112M	Д040	410	95,5	600	22	280	540	+225	−225	0	−225	+225	0	100	12
	4A132S						296		+200	−200	0	−200	+200	0		
	4A132M						334		+175	−175	0	−175	+175	0		—
	4A160S	Д041					384		+150	−150	0	−150	+150	0		
	4A160M						422		+125	−125	0	−125	+125	0		14
	4A180S						422		+125	−125	0	−125	+125	0		
	4A180M						484		+100	−100	0	−100	+100	0		
6,3	4A112M	Д041	460	153	650	176	221	582	+200	−200	0	−200	+200	0	100	14
	4A132S						311		+200	−200	0	−200	+200	0		
	4A132M						308		+175	−175	0	−175	+175	0		
	4A160S						384		+150	−150	0	−150	+150	0	—	
	4A160M	Д042					421		+150	−150	0	−150	+150	0		
	4A180M						496		+125	−125	0	−150	+125	0	120	
	4A200M						596		+100	−100	0	−100	+100	0		
	4A200L						646		+100	−100	0	−100	+100	0		
8	4A160S	Д042	606	212,5	1050	196	398	894	+150	−150	0	−150	+150	0	120	14
	4A160M						435		+150	−150	0	−150	+150	0		
	4A180M						486		+125	−125	0	−125	+125	0		
	4A200M						573		+100	−100	0	−100	+100	0	—	
	4A200L	Д043					623		+100	−100	0	−100	+100	0		
	4A225M						698		+100	−100	0	−100	+100	0	130	
	4A250S						773		+75	−75	0	−75	+75	0		
	4A250M						823		+75	−75	0	−75	+75	0		

Примечания 1 Знак минус перед размером c_7 означает, что виброизолятор расположен с противоположной стороны от оси вала

2 См примеч 3, 4 и 5 к табл 13

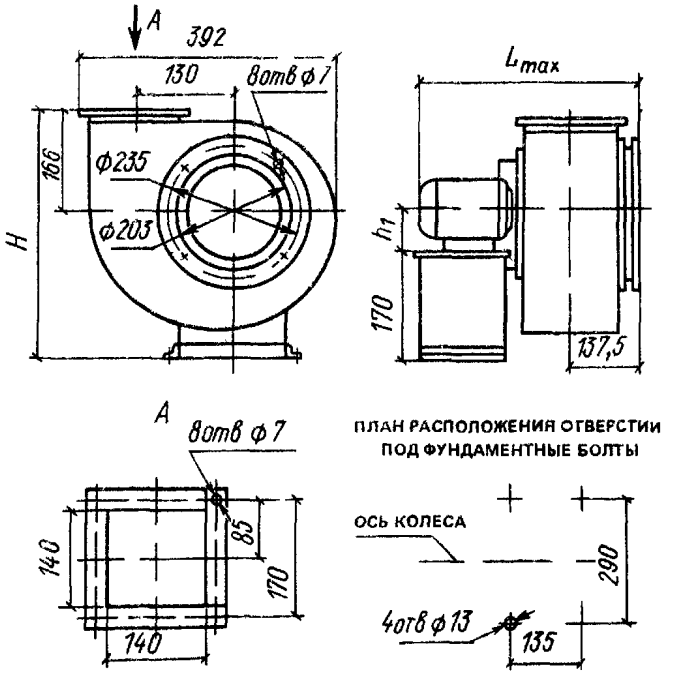
ТАБЛИЦА I 16 УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В Ц14-46-2,5 – В Ц14-46-4



Номер вентилятора	c	c_1	c_2
2,5	260	400	177
3,15	340	560	197
4	370	650	225

Примечание Установочные размеры вентиляторов на виброизоляторах приведены в Руководстве по подбору радиальных вентиляторов общего назначения для санитарно-технических систем АЗ-907

ТАБЛИЦА I 17 ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ, ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ И УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРА В Ц14-46-2 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)*



Тип двигателя	H	h_1	L_{max}	Масса (с двигателем), кг
4AA56	393	56	425	20,5
4AA63	400	63	430	24,3
4A71	408	71	450	33,1
4A80A	417	80	460	35,5
4A80B	417	80	480	38
4A90L	427	90	510	50

* См примеч 1 к табл I 2

I.1.2. Вентиляторы радиальные общего назначения (стальные) высокого давления

Подбор вентиляторов высокого давления производится аналогично подбору вентиляторов низкого и среднего давления (см стр 246) По

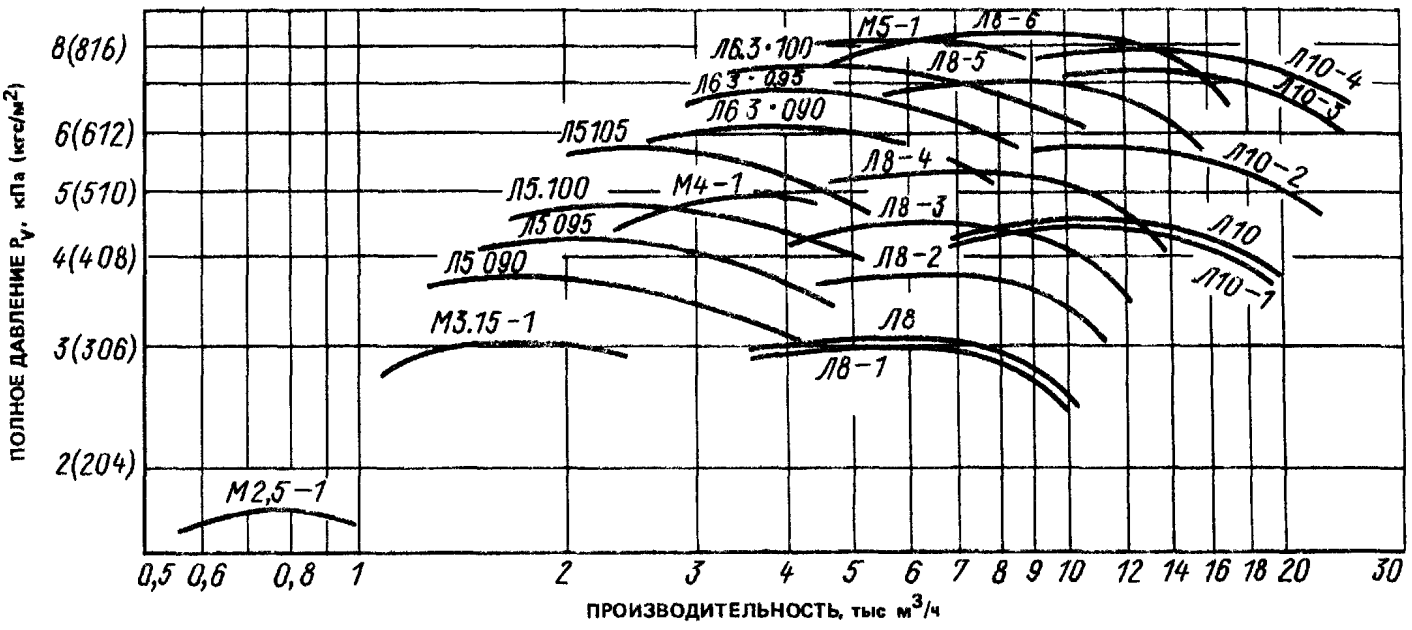


Рис I 16 Сводный график характеристик вентиляторов высокого давления

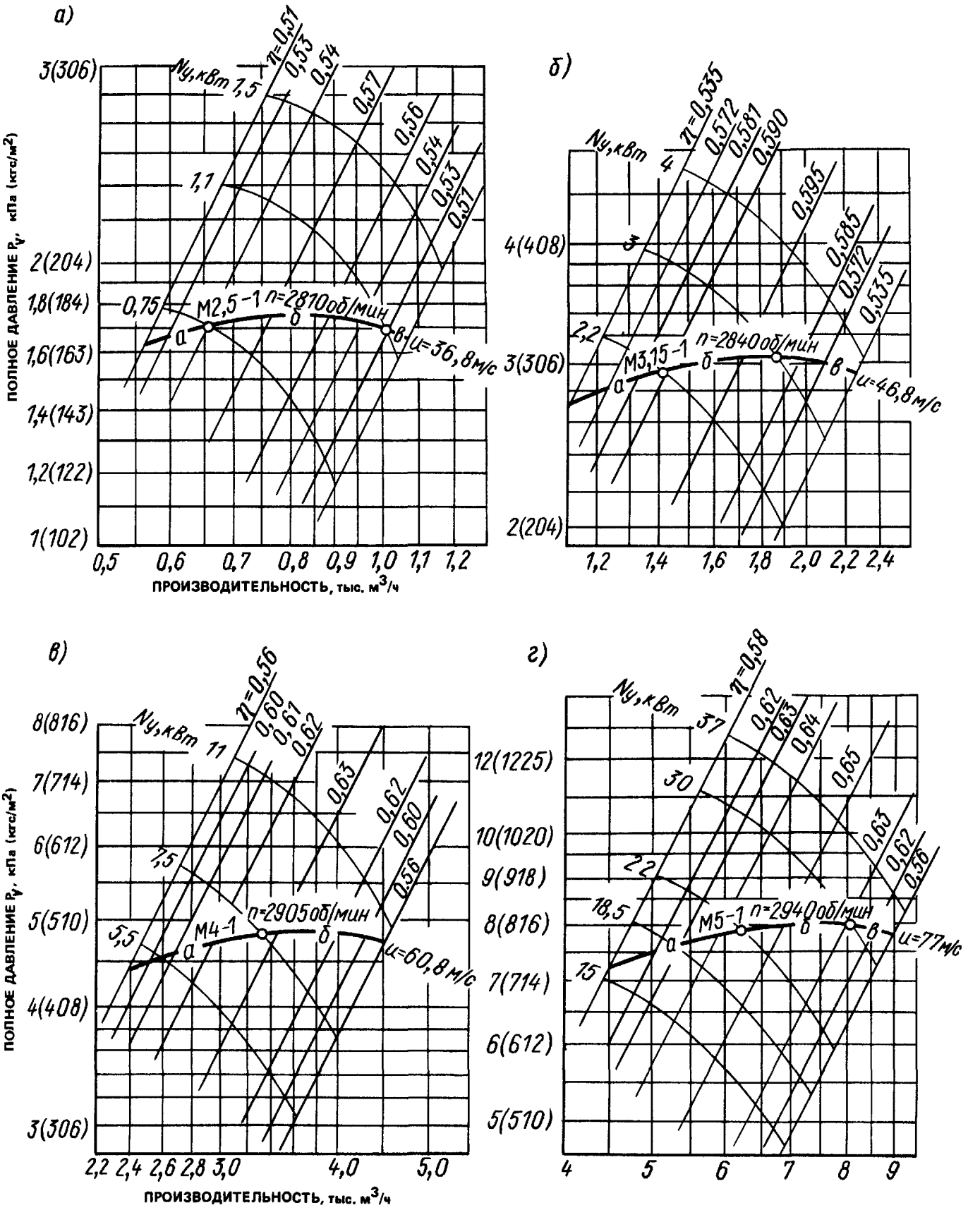


Рис. I 17. Аэродинамические характеристики вентиляторов ВР-12-26-2,5 (*а*); ВР-12-26-3,15 (*б*); ВР-12-26-4 (*в*) и ВР-12-26-5 (*г*) (исполнение 1)

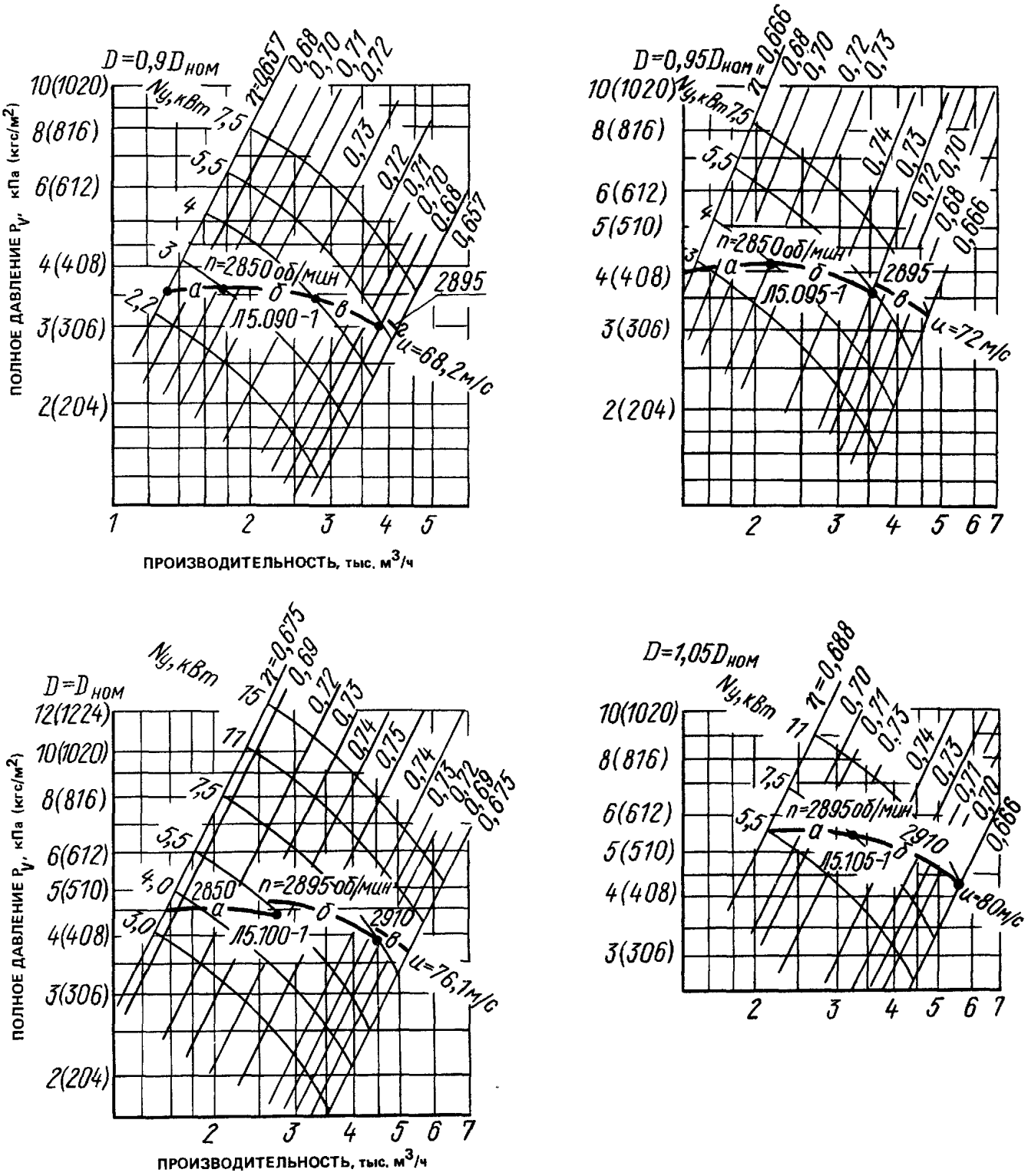


Рис. I.18. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц6-28-5 (исполнение 1)

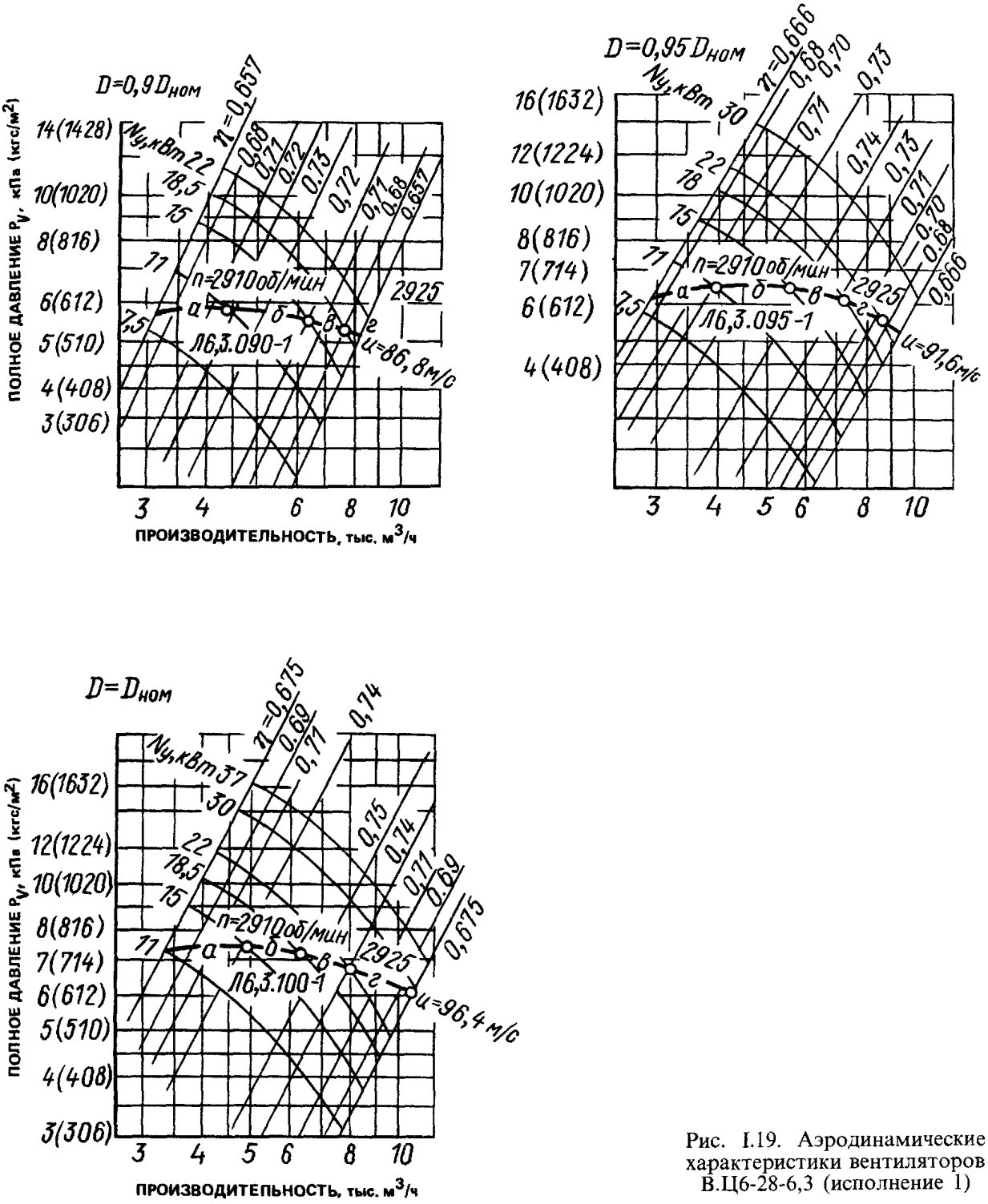


Рис. I.19. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц6-28-6,3 (исполнение 1)

аналогии с вентиляторами низкого и среднего давления на сводном графике (рис. I.16), на индивидуальных характеристиках (рис. I.17–I.21) и в табл. I.18 введены условные обозначения.

Тип вентиляторов обозначается: М – для ВР-12-26; Л – для В.Ц6-28. Остальные части условного обозначения аналогичны приведенным в п. I.1.

Технические данные вентиляторов высокого давления приведены в табл. I.18, основные размеры вентиляторов ВР 12-26 – в табл. I.19, вентиляторов В.Ц6-28 № 5 и 6,3 (исполнение 1) – в табл. I.20 и I.21, В.Ц6-28 № 8 и 10 (исполнение 1) – в табл. I.22 и I.23, В.Ц6-28 № 8 и 10 (исполнение 6) – в табл. I.24 и I.25.

Вентиляторы ВР.12-26 изготовляют без виброизоляторов, В.Ц6-28 по заказу потребителя могут поставляться с виброизоляторами.

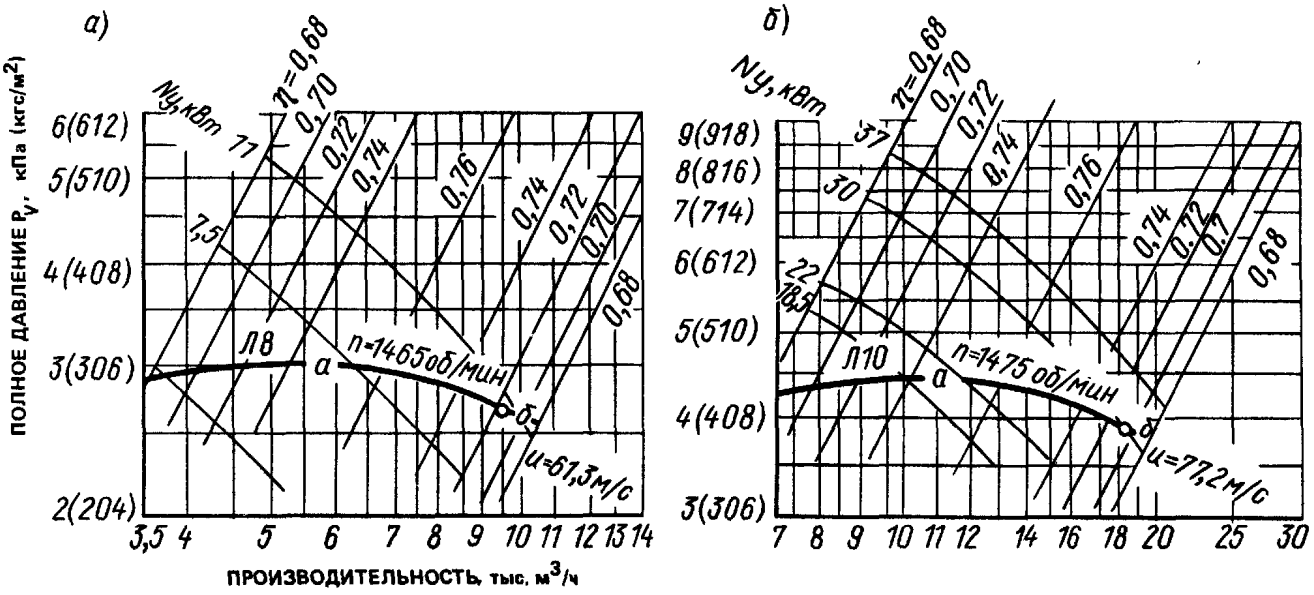


Рис. I.20. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц6-28-8 (*а*) и В.Ц6-28-10 (*б*) (исполнение 1)

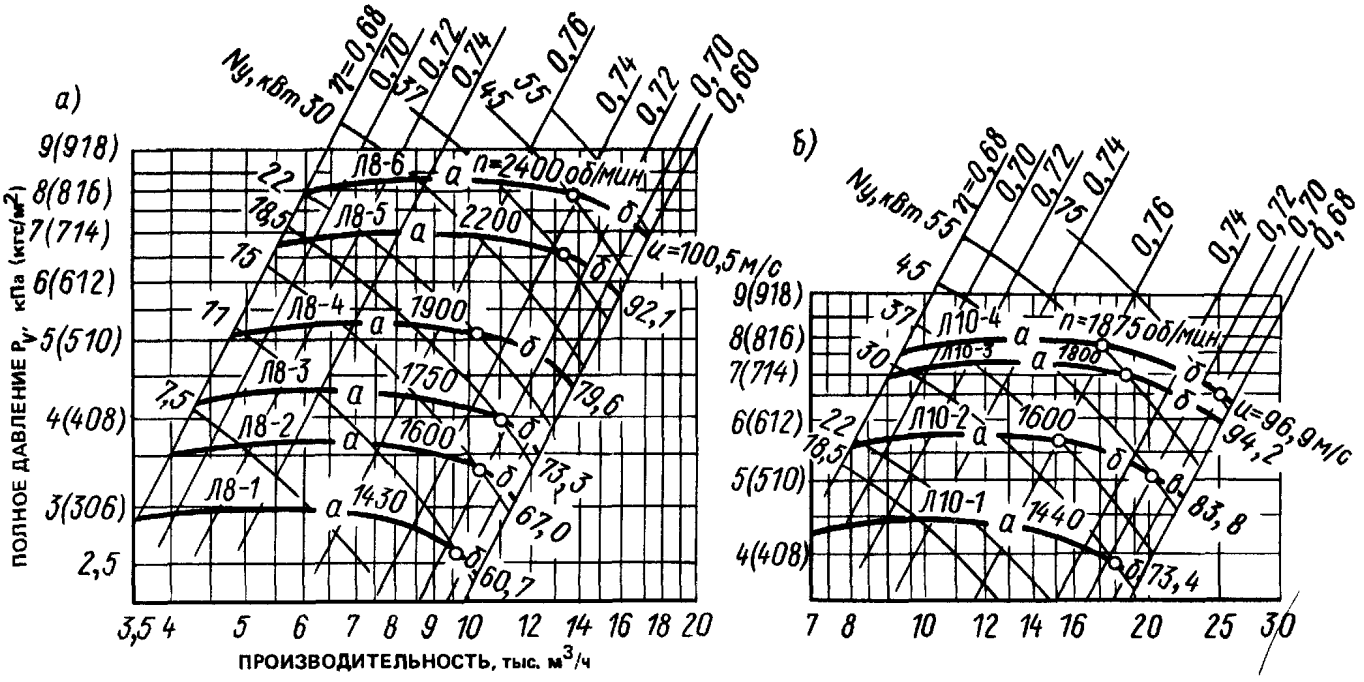


Рис. I.21. Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц6-28-8 (*а*) и В.Ц6-28-10 (*б*) (исполнение 6)

ТАБЛИЦА I.18. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Условное обозначение характеристики	Вентилятор			Двигатель			Масса вентилятора (с двигателем), кг
	номер	диаметр колеса, % $D_{ном}$	частота вращения $n_в$, об/мин	тип	мощность, кВт	частота вращения $n_{дв}$, об/мин	
Вентиляторы ВР–12-26 (исполнение1)							
М2,5-1а	2,5	–	2810	4А71А2	0,75	2810	55,7
М2,5-1б			2810	4А71В2	1,1	2810	55,7
М2,5-1в			2810	4А80А2	1,5	2810	58,3
М3,15-1а	3,15	–	2840	4А80В2	2,2	2840	74,3
М3,15-1б			2840	4А90L2	3	2840	83
М3,15-1в			2840	4А100S2	4	2840	90
М4-1а	4	–	2905	4А112М2	7,5	2905	156
М4-1б			2905	4А132М2	11	2905	195
М5-1а	5	–	2940	4А180S2	22	2940	340
М5-1б			2940	4А180М2	30	2940	360
М5-1в			2940	4А200М2	37	2940	430
Вентиляторы В.Ц6-28 (исполнение 1)							
Л5.090-1а	5	90	2850	АИР90L2	3	2850	103
Л5.090-1б			2850	АИР100S2	4	2850	109
Л5.090-1в			2850	АИР100L2	5,5	2850	115
Л5.090-1г			2895	АИР112М2	7,5	2895	131
Л5.095-1а		95	2850	АИР100S2	4	2850	109
Л5.095-1б			2850	АИР100L2	5,5	2850	115
Л5.095-1в			2895	АИР112М2	7,5	2895	131
Л5.100-1а		100	2850	АИР100L2	5,5	2850	115
Л5.100-1б			2895	АИР112М2	7,5	2895	131
Л5.100-1в			2910	АИР132М2	11	2910	157
Л5.105-1а		105	2895	АИР112М2	7,5	2895	131
Л5.105-1б			2910	АИР132М2	11	2910	157
Л6,3.090-1а	6,3	90	2910	АИР132М2	11	2910	226
Л6,3.090-1б			2910	АИР160S2	15	2910	272
Л6,3.090-1в			2910	АИР160М2	18,5	2910	287
Л6,3.090-1г			2925	АИР180S2	22	2925	305

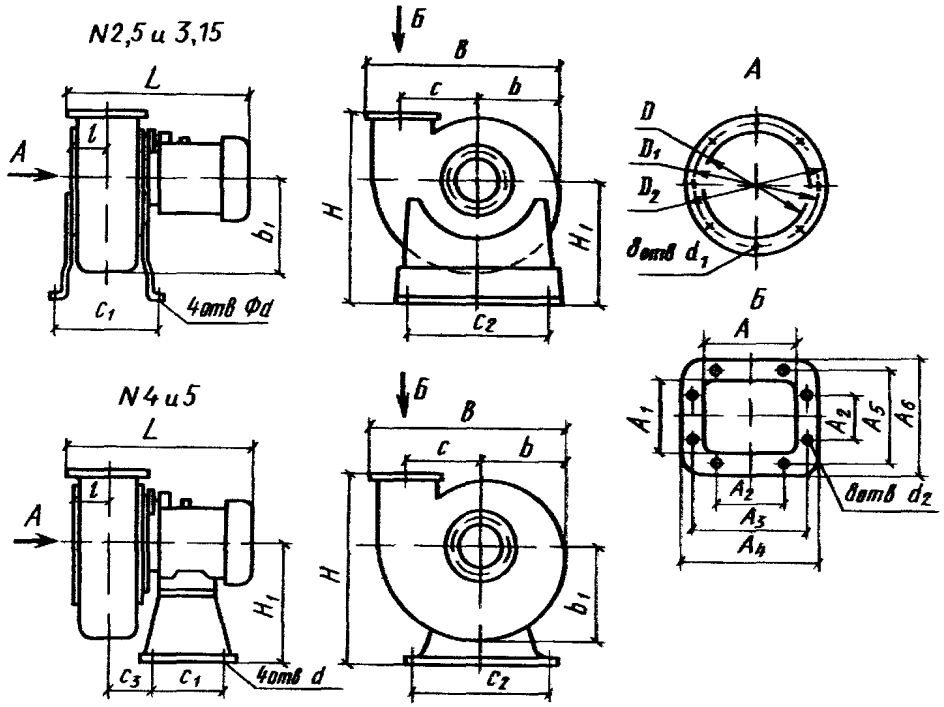
Продолжение табл I.18

Условное обозначение характеристики	Вентилятор			Двигатель			Масса вентилятора (с двигателем), кг
	номер	диаметр колеса, % $D_{ном}$	частота вращения $n_в$, об/мин	тип	мощность, кВт	частота вращения $n_{дв}$, об/мин	
Л6,3.095-1а	6,3	95	2910	АИР132М2	11	2910	226
Л6,3.095-1б			2910	АИР160S2	15	2910	272
Л6,3.095-1в			2910	АИР160М2	18,5	2910	287
Л6,3.095-1г			2925	АИР180S2	22	2925	305
Л6,3.100-1а		100	2910	АИР160S2	15	2910	272
Л6,3.100-1б			2910	АИР160М2	18,5	2910	287
Л6,3.100-1в			2925	АИР180S2	22	2925	305
Л6,3.100-1г			2915	АИР180М2	30	2925	325
Л8-а	8		1460	4А132М4	11	1460	375
Л8-б			1465	4А160S4	15	1465	417
Л10-а	10	–	1470	4А180М4	30	1470	685
Л10-б			1475	4А200М4	37	1475	760

Вентиляторы В.Ц6-28 (исполнение 6)

Л8-1а	8	–	1430	4А132М4	11	1460	635
Л8-1б			1430	4А160S4	15	1465	677
Л8-2а			1600	4А160S4	15	1465	685
Л8-2б			1600	4А160М4	18,5	1465	720
Л8-3а			1750	4А160М4	18,5	1470	740
Л8-3б			1750	4А180S4	22	1470	760
Л8-4а			1900	4А180S4	22	1470	740
Л8-4б			1900	4А180М4	30	1470	760
Л8-5а			2200	4А200М4	37	1475	855
Л8-5б			2200	4А200L4	45	1475	895
Л8-6а			2400	4А200L4	45	1475	895
Л8-6б			2400	4А225М4	55	1480	940
Л10-1а	10		1440	4А180М4	30	1470	915
Л10-1б			1440	4А200М4	37	1475	990
Л10-2а			1600	4А200М4	37	1475	1000
Л10-2б			1600	4А200L4	45	1475	1040
Л10-2в			1600	4А225М4	55	1475	1085
Л10-3а			1800	4А225М4	55	1475	1095
Л10-3б			1800	4А250S4	75	1480	1230
Л10-4а			1875	4А225М4	55	1475	1095
Л10-4б			1875	4А250S4	75	1480	1230

ТАБЛИЦА 1 19 ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ, ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ И УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ ВР-12-26 № 2,5–5 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



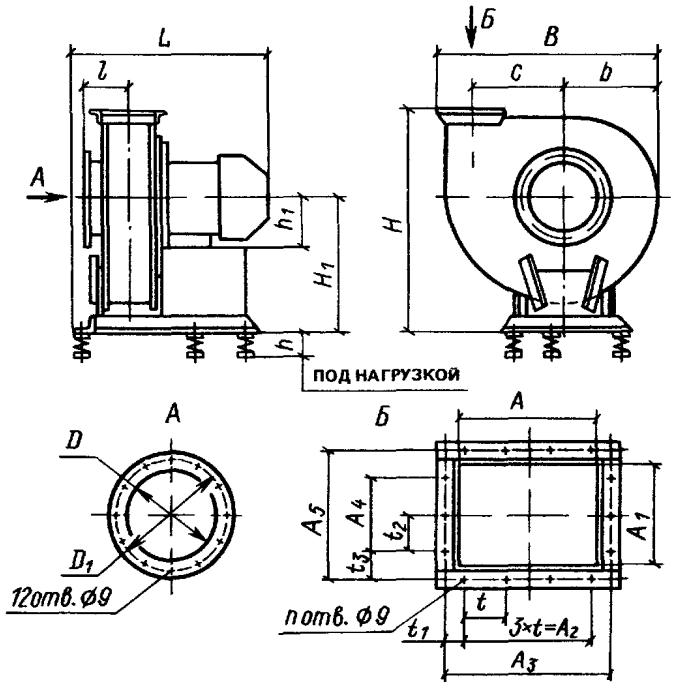
Номер вентилятора	Тип двигателя	L	l	H	H_1	B	b	b_1	c	c_1	c_2	c_3	D	D_1	D_2	A	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	d	d_1	d_2
2,5	4A71A2 4A71B2	375	65	420	250	405	174	192	150	210	310	–	204	240	300	100	75	80	135	160	110	135	10	M6	7
	4A80A2	380																							
3,15	4A80B2	420	75	505	305	510	218	242	192	243	370	–	256	300	370	128	96	80	172	200	140	165	10	M6	7
	4A90L2	450																							
	4A100S2	455																							
4	4A112M2	544	86	640	380	625	270	300	240	270	400	116	320	370	460	160	120	80	204	230	164	190	18	M8	7
	4A132M2	622																							

Продолжение табл. I.19

Номер вентилятора	Тип двигателя	L	l	H	H_1	B	b	b_1	c	c_1	c_2	c_3	D	D_1	D_2	A	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	d	d_1	d_2
	4А180С2	756										142													
5	4А180М2	796	102	790	470	780	335	373	300	400	460		400	460	560	200	150	100	252	290	202	240	18	М10	10
	4А200М2	854										157													

Примечание. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения с положениями корпуса 0; 90; 180 и 270° по ГОСТ 5976–90.

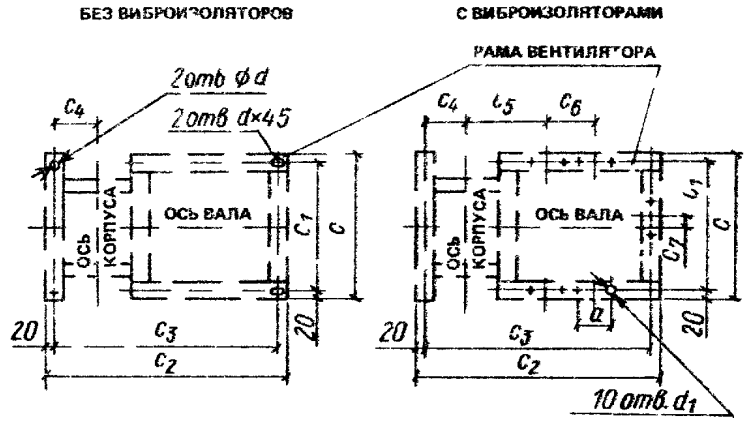
ТАБЛИЦА I.20. ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц6-28-5 И В.Ц6-28-6,3 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



Номер вентилятора	Тип двигателя	H	H_1	h	L	l	c	B	b	D	D_1	A	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	t	t_1	t_2	t_3	n, шт
5	АИР90L2	796	490	90	549	121	300	763	338	250	280	200	150	195	233	65	186	65	19	–	60,5	12
	АИР100S2			100	572																	
	АИР100L2			100	603																	
	АИР112М2			112	634																	
	АИР132М2			132	697																	
6,3	АИР132М2	1038	650	132	751	153	378	963	425	315	360	252	189	240	298	160	235	80	29	80	37,5	14
	АИР160S2			160	883																	
	АИР160М2			160	913																	
	АИР180S2			180	883																	
	АИР180М2			180	933																	

Примечания 1 Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса по ГОСТ 5976 90
2 Установочные размеры приведены в табл 1 21

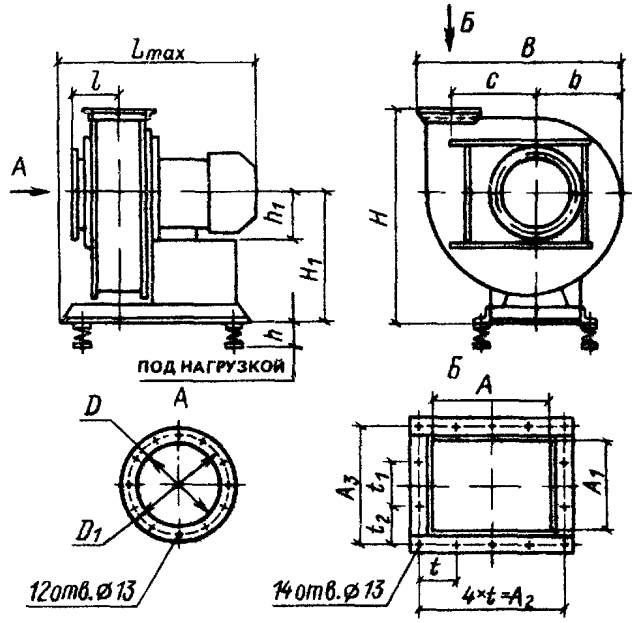
ТАБЛИЦА 1 21 УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ ММ ВЕНТИЛЯТОРОВ В Ц6 28 5 И В Ц6-28-6 3 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



Номер вентилятора	Тип двигателя	Тип виброизолятора	a	c	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7 для вентиляторов правого вращения при угле установки корпуса град 0, 45	315	135	180	90, 270	c_7 для вентиляторов левого вращения при угле установки корпуса град 0 45, 315	135, 180	90, 270	d	d_1
	АИР90L2	Д040	100	430	390	715	675	150	180	129										
	АИР100S2									168										
5	АИР100L2								196	173	+80	−80	+30	−80	+80	−30			13	8,5
	АИР112М2									131										
	АИР132М2								185	168										
	АИР132М2								210	131										
	АИР160S2									215										
6,3	АИР160М2	Д042	120	500	460	960	910	195			+100	−100	+40	−100	+100	−40			15	10,5
	АИР180S2									210										
	АИР180М2																			

Примечания 1 Знак минус перед размером c_7 означает, что виброизолятор расположен с противоположной стороны от оси вала
2 См примечания 3, 4 и 5 к табл 13

ТАБЛИЦА 122. ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц6-28-8 И В.Ц6-28-10 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)

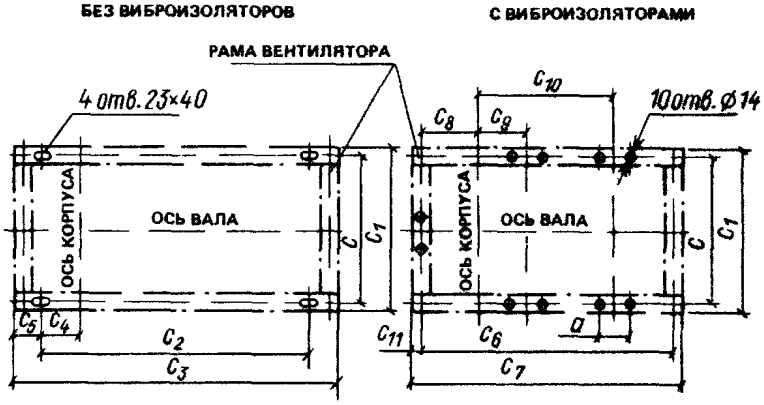


Номер вентилятора	H	H_1	h	h_1	L_{max}	l	c	B	b	D	D_1	A	A_1	A_2	A_3	t	t_1	t_2
8	1210	705	130	160	950	181	480	1220	530	320	430	320	240	370	292	92,5	100	96
10	1490	855	140	200	1180	225	600	1520	665	400	540	400	300	458	360	114,5	120	120

Примечания. 1. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса (кроме Пр180° и Л180°) по ГОСТ 5976–90.

2 Установочные размеры приведены в табл. I.23.

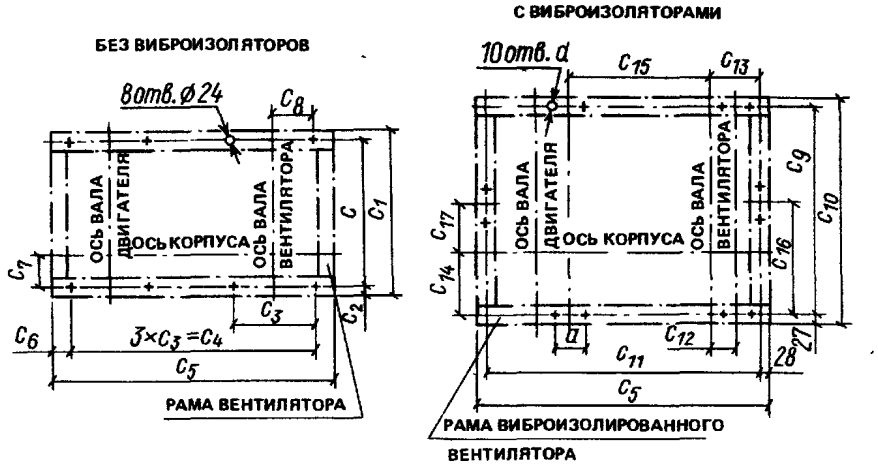
ТАБЛИЦА I.23. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц6-28-8 и В.Ц6-28-10 (ИСПОЛНЕНИЕ 1)



Номер вентилятора	Тип двигателя	Тип виброизолятора	c	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9	c_{10}	c_{11}	a
8	4A160S4														
	4A160M4	Д042	580	636	685	785	141	50	580	785	165	60 85	415	28	120
10	4A200M4	Д043	670	740	800	1040	173	120	970	1040	265	200	540	35	130

Примечание. См. примечания 3, 4 и 5 к табл. I.3.

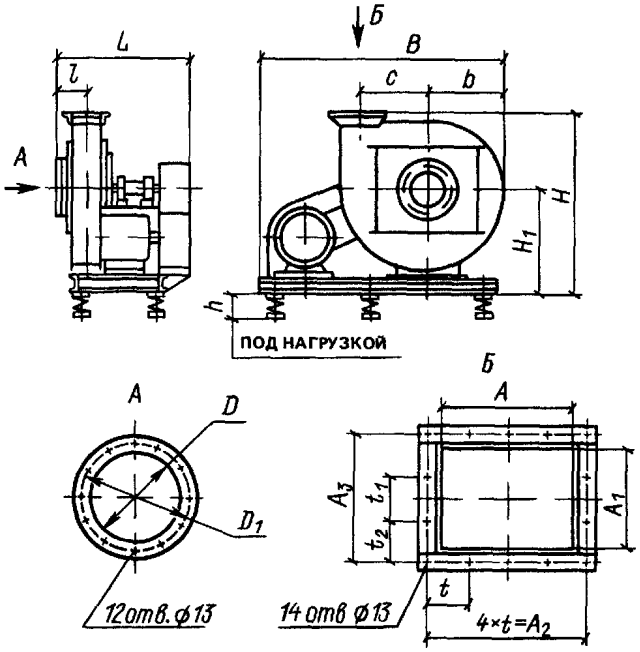
ТАБЛИЦА I.24. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.Ц6-28-8 И В.Ц6-28-10 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)



Номер вентилятора	Тип двигателя	Тип виброизолятора	a	c	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9	c_{10}	c_{11}	c_{12}	c_{13}	c_{14}	c_{15}	c_{16}	c_{17}
8	4А132М4 4А160S4 4А160М4 4А180S4 4А180М4 4А200М4	Д043	130	585	631	23	500	1500	1660	80	17	238	765	819	1604	100	290	162	745 932 995 995 1020 1095	120 160 220 270 330 440	—
	4А200L4 4А225М4	Д044	150																1158 1220	472 537	
10	4А180М4 4А200М4 4А200L4 4А225М4 4А250S4	Д045	180	635	689	27	560	1680	1900	110	0	253	831	885	1844	200	335	192	410 510 640 680 830	—	223

Примечание. См. примечания 3, 4 и 5 к табл. I.3.

ТАБЛИЦА I 25 ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В Ц6-28-8 И В Ц6-28-10 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)



Номер вентилятора	H	H_1	h	L	l	c	B	b	D	D_1	A	A_1	A_2	A_3	t	t_1	t_2
8	1350	845	145–175	1060	181	480	1885	530	320	430	320	240	370	292	92,5	100	96
10	1620	995	160–175	1135	225	600	2210	665	400	540	400	300	458	360	114,5	120	120

Примечания 1 Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения с положениями корпуса Пр0°, Пр45°, Пр90°, Пр135°, Л0°, Л45°, Л90°, Л270° и Л315° по ГОСТ 5976–90

2 Установочные размеры приведены в табл I.25

I.1.3. Вентиляторы радиальные пылевые

Подбор пылевых вентиляторов производится аналогично вентиляторам общего назначения Сводный график аэродинамических характеристик приведен на рис. I.22, индивидуальные характеристики – на рис. I.23 и I.24, а.

В условном обозначении типа пылевых вентиляторов принято П для вентиляторов В.ЦП6-45 Технические данные пылевых вентиляторов приведены в табл. I.26.

Вентиляторы В.ЦП6-45 изготовляют с расположением двигателей справа или слева от корпуса.

Основные габаритные и присоединительные размеры вентиляторов В.ЦП6-45-5 и В.ЦП6-45-6,3 приведены в табл I.27 и I.28, вентилятора В.ЦП6-45-8 – на рис. I.24, б, в.

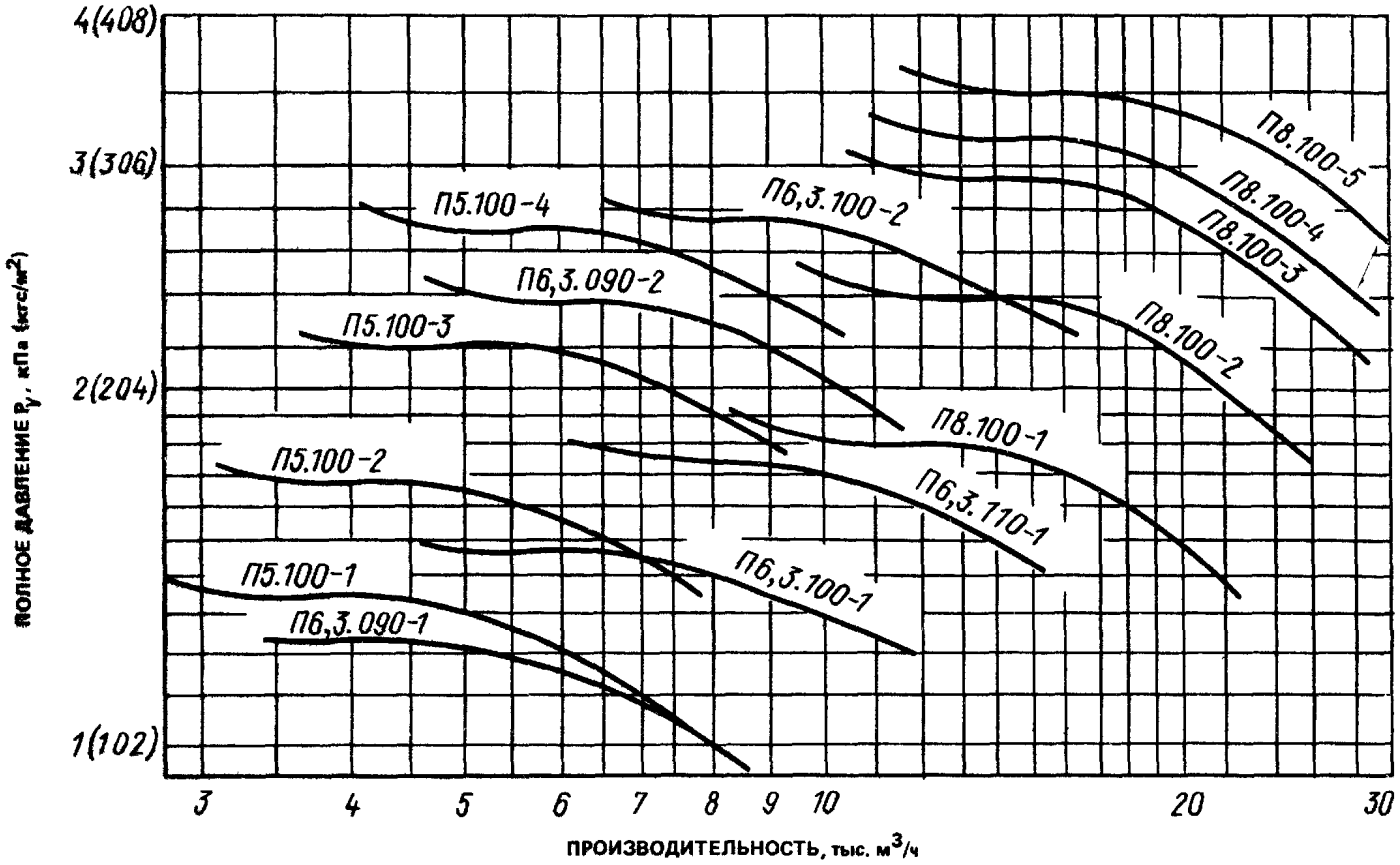


Рис. I.22. Сводный график характеристик пылевых вентиляторов

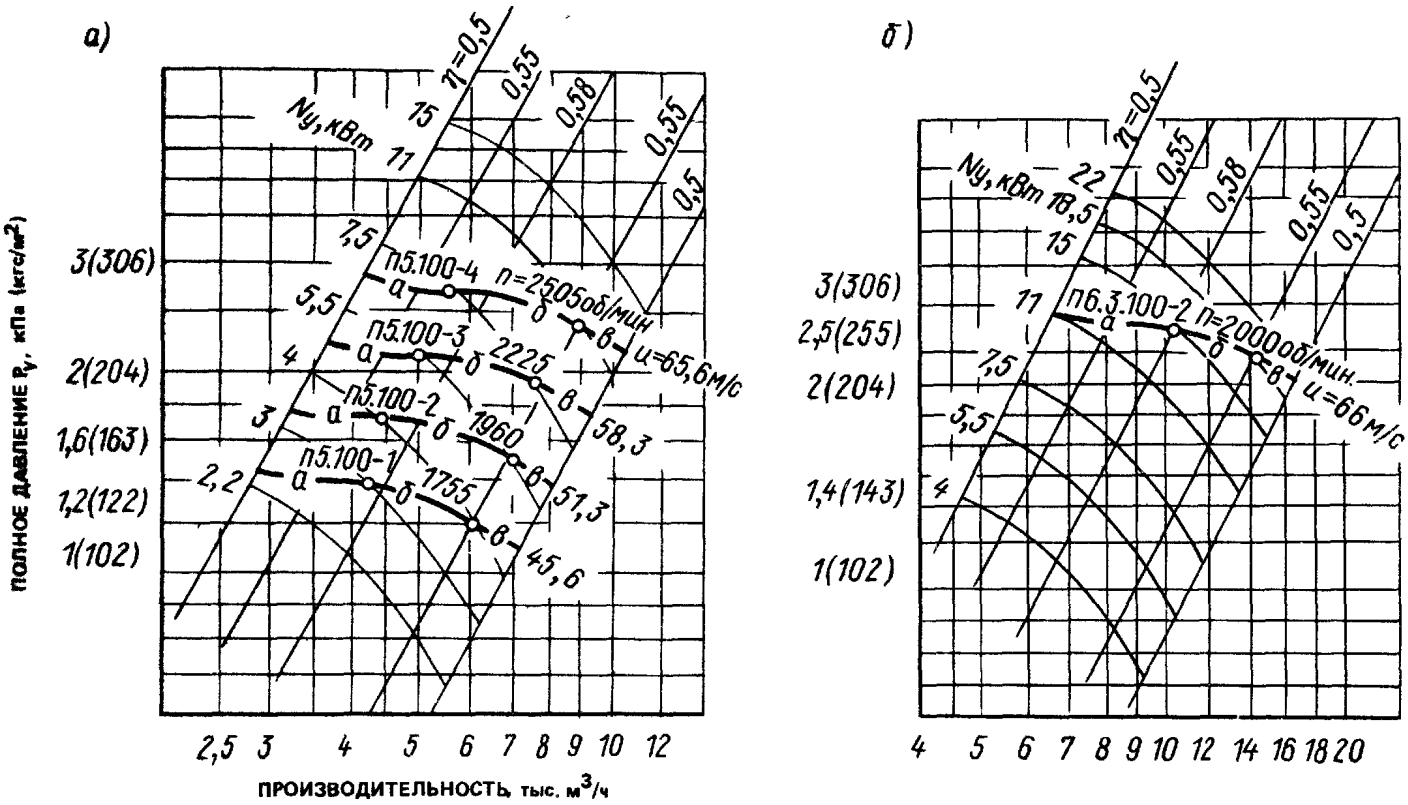
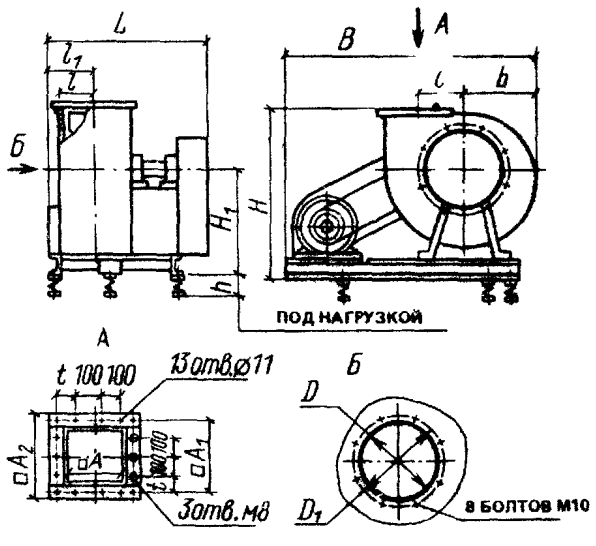


Рис. I.23. Аэродинамические характеристики пылевых вентиляторов В.ЦП6-45-5 (*а*) и В.ЦП6-45-6,3 (*б*) (исполнение 6)

ТАБЛИЦА I.26. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПЫЛЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ В.ЦП6-45 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)

Условное обозначение характеристики	Вентилятор			Двигатель			Масса вентилятора (с двигателем), кг
	номер	диаметр колеса, % $D_{ном}$	частота вращения $n_в$, об/мин	тип	мощность, кВт	частота вращения $n_{дв}$, об/мин	
П5 100-1а	5	100	1755	4А100S4	3	1430	361
П5.100-1б				4А100L4	4	1430	367
П5.100-1в				4А112М4	5,5	1445	380
П5.100-2а			1960	4А100L4	4	1430	367
П5.100-2б				4А112М4	5,5	1445	381
П5.100-2в				4А132S4	7,5	1455	402
П5.100-3а			2225	4А112М4	5,5	1445	380
П5.100-3б				4А132S4	7,5	1455	402
П5.100-3в				4А132М4	11	1460	418
П5.100-4а	5	100	2505	4А132S4	7,5	1455	402
П5.100-4б				4А132М4	11	1460	418
П5 100-4в				4А160S4	15	1465	460
П6,3.090-2а	90	90		4А132S4	7,5	1455	507
П6,3.090-2б				4А132М4	11	1460	518
П6,3.090-2в				4А160S4	15	1465	560
П6,3.100-2а	6,3	100	2000	4А160S4	15	1465	560
П6,3.100-2б				4А160М4	18,5	1465	585
П6,3.100-2в				4А180S4	22	1470	600
П8.100-1а	8	100	1285	4А160S4	15	1465	655
П8.100-1б				4А160М4	18,5	1465	680
П8.100-1в				4А180S4	22	1470	695
П8.100-2а			1440	4А160М4	18,5	1465.	685
П8.100-2б				4А180S4	22	1470	700
П8.100-2в				4А180М4	30	1470	725
П8.100-3а			1615	4А180S4	18,5	1470	730
П8.100-3б				4А180М4	30	1470	810
П8 100-3в				4А200М4	37	1475	820
П8.100-4а			1650	4А200М4	37	1475	814
П8 100-4б				4А200L4	45	1475	860

ТАБЛИЦА I.27. ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.ЦП6-45-5 И В.ЦП6-45-6,3 (ИСПОЛНЕНИЕ 6)

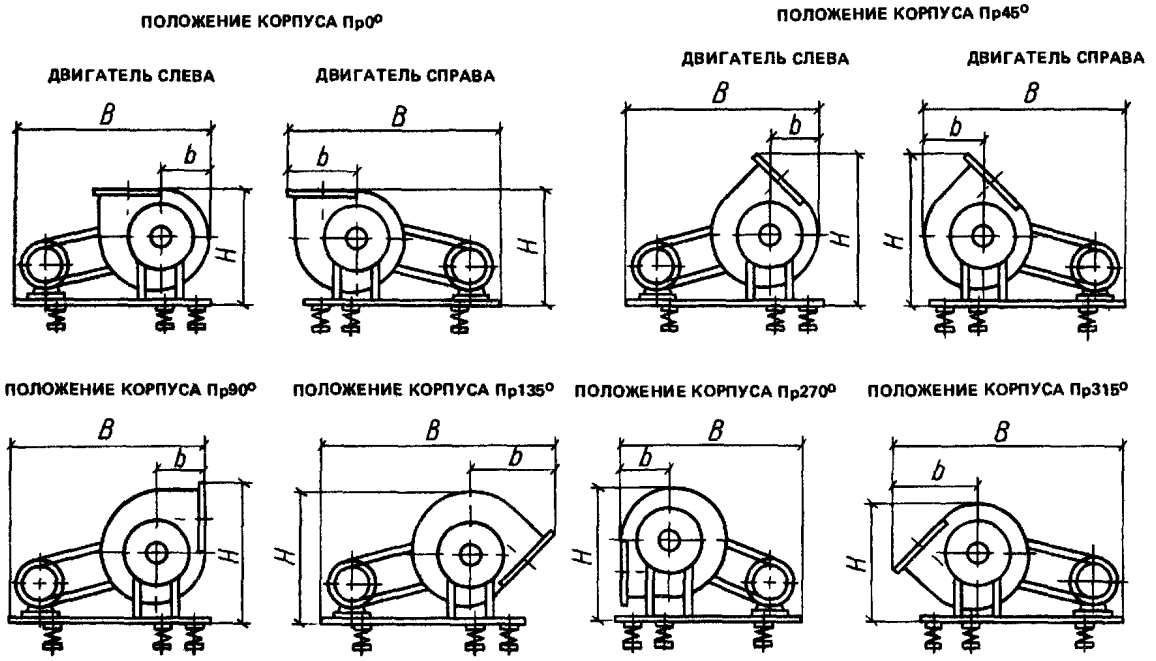


Продолжение табл I 27

Номер вентилятора	L	l	l_1	H	H_1	h	B	b	c	D	D_1	A	A_1	A_2	t
5	790	154	205	830	530	115–122	1470	335	250	420	460	300	342	372	71
6,3	885	193	243	972	600	110–120	1605	520	315	530	590	378	420	450	110

Примечание. Вентиляторы изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса (кроме Пр 180° и Л 180°) по ГОСТ 5976–90 с расположением двигателей справа или слева (см табл I 28)

ТАБЛИЦА I.28. ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРОВ В.ЦП6-45 № 5 И 6,3 (ИСПОЛНЕНИЕ 6) ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ПОЛОЖЕНИЯХ КОРПУСА И ДВИГАТЕЛЯ



Номер вентилятора	Положение корпуса											
	Пр 0°						Пр 45°					
	двигатель слева			двигатель справа			двигатель слева			двигатель справа		
	H	b	B	H	b	B	H	b	B	H	b	B
5	830	335	1370	830	435	1470	1050	315	1350	1050	390	1425
6,3	980	382	1565	980	540	1725	1270	350	1535	1270	476	1660

Продолжение табл. I.28

Номер вентилятора	Положение корпуса											
	90°			135°			270°			315°		
	двигатель слева			двигатель слева			двигатель справа			двигатель справа		
	H	b	B	H	b	B	H	b	B	H	b	B
5	966	298	1335	920	520	1555	865	298	1335	846	520	1555
6,3	1180	360	1550	1095	650	1835	1005	360	1550	970	650	1835

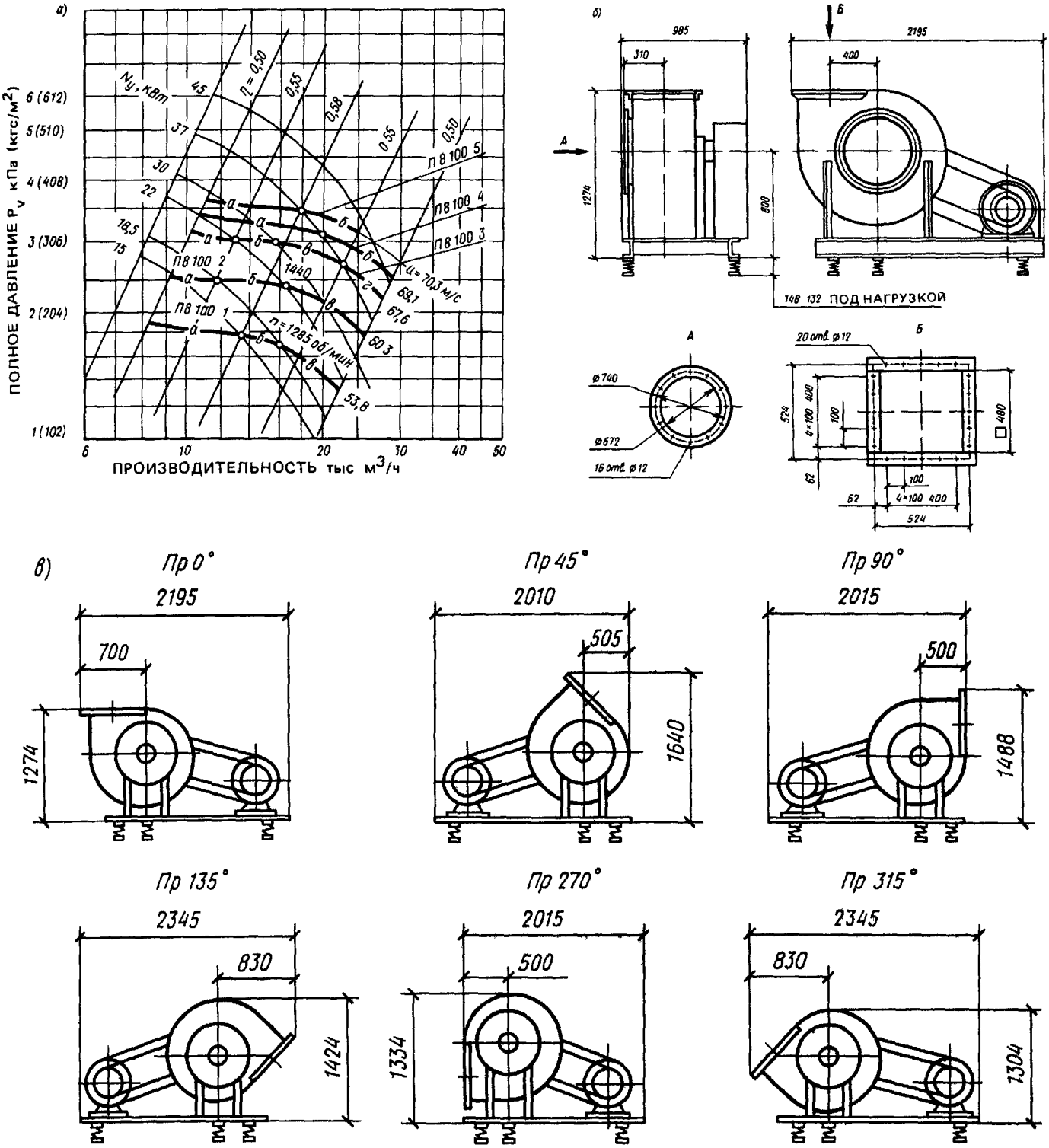


Рис I 24 Вентилятор пылевой В ЦП6-45-8 (исполнение 6)

а – аэродинамическая характеристика *б* и *в* – габаритные и присоединительные размеры

I.2. ВЕНТИЛЯТОРЫ КРЫШНЫЕ

I.2.1. Вентиляторы крышные радиальные

Сводный график характеристик крышных радиальных вентиляторов приведен на рис. I.25.

Вентиляторы № 4; 5; 6,3 изготовляют в невиброизолированном исполнении с колесом, насаженным непосредственно на вал двигателя. Разработаны эти вентиляторы с двумя вариантами рабочих колес: с плоскими лопатками, имеющими угол выхода 45°, и гнутыми лопатками с углом выхода 25°.

Вентиляторы ВКР № 8 и 12,5 изготовляют в виброизолированном исполнении, причем № 8 – с колесом, насаженным на вал двигателя, а № 12,5 – с ременным приводом.

Технические данные вентиляторов приведены в табл. I.29, основные габаритные и установочные размеры вентиляторов общего назначения (стальных) – в табл. I.30, коррозионно-стойких вентиляторов из титановых сплавов – на рис. I.26.

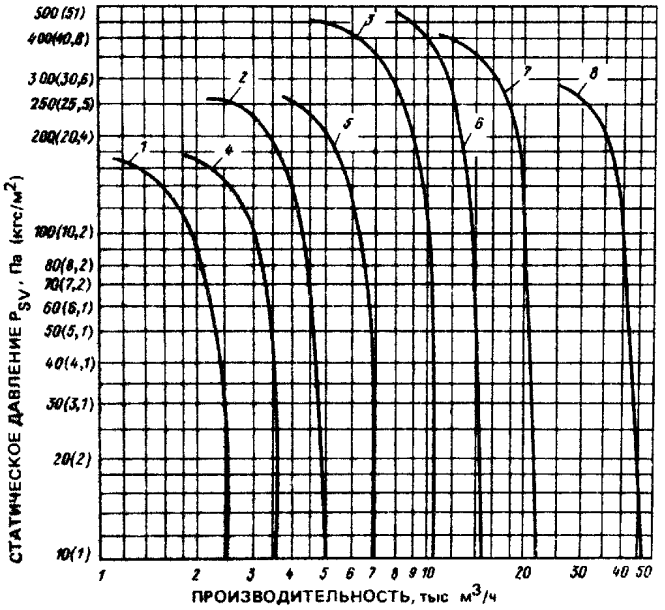


Рис. I.25. Аэродинамические характеристики крышных радиальных вентиляторов

1 ВКР4,00 25 6, *2* – ВКР5,00 25 6, *3* – ВКР6,30 25 6, *4* – ВКР4,00 45 6, *5* – ВКР5,00 45 6, *6* – ВКР6,30 45 6 и ВКРТ6,30 45 6, *7* – ВКР8,00, *8* ВКР12,50

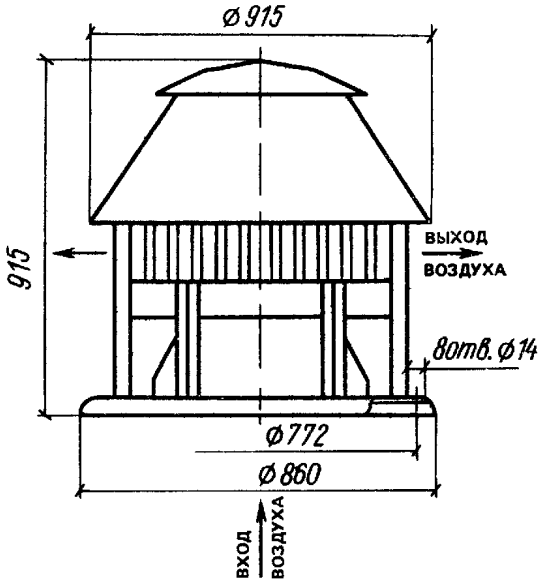


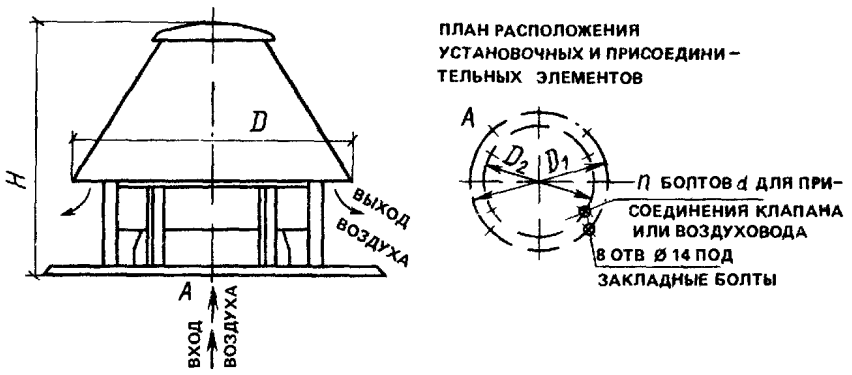
Рис I.26. Вентилятор крышный радиальный коррозионностойкий из титановых сплавов ВКРТ6,30.45.6

ТАБЛИЦА 1.29. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ КРЫШНЫХ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

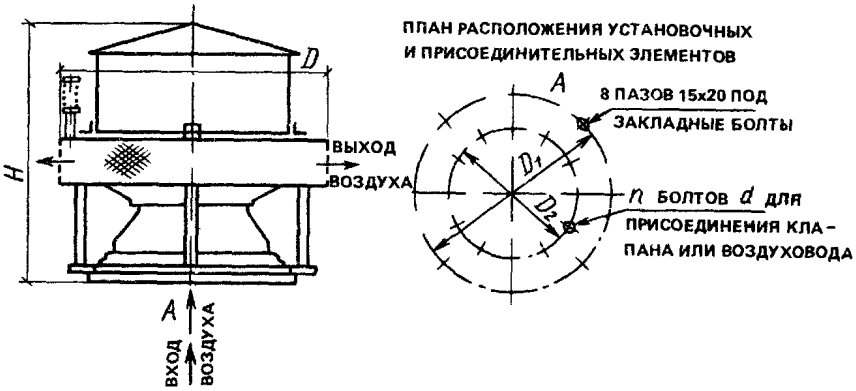
Вентилятор		Двигатель			
обозначение	частота вращения $n_в$, об/мин	мощность, кВт	частота вращения $n_{дв}$, об/мин	тип	исполнение по способу монтажа (ГОСТ 2479–79)
ВКР4,00.25.6	890	0,25	890	4АА63В6	IM 3081
ВКР5,00.25.6	900	0,55	900	4А71В6	IM 3081
ВКР6,30.25.6	935	1,5	935	4А90L6	IM 3081
ВКР4,00.45.6	910	0,37	910	4А71А6	IM 3081
ВКР5,00.45.6	915	0,75	915	4А80А6	IM 3081
ВКР6,30.45.6	950	2,2	950	4А100L6	IM 3081
ВКР8,00–01	700	3,0	700	4А112МВ8	IM 3081
ВКР12,50–01	380	4,0	950	4А112МВ6	IM 1081
ВКРТ6,30.45.6	950	2,2	950	4А100L6Х	IM 3081

ТАБЛИЦА 1.30 ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, СТАЛЬНЫХ КРЫШНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ВКР4,00, ВКР5,00 И ВКР6,30 (НЕВИБРОИЗОЛИРОВАННЫХ) И ВКР8,00 И ВКР12,50 (ВИБРОИЗОЛИРОВАННЫХ)

ВКР 4,00 – ВКР 6 30



ВКР 8,00 – ВКР 12,50



Вентилятор	*H*	*D*	D_1	D_2	*d*	*n*, шт.	Масса с двигателем, кг
ВКР4,00.25.6*	715	750		435		6	51
ВКР5,00.25.6*	800	940		535		8	76
ВКР6,30.25.6*	960	1114	772	658	М6	8	116
ВКР4,00.45.6	715	750		435		6	60,7
ВКР5,00.45.6	800	940		535		8	79,3
ВКР6,30.45.6	960	1114		658		8	128,8
ВКР8,00	1150	1150	1072	830	М8	12	310
ВКР12,50	1650	1750	1522	1295	М10	18	620

* В настоящее время серийно не выпускаются

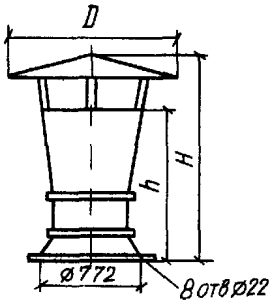
I.2.2. Вентиляторы крышные осевые

Крышные осевые вентиляторы (табл. I.31) могут применяться только в децентрализованных установках общеобменной вытяжной вентиляции без сети воздуховодов (при статическом давлении $p_{sv} = 0$). Габаритные и установочные размеры приведены в табл. I.32.

ТАБЛИЦА I.31. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ КРЫШНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Показатель	Номер вентилятора		
	4	5	6,3
Максимальная производительность вентилятора при работе без сети воздуховодов (при $p_{sv} = 0$), м^3/ч	3100	6000	12600
Потребляемая мощность, кВт	0,1	0,3	0,9
Двигатель:			
тип	4АА63В4	4А71А4	4А80А4
исполнение по способу монтажа (ГОСТ 2479–79)	1М 3681	1М 3681	1М 3681
мощность, кВт	0,37	0,55	1,1
частота вращения, об/мин	1365	1390	1420

ТАБЛИЦА I 32 ОСНОВНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ И УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, СТАЛЬНЫХ КРЫШНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ



Номер вентилятора	*H*	*h*	*D*	Масса, кг
4	1150	870	800	48
5	1310	960	1000	70
6,3	1570	1000	1260	93

ПРИЛОЖЕНИЕ II

ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ (КАЛОРИФЕРЫ)

II.1. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ СО СПИРАЛЬНО-НАКАТНЫМ ОРЕБРЕНИЕМ

Воздухонагреватели (калориферы) биметаллические со спирально-накатным оребрением типов КСк3, КСк4, КП3-СК и КП4-СК предназначены для нагревания воздуха в системах воздушного отопления, вентиляции, кондиционирования и сушильных установках. Воздух, поступающий в воздухонагреватели, по предельно допустимой концентрации вредных веществ должен соответствовать ГОСТ 12.1.005–88, не должен содержать липких веществ и волокнистых материалов, запыленность не должна превышать 0,5 мг/м^3.

В качестве теплоносителя в воздухонагревателях КСк3 и КСк4 может использоваться горячая вода (или перегретая) с температурой до 180 °С и рабочим избыточным давлением до 1,2 МПа, удовлетворяющая требованиям СНиП 2-04.07–88. Теплоносителем в воздухонагревателях КП3-СК и КП4-СК является пар с рабочим избыточным давлением до 1,2 МПа и температурой 190 °С. Воздухонагреватели соответствуют ГОСТ 27330–87*. КСк3 и КСк4 выпускаются по ТУ 22-5757-84, КП3 и КП4 – по ТУ 22-5756-84.

Воздухонагреватели изготовляют двух моделей: КСк3 и КП3 – средняя модель, КСк4 и КП4 – большая модель.

В зависимости от присоединительных размеров воздухонагреватели каждой модели под-

ТАБЛИЦА II.1. НОМЕНКЛАТУРА И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк3

Обозначение	Площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха F, м^2	Площадь сечения, м^2				Число ходов для движения теплоносителя n_x	Длина теплопередающей трубки l, м	Масса, кг, не более
		фронтального $f_в$	для прохода теплоносителя f_w	патрубка $f_п$	распределительно-сборных коллекторов $f_к$			
КСк3-6-02АХЛ3	13,26	0,267					0,53	38
КСк3-7-02АХЛ3	16,34	0,329					0,655	44
КСк3-8-02АХЛ3	19,42	0,392	0,000846	0,001006	0,00172	6	0,78	50
КСк3-9-02АХЛ3	22,5	0,455					0,905	56
КСк3-10-02АХЛ3	28,66	0,581					1,155	68
КСк3-11-02АХЛ3	83,12	1,66	0,002576	0,002205			1,655	176
КСк3-12-02АХЛ3	125,27	2,488	0,003881	0,002205	0,00172	4	1,655	259

ТАБЛИЦА II.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк3-6 – КСк3-10 (РИС. II.1, *а*)

Обозначение	A	A_1	A_2	A_3	Количество	
					шагов n_1	отверстий n
КСк3-6-02АХЛ3	530	578	602	650	4	18
КСк3-7-02АХЛ3	655	703	727	775	5	20
КСк3-8-02АХЛ3	780	828	852	900	6	22
КСк3-9-02АХЛ3	905	953	977	1025	7	24
КСк3-10-02АХЛ3	1155	1203	1227	1275	8	28

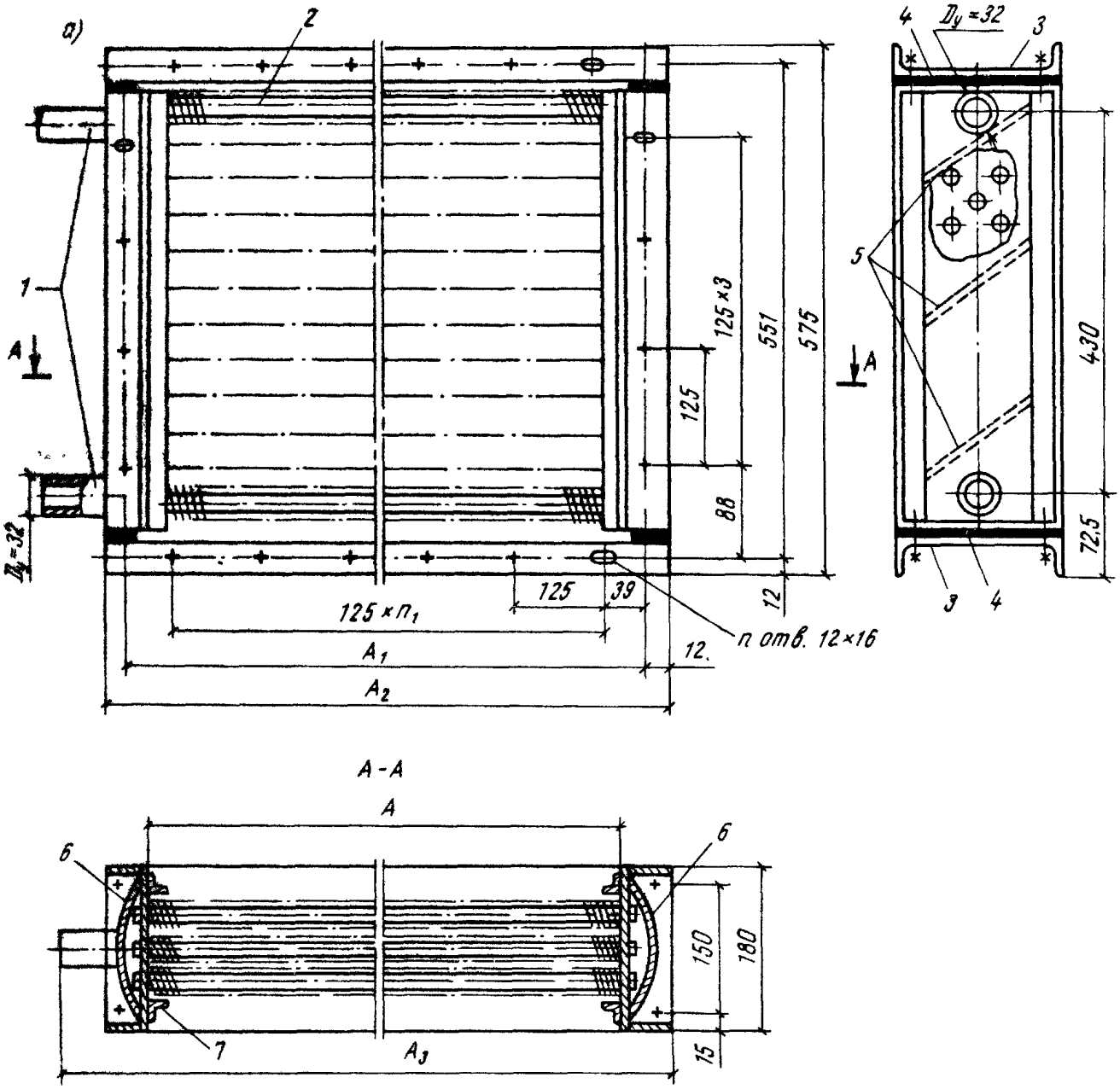
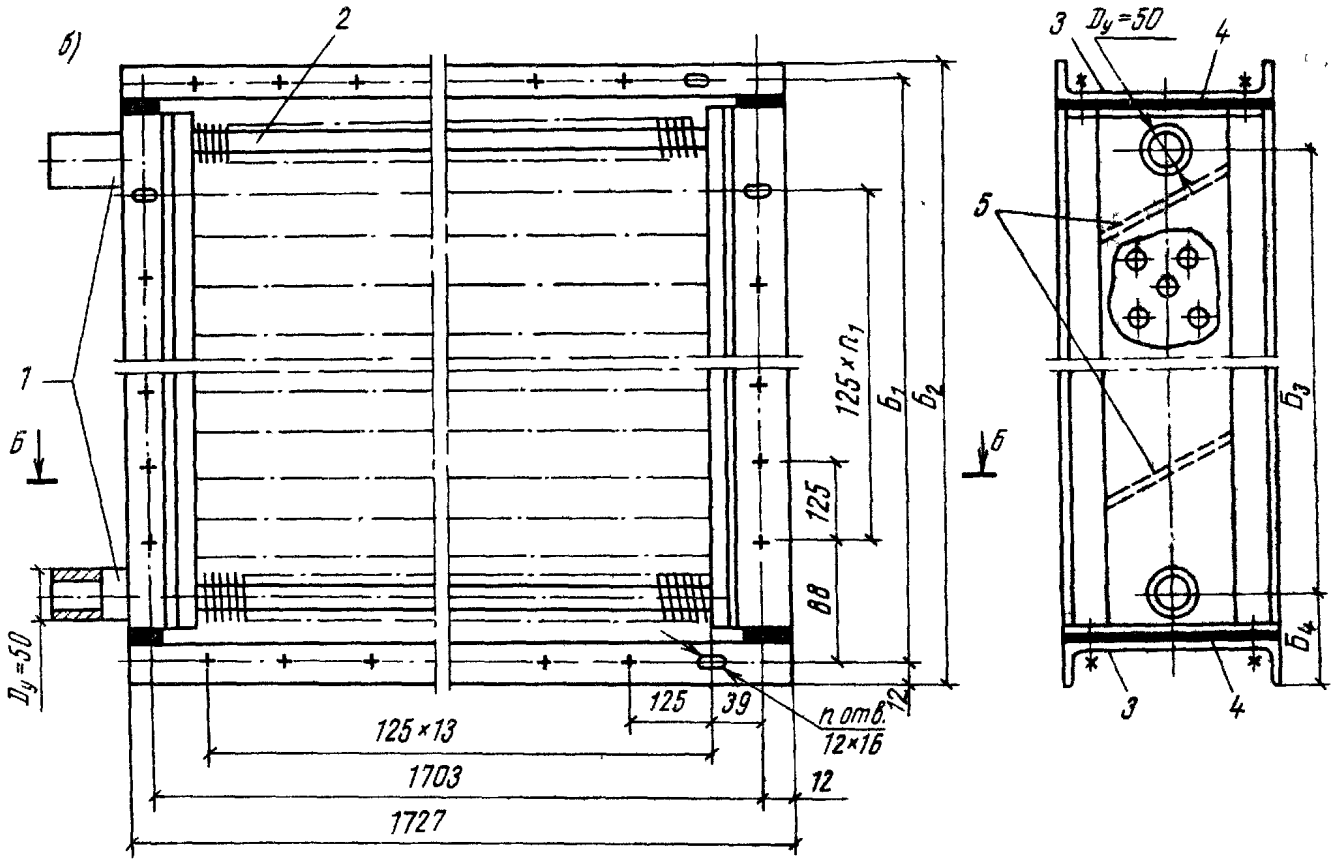


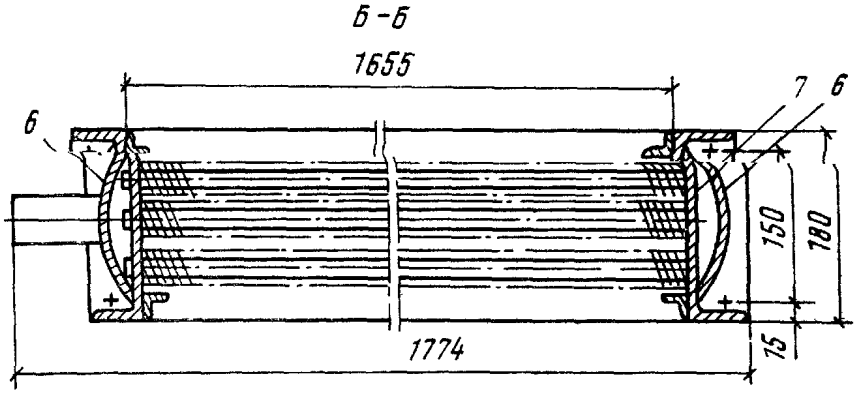
Рис. II.1. Калориферы КСк3-6-02ХЛ3А – КСк3-10-02ХЛ3А (*а*) и КСк3-11-02ХЛ3А и КСк3-12-02ХЛ3А (*б*)

1 – патрубки для подвода и отвода теплоносителя; *2* – теплопередающая трубка теплообменного элемента, *3* боковые щитки, *4* – уплотнительные прокладки; *5* – перегородки в распределительно-сборных коллекторах; *6* крышка; *7* – трубная решетка

ТАБЛИЦА II.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк3-11 И КСк3-12 (РИС. II.1,*б*)

Обозначение	*Б*	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$	$Б_4$	Количество	
						шагов n_1	отверстий n
КСк3-11-02АХЛ3	1003	1051	1075	912	81,5	7	44
КСк3-12-02АХЛ3	1503	1551	1575	1392	91,5	11	52





разделяются на семь типоразмеров – с № 6 по № 12.

Воздухонагреватели состоят из 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 воздухонагревателя. Воздухонагреватели КСк3 и КП3 имеют три ряда трубок по направлению воздуха, а КСк4 и КП4 – четыре.

Теплопередающая трубка изготовляется из двух трубок, насаженных одна на другую: внутренняя трубка – стальная наружным диаметром 16 мм с толщиной стенки 1,2 мм, наружная трубка – алюминиевая с накатным на ней оребрением. Теплопередающие трубки своими конусами вварены в трубчатые решетки с поперечным шагом между трубками 41,5 мм, продольным шагом 36 мм.

У воздухонагревателей КСк3 и КСк4 к трубчатым решеткам привариваются крышки, образуя распределительно-сборные коллекторы. Одна из крышек глухая, другая имеет два патрубка для подвода и отвода теплоносителя, многоходовое движение которого организуется с помощью перегородок, устанавливаемых в распределительно-сборных коллекторах. Воздухонагреватели КСк3 и КСк4 следует устанавливать с горизонтальным расположением теплопередающих трубок.

У воздухонагревателей КП3 и КП4 в крышках, приваренных к трубным решеткам, имеются патрубки для подвода пара и отвода конденсата. Воздухонагреватели с № 6 по № 10 снабжены одним патрубком для подвода пара и одним патрубком для отвода конденсата, а воздухонагреватели № 11 и № 12 – двумя патрубками для подвода пара и одним патрубком для отвода конденсата. Воздухонагреватели КП3 и КП4 одноходовые и устанавливаются с вертикальным расположением теплопередающих трубок и патрубков. При этом патрубки для отвода пара должны быть сверху, а патрубок для отвода конденсата – снизу.

В воздухонагревателях КСк3, КСк4, КП3, КП4 боковые щитки крепятся к торцам трубных решеток болтовыми соединениями. Между щитками и трубными решетками устанавливаются уплотнительные прокладки. Продольные края боковых щитков и трубных решеток отогнуты так, что образуются фланцы с отверстиями для присоединения калориферов к элементам отопительно-вентиляционных систем. Присоединительные отверстия располагаются с единым шагом 125 мм.

Пример условного обозначения КСк3-5-02АХЛ3, ТУ 22-5757-84; КП46-СК-01АУ3, ТУ 22-5756-84:

КСк3 и КП4 – шифр модели;

5 и 6 – номер типоразмера;

СК – теплообменный элемент;

01А и 02А – модификация конструкции;

ХЛ и У – климатическое исполнение;

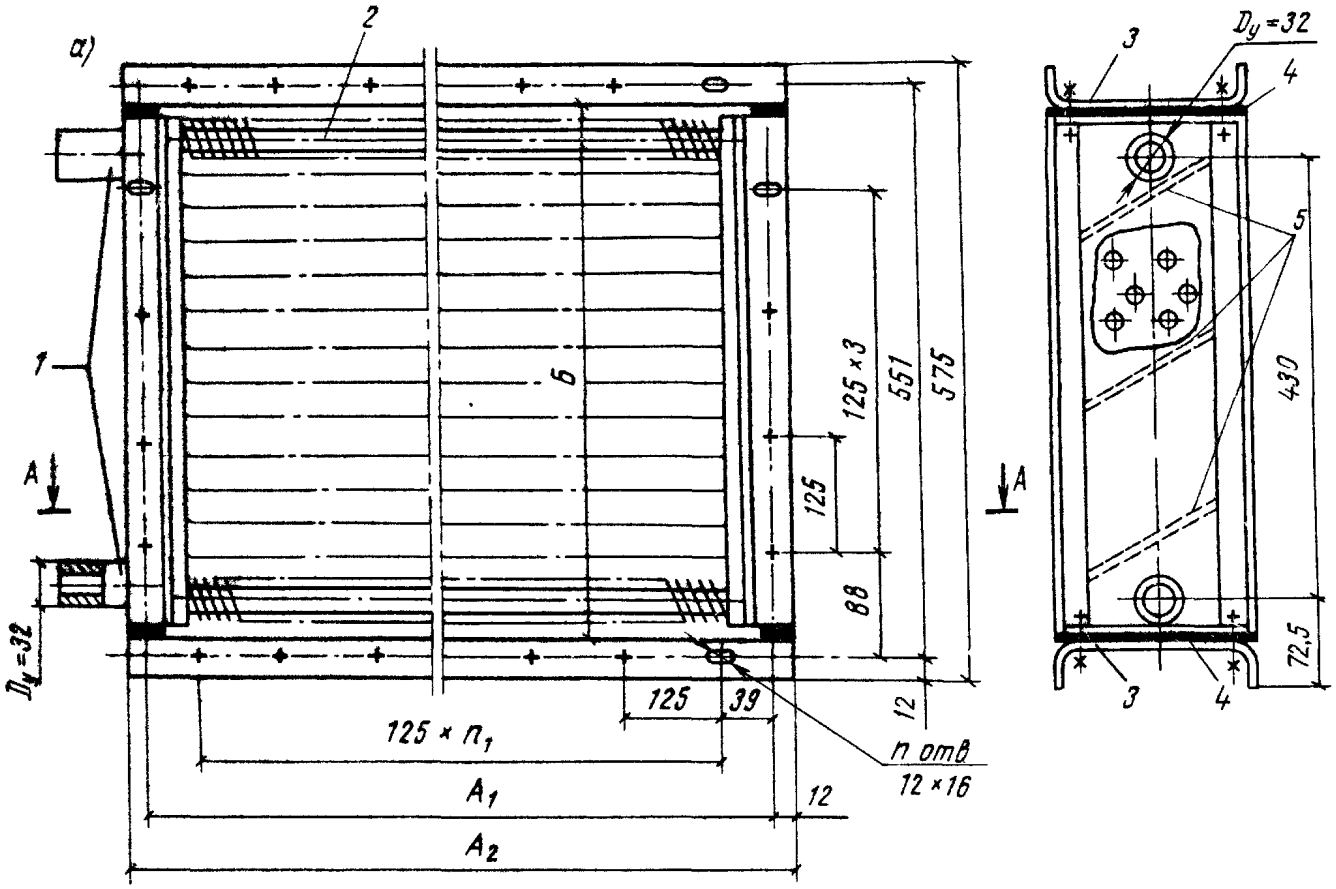
3 – категория размещения согласно ГОСТ 15150–69*.

ТАБЛИЦА II.4 НОМЕНКЛАТУРА И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк4

Обозначение	Площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха F, м^2	Площадь сечения, м^2				Число ходов для движения теплоносителя n_x	Длина теплопередающей трубки l, м	Масса, кг, не более
		фронтального $f_в$	для прохода теплоносителя f_w	патрубка $f_п$	распределительно-сборных коллекторов $f_к$			
КСк4-6-02АХЛ3	17,42	0,267					0,53	45
КСк4-7-02АХЛ3	21,47	0,329					0,655	53
КСк4-8-02АХЛ3	25,52	0,392	0,001112	0,001006	0,0022	6	0,78	61
КСк4-9-02АХЛ3	29,57	0,455					0,905	68
КСк4-10-02АХЛ3	37,66	0,581					1,155	85
КСк4-11-02АХЛ3	110,05	1,66	0,00341	0,002205			1,655	223
КСк4-12-02АХЛ3	166,25	2,488	0,005151	0,002205	0,0022	4	1,655	331

ТАБЛИЦА II.5. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк4-6 – КСк4-10 (РИС. II.2, *а*)

Обозначение	A	A_1	A_2	A_3	Количество	
					шагов n_1	отверстий n
КСк4-6-02АХЛ3	530	578	602	650	4	18
КСк4-7-02АХЛ3	655	703	727	775	5	20
КСк4-8-02АХЛ3	780	828	852	900	6	22
КСк4-9-02АХЛ3	905	953	977	1025	7	24
КСк4-10-02АХЛ3	1155	1203	1227	1275	9	28



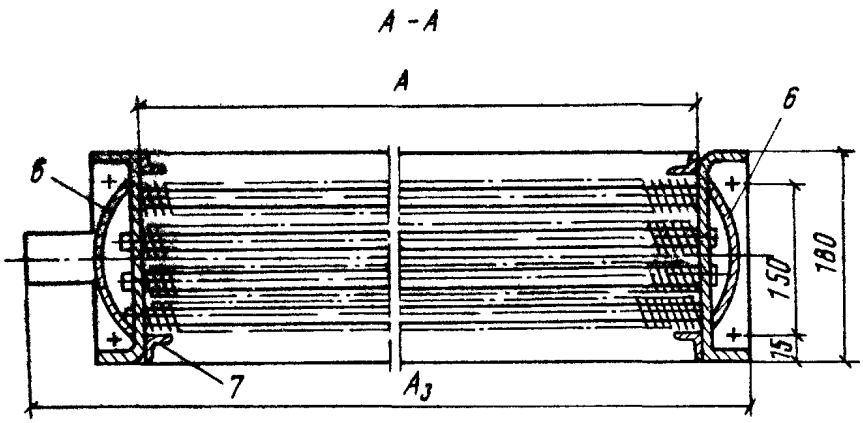


ТАБЛИЦА II.6. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк4-11 И КСк4-12 (РИС. II.2,*б*)

Обозначение	*Б*	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$	$Б_4$	Количество	
						шагов n_1	отверстий n
КСк4-11-02АХЛЗ	1003	1051	1075	912	81,5	7	44
КСк4-12-02АХЛЗ	1503	1551	1575	1392	91,5	11	52

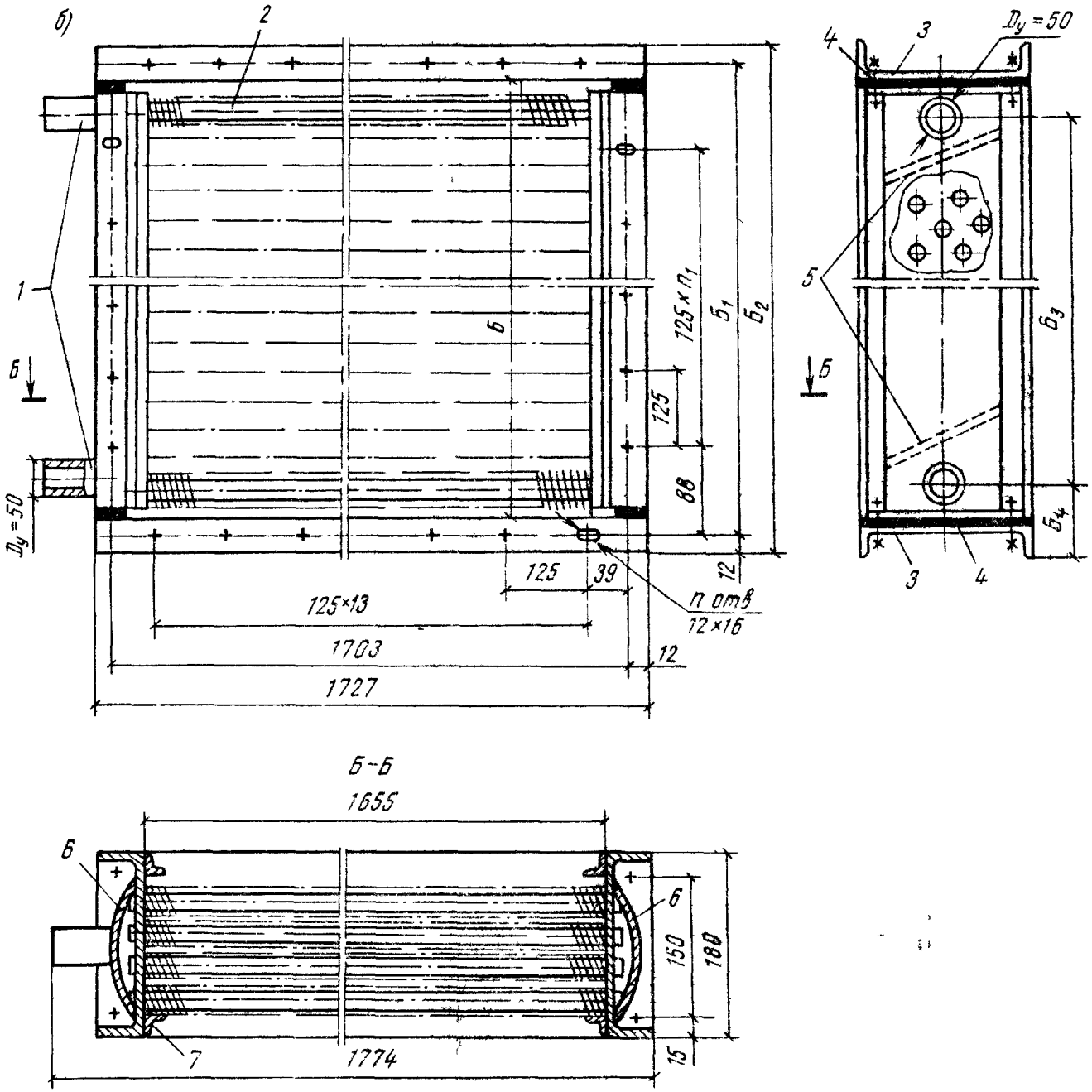


Рис. II.2. Калориферы КСк4-6-02ХЛЗА – КСк4-10-02ХЛЗА (*а*) и КСк4-11-02ХЛЗА и КСк4-12ХЛЗА (*б*)

1 патрубки для подвода и отвода теплоносителя; *2* – теплопередающая трубка теплообменного элемента; *3* – боковые щитки, *4* уплотнительные прокладки *5* – перегородки в распределительно-сборных коллекторах, *6* крышка, *7* трубная решетка

ТАБЛИЦА II 7 ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк3 И КСк4

Массовая скорость движения воздуха во фронтальном сечении $(v\rho)_н$, кг/(м² с)	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м² °С), при скорости движения теплоносителя по трубкам w, м/с										Аэродинамическое сопротивление ΔP_a, Па
	0,2	0 3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	
Воздухонагреватели КСк3											
1,5	26,69	28,58	29,98	31,14	32,11	32,96	33,69	34,35	34,98	36,07	12,73
2	30,27	32,41	34	35,31	36,42	37,37	38,2	38,96	39,67	40,9	21,56
2,5	33,36	35,72	37,46	38,91	40,13	41,18	42,1	42,93	43,72	45,07	32,43
3	36,13	38,68	40,58	42,14	43,47	44,6	45,6	46,5	47,35	48,82	45,3
3,5	38,65	41,39	43,42	45,09	46,51	47,72	48,79	49,75	50,66	52,23	60,08
4	40,98	43,88	46,03	47,8	49,3	50,59	51,72	52,74	53,71	55,37	76,73
4,5	43,12	46,18	48,44	50,3	51,89	53,24	54,43	55,5	56,52	58,27	95,2
5	45,16	48,35	50,72	52,68	54,33	55,75	57	58,12	59,19	61,02	115,47
5,5	47,08	50,41	52,88	54,92	56,65	58,13	59,42	60,6	61,71	63,62	137,5
6	48,91	52,38	54,94	57,06	58,85	60,39	61,74	62,95	64,11	66,1	161,26
6,5	50,66	54,24	56,9	59,09	60,95	62,54	63,93	65,2	66,39	68,45	186,73
7	52,32	56,03	58,77	61,03	62,95	64,6	66,04	67,34	68,58	70,7	213,89
Воздухонагреватели КСк4											
1,5	24,11	25,73	26,94	27,91	28,72	29,44	30,09	30,66	31,19	32,12	17,68
2	27,79	29,66	31,06	32,18	33,11	33,94	34,7	35,34	35,96	37,03	28,88
2,5	31,05	33,13	34,7	35,94	36,99	37,91	38,76	39,48	40,16	41,37	42,24
3	33,98	36,27	37,98	39,35	40,49	41,5	42,42	43,21	43,96	45,28	57,65
3,5	36,68	39,15	41	42,47	43,71	44,8	45,79	46,65	47,46	48,88	74,97
4	39,21	41,84	43,82	45,39	46,71	47,88	48,94	49,86	50,72	52,24	94,15
4,5	41,57	44,37	46,65	48,13	49,53	50,77	51,9	52,87	53,78	55,39	115,08
5	43,8	46,74	48,96	50,71	52,18	53,49	54,68	55,7	56,66	58,36	137,73
5,5	45,91	49	51,31	53,15	54,7	56,06	57,31	58,88	59,39	61,17	162,03
6	47,94	51,16	53,58	55,5	57,12	58,54	59,84	60,96	62,02	63,88	187,94
6,5	49,87	53,22	55,74	57,74	59,42	60,9	62,26	63,42	64,52	66,45	215,42
7	51,74	55,22	57,88	59,91	61,65	63,19	64,59	65,8	66,94	68,95	244,45

ТАБЛИЦА II 8 ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк3 И КСк4

Обозначение	Номер типоразмера	Коэффициент A	Гидравлическое сопротивление Δp_w, кПа, при ρ_w = 970 кг/м³ и скорости движения теплоносителя по трубкам w, м/с									
			0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2
КСк3-02АХЛЗ	6	12,12	0,48	1,09	1,94	3,03	4,36	5,94	7,76	9,82	12,12	17,45
	7	12,97	0,52	1,17	2,08	3,24	4,67	6,36	8,3	10,51	12,97	18,68
	8	13,83	0,55	1,24	2,21	3,46	4,98	6,78	8,85	11,2	13,83	19,92
	9	14,68	0,59	1,32	2,35	3,67	5,28	7,19	9,4	11,89	14,68	21,14
	10	16,39	0,66	1,48	2,62	4,1	5,9	8,03	10,49	13,28	16,39	23,6
	11	34,25	1.37	3,08	5,48	8,56	12,38	16,78	21,92	27,74	34,25	49,32
	12	64,29	2,57	5,79	10,29	16,07	23,14	31,50	41,15	52,07	64,29	92,58
КСк4-02АХЛЗ	6	13,01	0,52	1,17	2,08	3,25	4,68	6,37	8,33	10,54	13,01	18,73
	7	13,87	0,55	1,25	2,22	3,47	4,99	6,8	8,88	11,23	13,87	19,97
	8	14,72	0,59	1,32	2,36	3,68	5,3	7,21	9,42	11,92	14,72	21,2
	9	15,58	0,62	1,4	2,49	3,9	5,61	7,63	9.97	12,62	15,58	22,44
	10	17,29	0,69	1,56	2,77	4,32	6,22	8,47	11,07	14	17,29	24,9
	11	37,15	1,49	3,34	5,94	9,29	13,37	18,2	23,78	30,09	37,15	53,5
	12	71,19	2,85	6,41	11,39	17,8	25,63	34,88	45,56	57,66	71,19	102,51

ТАБЛИЦА II 9 КОДЫ ПО ОКП ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КСк3 И КСк4

Обозначение	Код по ОКП	Обозначение	Код по ОКП
КСк3-6-02АХЛ3	48 6353 2360 48 6353 2361*	КСк4-6-02АХЛ3	48 6353 2384 48 6353 2385*
КСк3-7-02АХЛ3	48 6353 2362 48 6353 2363*	КСк4-7-02АХЛ3	48 6353 2386 48 6353 2387*
КСк3-8-02АХЛ3	48 6353 2364 48 6353 2365*	КСк4-8-02АХЛ3	48 6353 2388 48 6353 2389*
КСк3-9-02АХЛ3	48 6353 2366 48 6353 2367*	КСк4-9-02АХЛ3	48 6353 2390 48 6353 2391*
КСк3-10-02АХЛ3	48 6353 2368 48 6353 2369*	КСк4-10-02АХЛ3	48 6353 2392 48 6353 2393*
КСк3-11-02АХЛ3	48 6353 2370 48 6353 2371*	КСк4-11-02АХЛ3	48 6353 2394 48 6353 2395*
КСк3-12-02АХЛ3	48 6353 2372 48 6353 2373*	КСк4-12-02АХЛ3	48 6353 2396 48 6353 2397*

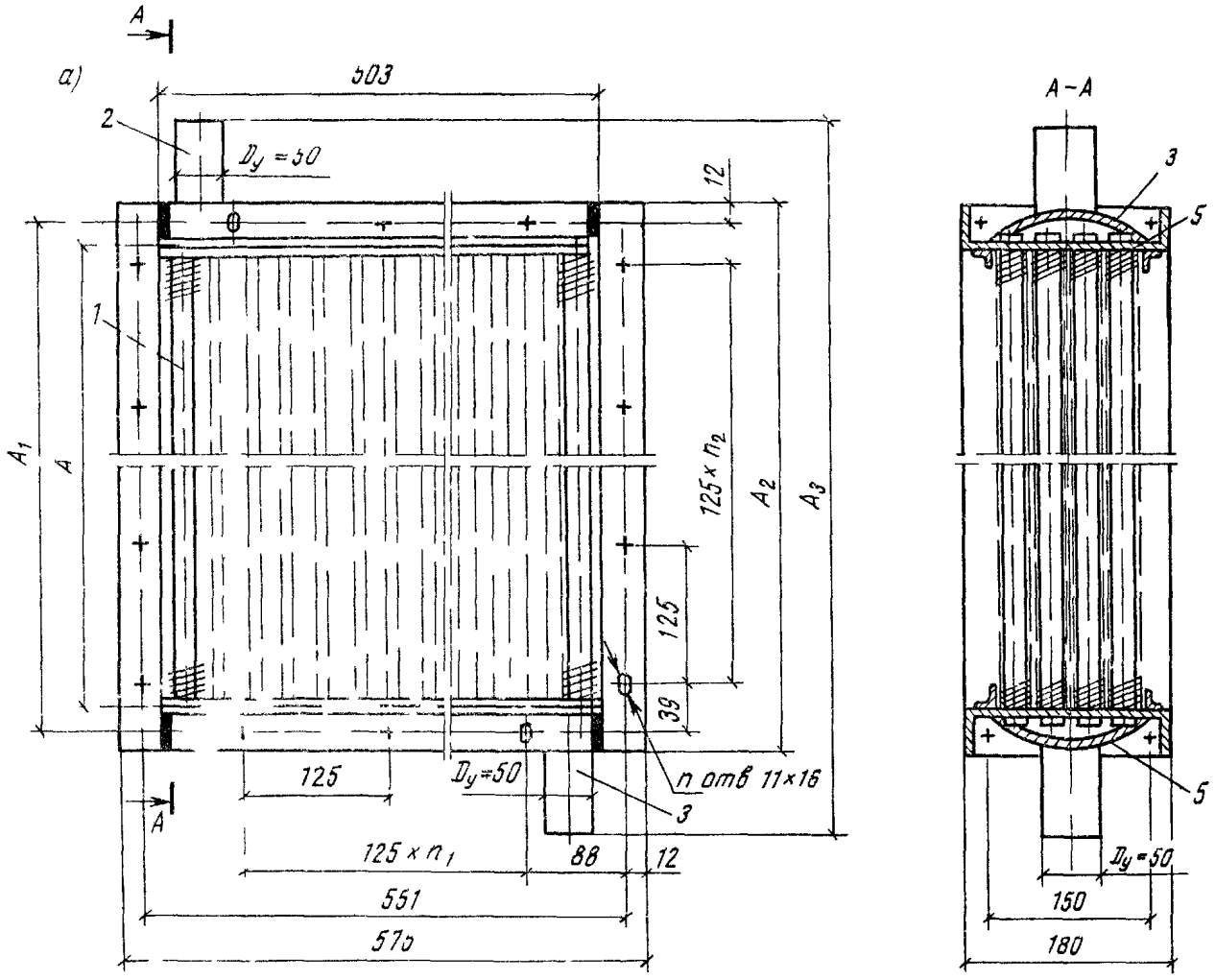
* Поставка на экспорт.

ТАБЛИЦА II.10. НОМЕНКЛАТУРА И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КПЗ-СК

Обозначение	Площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха f, м^2	Площадь сечения, м^2		Длина теплопередающей трубки l, м	Масса, кг, не более
		фронтального $f_в$	для прохода теплоносителя f_w		
КП36-СК-01АУЗ	13,26	0,267		0,53	38
КП37-СК-01АУЗ	16,34	0,329		0,655	44
КП38-СК-01АУЗ	19,42	0,392	0,005082	0,78	50
КП39-СК-01АУЗ	22,5	0,455		0,905	56
КП310-СК-01АУЗ	28,66	0,581		1,155	68
КП311-СК-01АУЗ	83,12	1,66	0,0103	1,655	176
КП312-СК-01АУЗ	125,27	2,488	0,0155	1,655	259

ТАБЛИЦА II 11 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ММ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КП36 СК – КП310 СК (РИС II 3 *а*)

Обозначение	A	A_1	A_2	A_3	Количество		
					отверстий	шагов	
					n	n_1	n_2
КП36 СК 01АУЗ	530	578	602	670	18		4
КП37 СК-01АУЗ	655	703	727	795	20		5
КП38 СК 01АУЗ	780	828	852	920	22	3	6
КП39 СК 01АУЗ	905	953	977	1045	24		7
КП310 СК 01АУЗ	1155	1203	1227	1295	28		9



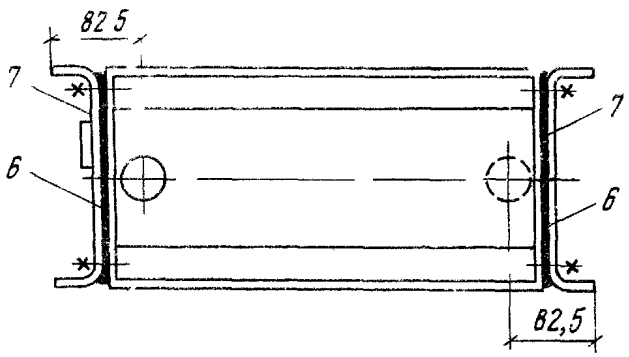


ТАБЛИЦА II.12. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КП311-СК И КП312-СК (РИС. II.3,*б*)

Обозначение	*Б*	$Б_1$	$Б_2$	*с*	$с_1$	Диаметр условного прохода патрубков $D_у$, мм	Количество		
							отверстий *n*	шагов	
								n_1	n_2
КП311-СК-01АУЗ	1003	1051	1075	291	538	65	44	7	13
КП312-СК-01АУЗ	1503	1551	1575	416	788	80	52	11	

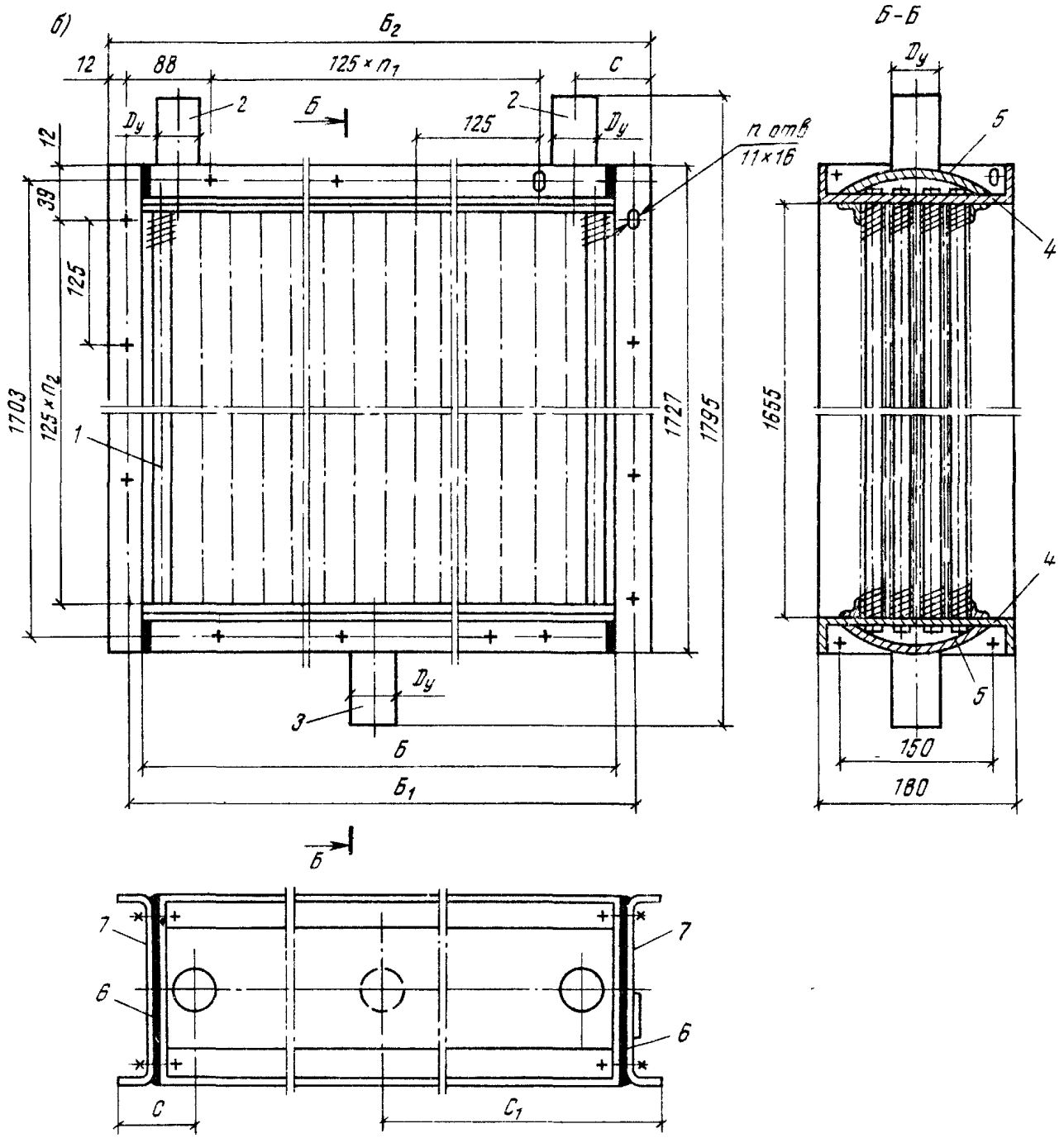


Рис. II.3. Воздухонагреватели (калориферы) КП36-СК-01УЗА – КП310-СК-01УЗА(*а*), КП311-СК-01УЗА и КП312-СК-01УЗА (*б*)

1 – теплопередающая трубка теплообменного элемента; *2* патрубок для подвода пара; *3* патрубок для отвода конденсата; *4* трубная решетка; *5* крышка; *6* - уплотнительные прокладки; *7* – боковые щитки

ТАБЛИЦА II 13 НОМЕНКЛАТУРА И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КП4-СК

Обозначение	Площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха F, м^2	Площадь сечения, м^2		Длина теплопередающей трубки l, м	Масса, кг, не более
		фронтального $f_в$	для прохода теплоносителя f_w		
КП46-СК-01АУЗ	17,42	0,267		0,53	45
КП47-СК-01АУЗ	21,47	0,329		0,655	53
КП48-СК-01АУЗ	25,52	0,392	0,00668	0,78	61
КП49-СК-01АУЗ	29,57	0,455		0,905	68
КП410-СК-01АУЗ	37,66	0,581		1,155	85
КП411-СК-01АУЗ	110,05	1,66	0,0136	1,655	223
КП412-СК-01АУЗ	166,25	2,488	0,0206	1,655	331

ТАБЛИЦА II 14 КОДЫ ПО ОКП ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КП3-СК И КП4-СК

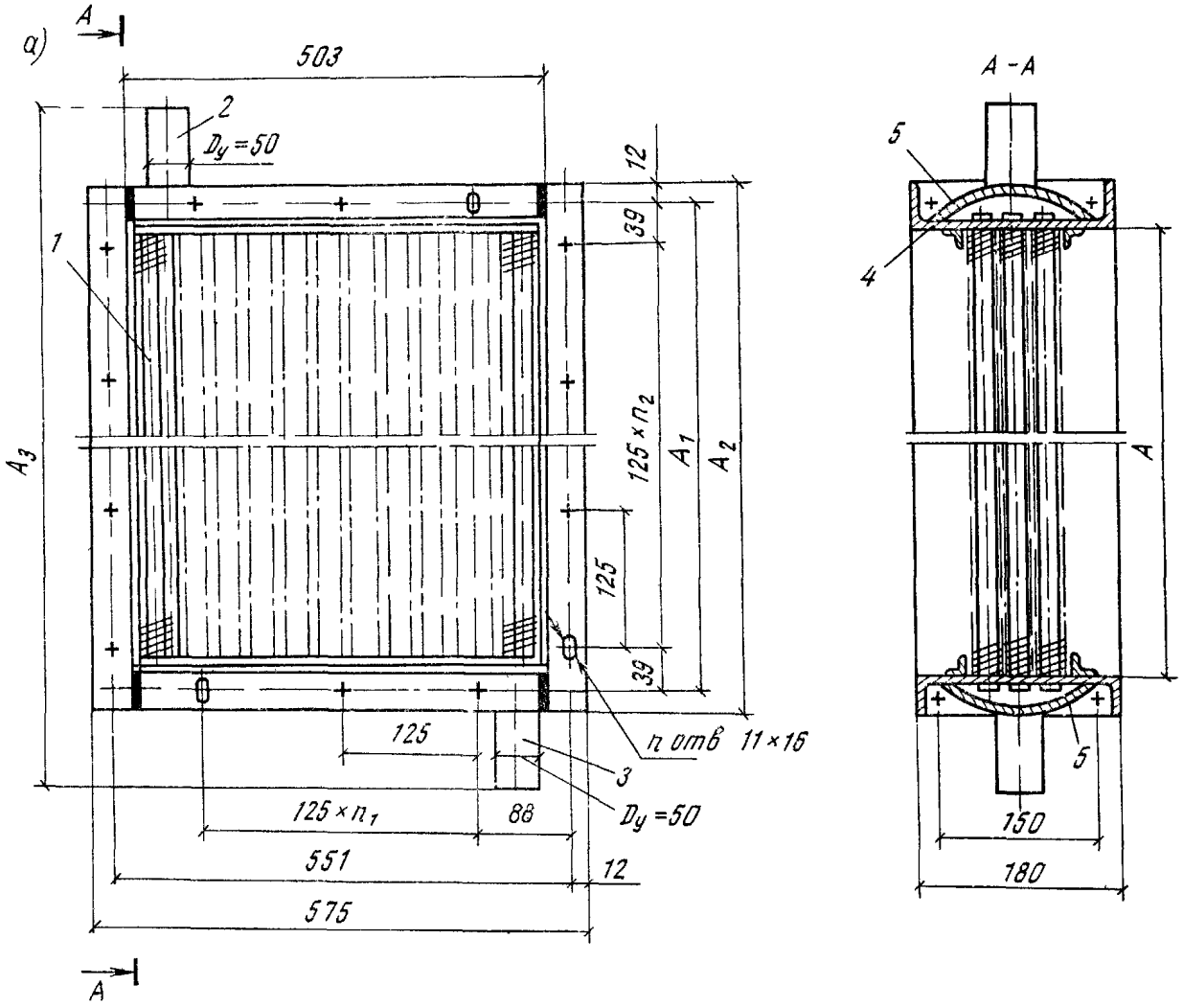
Обозначение	Код по ОКП	Обозначение	Код по ОКП
КП36-СК-01АУЗ	48 6353 1281	КП46-СК-01АУЗ	48 6353 1306
КП37-СК-01АУЗ	48 6353 1283	КП47-СК-01АУЗ	48 6353 1308
КП38-СК-01АУЗ	48 6353 1285	КП48-СК-01АУЗ	48 6353 1310
КП39-СК-01АУЗ	48 6353 1287	КП49-СК-01АУЗ	48 6353 1312
КП310-СК-01АУЗ	48 6353 1289	КП410-СК-01АУЗ	48 6353 1314
КП311-СК-01АУЗ	48 6353 1291	КП411-СК-01АУЗ	48 6353 1316
КП312-СК-01АУЗ	48 6353 1293	КП412-СК-01АУЗ	48 6353 1318

ТАБЛИЦА II.15. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ K И АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ΔP_a ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КП3-СК И КП4-СК

Обозначение	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м^2·°С), при массовой скорости движения воздуха во фронтальном сечении $(v\rho)_н$, кг/(м^2·с)											
	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
КП36-СК-01АУ3	37,24	41,86	45,81	49,32	52,52	55,42	58,14	60,67	63,08	65,31	67,47	69,53
КП37-СК-01АУ3	36,73	41,28	45,18	48,64	51,79	54,66	57,84	59,83	62,60	64,42	66,54	68,56
КП38-СК-01АУ3	36,31	40,81	44,66	48,08	51,19	54,03	56,68	59,15	61,49	63,68	65,77	67,78
КП39-СК-01АУ3	35,95	40,41	44,22	47,61	50,69	53,5	56,13	58,57	60,89	63,05	65,13	67,11
КП310-СК-01АУ3	35,38	39,76	43,52	46,85	49,88	52,65	55,23	57,63	59,92	62,05	64,09	66,04
КП311-СК-01АУ3	34,55	38,83	42,5	45,75	48,71	51,41	53,93	56,28	58,51	60,59	62,59	64,49
КП312-СК-01АУ3	34,55	38,83	42,5	45,75	48,71	51,41	53,93	56,28	58,51	60,59	62,59	64,49
ΔP_a, Па	12,73	21,56	32,43	45,3	60,08	76,73	95,2	115,47	137,5	161,26	186,73	213,89
КП46-СК-01АУ3	32,39	37,14	41,31	45,05	48,47	51,67	54,63	57,44	60,11	62,65	65,1	67,43
КП47-СК-01АУ3	32,14	36,86	41	44,71	48,1	51,28	54,22	57	59,65	62,17	64,61	66,91
КП48-СК-01АУ3	31,94	36,63	40,74	44,43	47,8	50,96	53,88	56,65	59,28	61,78	64,2	66,5
КП49-СК-01АУ3	31,77	36,44	40,52	44,19	47,54	50,69	53,59	56,31	58,96	61,45	63,86	66,14
КП410-СК-01АУ3	31,5	36,12	40,17	43,80	47,13	50,24	53,12	55,85	58,45	60,91	63,3	65,56
КП411-СК-01АУ3	31,09	35,65	39,65	43,24	46,52	49,6	52,44	55,13	57,7	60,13	62,49	64,72
КП412-СК-01АУ3	31,09	35,65	39,65	43,24	46,52	49,6	52,44	55,13	57,7	60,13	62,49	64,72
ΔP_a, Па	17,68	28,88	42,24	57,65	74,97	94,15	115,08	137,73	162,03	187,94	215,42	244,45

ТАБЛИЦА II.16. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КП46-СК – КП410-СК (РИС II.4, *а*)

Обозначение	A	A_1	A_2	A_3	Количество		
					отверстий	шагов	
					n	n_1	n_2
КП46-СК-01АУЗ	530	578	602	670	18		4
КП47-СК-01АУЗ	655	703	727	795	20		5
КП48-СК-01АУЗ	780	828	852	920	22	3	6
КП49-СК-01АУЗ	905	953	977	1045	24		7
КП410-СК-01АУЗ	1155	1203	1227	1295	28		9



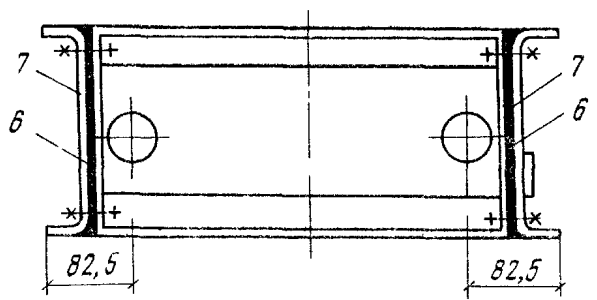


ТАБЛИЦА II.17. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ КП411-СК И КП412-СК (РИС. II.4,б)

Обозначение	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	c	c_1	Диаметр условного прохода патрубков D_y, мм	Количество		
							отверстий n	шагов	
								n_1	n_2
КП411-СК-01АУЗ	1003	1051	1075	291	538	65	44	7	13
КП412-СК-01АУЗ	1503	1551	1575	416	788	80	52	11	

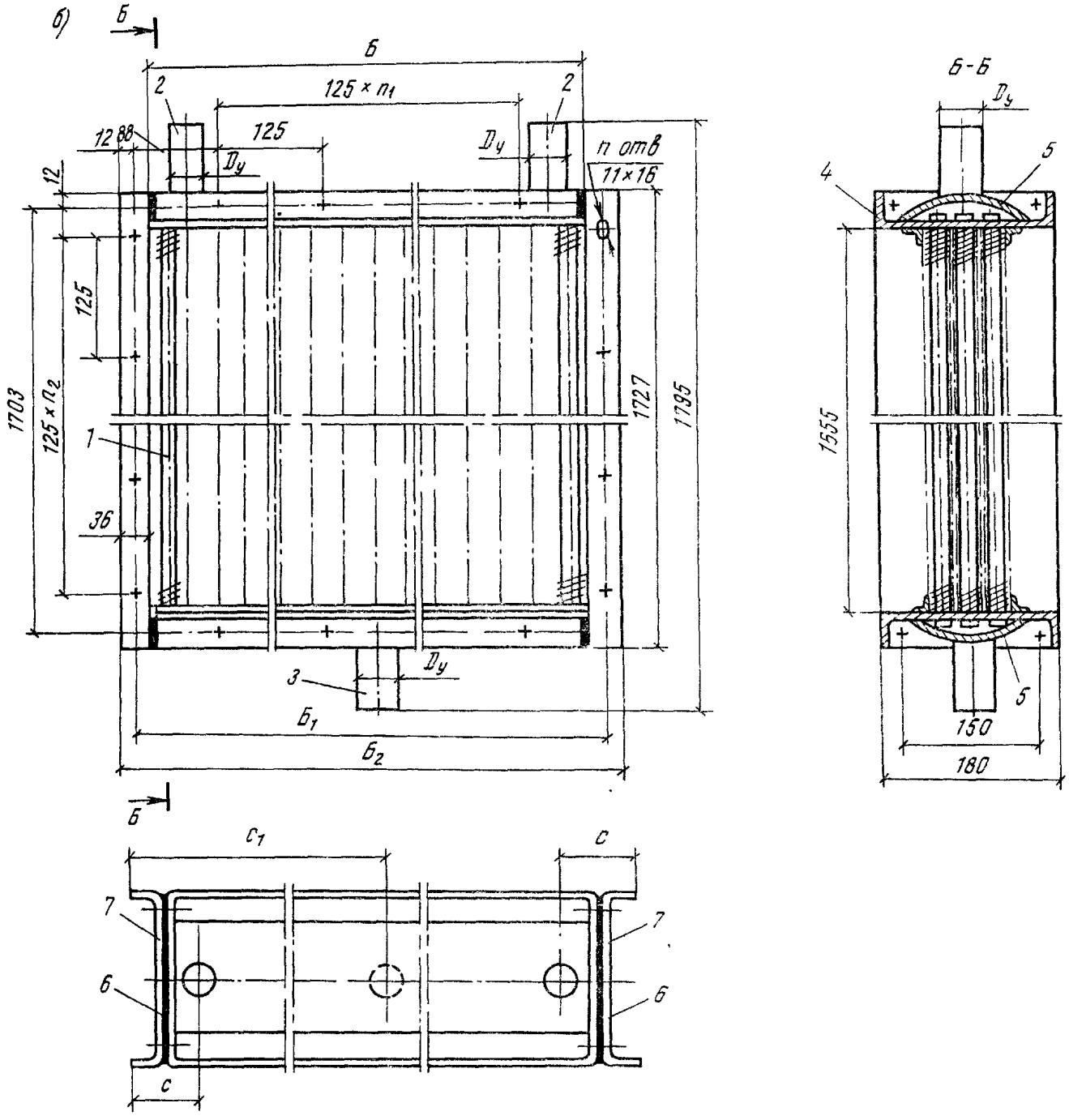


Рис. II.4. Воздухонагреватели (калориферы) КП46-СК-01УЗА – КП410-СК-01УЗ (*а*) и КП411-СК-01УЗА и КП412-СК-01УЗА (*б*)

1 – теплопередающая трубка теплообменного элемента, *2* – патрубок для подвода пара, *3* – патрубок для отвода конденсата, *4* – трубная решетка; *5* – крышка; *6* – уплотнительная прокладка, *7* – боковые щитки

II.2. КАЛОРИФЕРЫ СТАЛЬНЫЕ С ГОФРИРОВАННЫМИ ПЛАСТИНАМИ И ПЛОСКООВАЛЬНЫМИ ТРУБКАМИ

Калориферы стальные с гофрированными пластинами и плоскоовальными трубками КВБ5, КВБ8, КВБ10 и КВБ11 предназначены для нагревания воздуха с запыленностью не более 0,15 мг/м^3 в системах вентиляции, воздушного отопления, кондиционирования и в сушильных установках. Теплоноситель – горячая вода или пар. Рассчитаны на гидравлическое давление теплоносителя до 1,2 МПа. Калориферы изготовляются в соответствии с ТУ 36-1710–83.

Теплоотдающую поверхность калориферов образуют плоскоовальные стальные трубки с наружными размерами поперечного сечения 73,8 × 10,8 мм, на которые с шагом 3,7 мм насажены стальные гофрированные пластины толщиной 0,5 мм. Калориферы № 5, 8, и 10 имеют по одному входному и выходному патрубку для подвода и отвода теплоносителя, а калорифер № 11 – два входных и выходных патрубка.

Калориферы КВБ выпускаются четырех типоразмеров.

Пример условного обозначения КВБ8-П-01У3: ТУ 36-1710-83;

К – калорифер;

В – теплоноситель;

Б – большая модель;

8 – номер типоразмера,

П – пластинчатый;

01 – модификация конструкции;

У – климатическое исполнение;

3 – категория размещения согласно ГОСТ 15150–69*.

ТАБЛИЦА II 18 НОМЕНКЛАТУРА И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАЛОРИФЕРОВ КВБ

Обозначение	Площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха F, м^2	Площадь сечения, м^2				Число ходов для движения теплоносителя n_x	Длина теплопередающей трубки l, м	Масса, кг, не более
		фронтального $f_в$	для прохода теплоносителя f_w	патрубка $f_п$	распределительных коллекторов $f_к$			
КВБ5-П-01УЗ	20,77	0,4396	0,0012			4	1,163	92
КВБ8-П-01УЗ	18,74	0.3964	0,0016	0,00119	0,00281	4	0,788	85
КВБ10-П-01УЗ	27,7	0,585	0,0016			4	1,163	120
КВБ11-П-01УЗ	78,8	1,668	2 × 0,0016			4 × 2	1,663	325

ТАБЛИЦА II 19 ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЛОРИФЕРОВ КВБ

Обозначение	Коэффициент A	Гидравлическое сопротивление ΔP_w, Па, при $\rho_w = 970$ кг/м^3 и скорости движения теплоносителя по трубкам w, м/с									
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2
КВБ5-П-01УЗ	11,39	0,46	1,03	1,82	2,85	4,1	5,58	7,29	9,22	11,39	16,4
КВБ8-П-01УЗ	12,17	0,49	1,09	1,95	3,04	4,38	5,96	7,79	9,86	12,17	17,52
КВБ10-П-01УЗ	13,83	0,55	1,24	2,21	3,46	4,98	6,78	8,85	11,2	13,83	19,9
КВБ11-П-01УЗ	16,06	0,64	1,45	2,57	4,01	5,78	7,87	10,28	13	16,06	23,12

ТАБЛИЦА II 20 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, КАЛОРИФЕРОВ КВБ5, КВБ8 И КВБ10 (РИС II 5)

Обозначение	d	A_1	A_2	b	b_1	$Б_2$	$Б_3$	Количество шагов	
								n_1	n_2
КВБ5-П-01У3	1163	1203	1291	378	426	450	305	9	2
КВБ8-П-01У3	788	828	915	503	551	575	420	6	3
КВБ10-П-01У3	1163	1203	1290	503	551	575	420	9	3

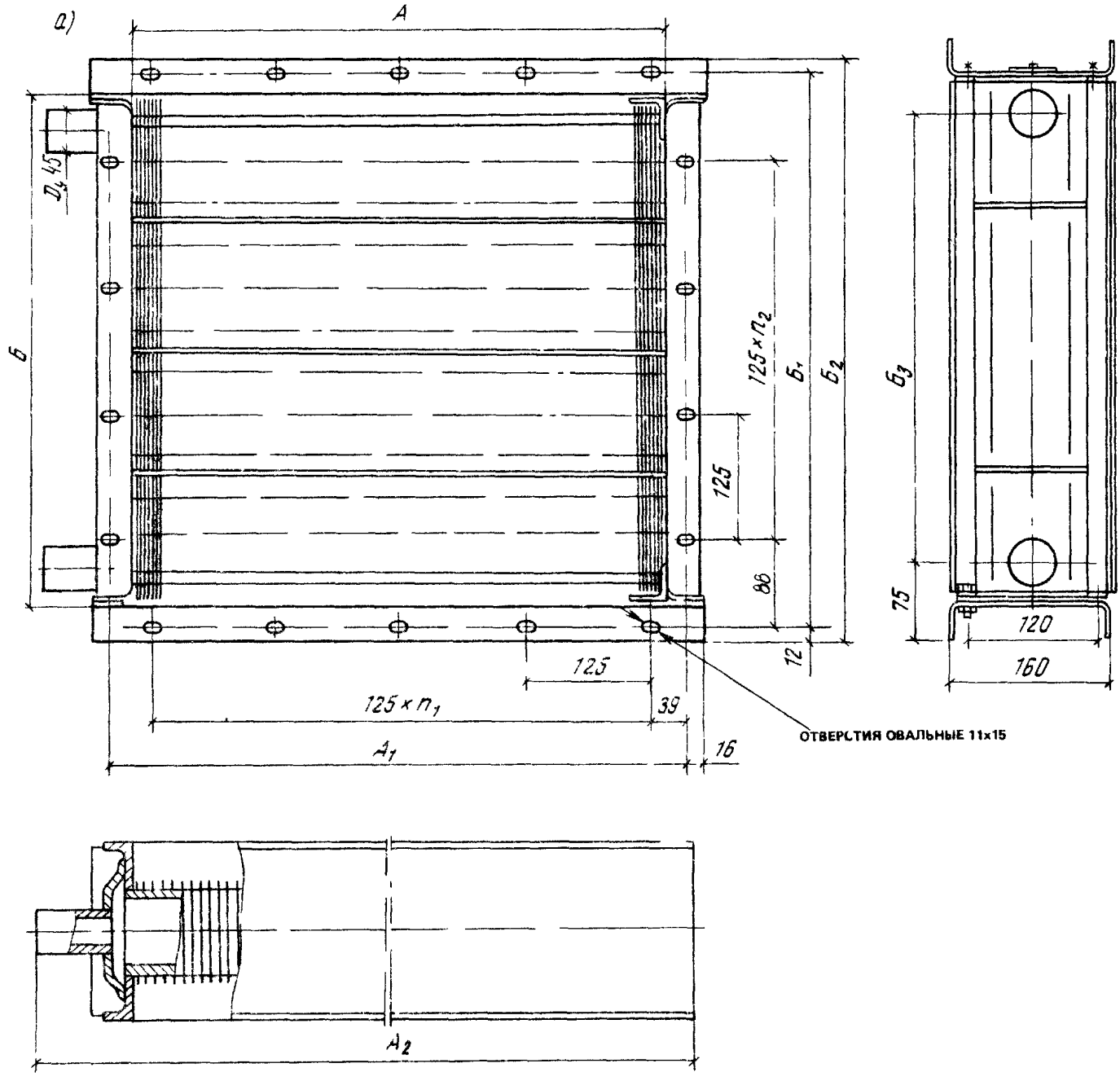
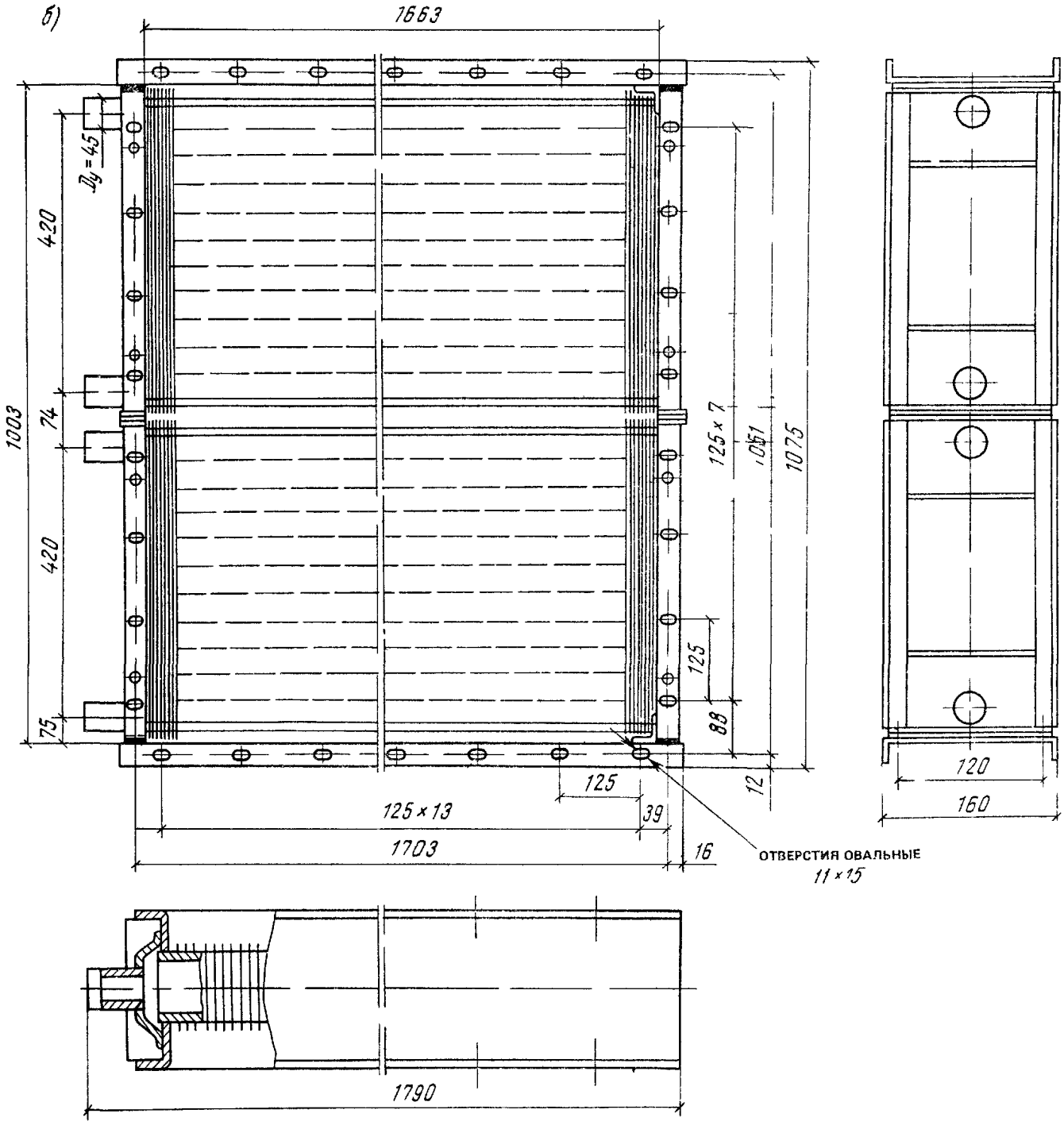


Рис II 5 Калориферы стальные пластинчатые КВБ5-КВБ8 и КВБ10 (*а*) и КВБ11 (*б*)


б)
1663
Ду=45
420
74
420
75
1003
125×7
1041
1075
125
88
12
125
39
125×13
1703
16
ОТВЕРСТИЯ ОВАЛЬНЫЕ
11×15
120
160
1790

II.3. КАЛОРИФЕРЫ СТАЛЬНЫЕ ПЛАСТИНЧАТЫЕ

Калориферы стальные пластинчатые КВСБ-П и КВББ-П предназначены для нагревания воздуха с предельно допустимым содержанием химически агрессивных веществ по ГОСТ 12.1.005–88, с запыленностью не более 0,5 мг/м^3, не содержащего липких веществ и волокнистых материалов, в системах кондиционирования, вентиляции, воздушного отопления и в сушильных установках.

Теплоноситель горячая вода с рабочим избыточным давлением до 1,2 МПа и температурой до 180 °С.

Калориферы изготовляют в климатических исполнениях согласно ГОСТ 15150–69 *;

а) для эксплуатации в районах с умеренным климатом (У) и категории размещения 3;

б) для эксплуатации в районах с тропическим климатом (Т) и категории размещения 3.

Изготовляют калориферы двух моделей: КВСБ-П – средняя модель и КВББ-П – большая модель, имеющие по направлению движения воздуха соответственно три и четыре ряда теплопередающих трубок.

В зависимости от присоединительных размеров калориферы каждой модели подразделяются на семь типоразмеров с № 6 по 12.

Присоединительные размеры калориферов соответствуют ТУ 22-5893-84.

Пример условного обозначения КВС7Б-П-У3, ТУ 22-4459-84; КВБ9Б-П-13; ТУ 22-4459-84:

К – калорифер;

В – теплоноситель вода;

С, Б – модель (средняя, большая);

7, 9 – номер типоразмера;

Б – модификация конструкции;

П – пластинчатый;

У. Т – климатическое исполнение (У – умеренный климат, Т – тропический климат);

3 – категория размещения (согласно ГОСТ 15150–69 *).

ТАБЛИЦА II.21. ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА КАЛОРИФЕРОВ КВБ

Массовая скорость движения воздуха во фронтальном сечении $(v\rho)_н$, кг/(м^2·с)	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м^2·°С), при скорости движения теплоносителя по трубкам w, м/с										Аэродинамическое сопротивление ΔP_a, Па
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	
1,5	25,76	27,14	28,17	28,99	29,68	30,28	30,8	31,27	31,7	32,46	15,03
2	28,94	30,49	31,65	32,57	33,28	34,02	34,61	35,14	35,62	36,47	24,02
2,5	31,68	33,38	34,64	35,65	36,5	37,23	37,88	38,46	38,99	39,91	34,65
3	34,11	35,93	37,29	38,38	39,3	40,09	40,78	41,41	41,98	42,97	46,51
3,5	36,3	38,25	39,7	40,85	41,83	42,67	43,41	44,08	44,68	45,74	59,8
4	38,32	40,38	41,9	43,12	44,15	45,04	45,83	46,52	47,16	48,28	74,34
4,5	40,19	42,35	43,95	45,23	46,31	47,24	48,06	48,8	49,47	50,64	90,07
5	41,94	44,19	45,86	47,2	48,33	49,3	50,15	50,92	51,62	52,85	106,95
5,5	43,6	45,93	47,67	49,06	50,24	51,24	52,13	52,93	53,66	54,93	124,93
6	45,16	47,58	49,38	50,82	52,03	53,08	54	54,83	55,58	56,9	143,96
6,5	46,65	49,15	51,01	52,43	53,75	54,83	55,78	56,64	57,41	58,78	164,03
7	48,07	50,65	52,56	54,09	55,38	56,5	57,48	58,36	59,16	60,57	185,09

Примечание. Коэффициент теплопередачи K калориферов типа КВБ-П при теплоносителе вода $K = 26{,}9\ (v\rho)^{0{,}405}\, w^{0{,}129}$. Сопротивление проходу воздуха $\Delta P_a = 7{,}76(v\rho)^{1{,}63}$.

ТАБЛИЦА II 22. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАЛОРИФЕРОВ КВСБ

Обозначение	Площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха F, м^2	Площадь сечения, м^2				Число ходов для движения теплоносителя n_x	Длина теплопередающей трубки, l, м	Масса, кг
		фронтального $f_в$	для прохода теплоносителя f_w	патрубка $f_п$	распределительно-сборных коллекторов $f_к$			
КВС6Б-П-У3	12,92	0,267					0,53	55
КВС7Б-П-У3	15,92	0,329					0,655	65
КВС8Б-П-У3	18,96	0,392	0,00087	0,00101	0,00143	6	0,78	75
КВС9Б-П-У3	22,02	0,455					0,905	85
КВС10Б-П-У3	28,11	0,581					1,555	105
КВС11Б-П-У3	80,3	1,66	0,00261	0,00221	0,003	4	1,655	273
КВС12Б-П-У3	120,36	2,488	0,00392				1,655	401

ТАБЛИЦА II.23. ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ И ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, КАЛОРИФЕРОВ КВС6Б – КВС10Б (РИС. II.6, *а*)

Обозначение	A	A_1	A_2	A_3	Количество	
					шагов n_1	отверстий n
КВС6Б-П-У3	530	578	602	651	4	16
КВС7Б-П-У3	655	703	727	776	5	18
КВС8Б-П-У3	780	828	852	901	6	20
КВС9Б-П-У3	905	953	977	1026	7	22
КВС10Б-П-У3	1155	1203	1227	1276	9	26

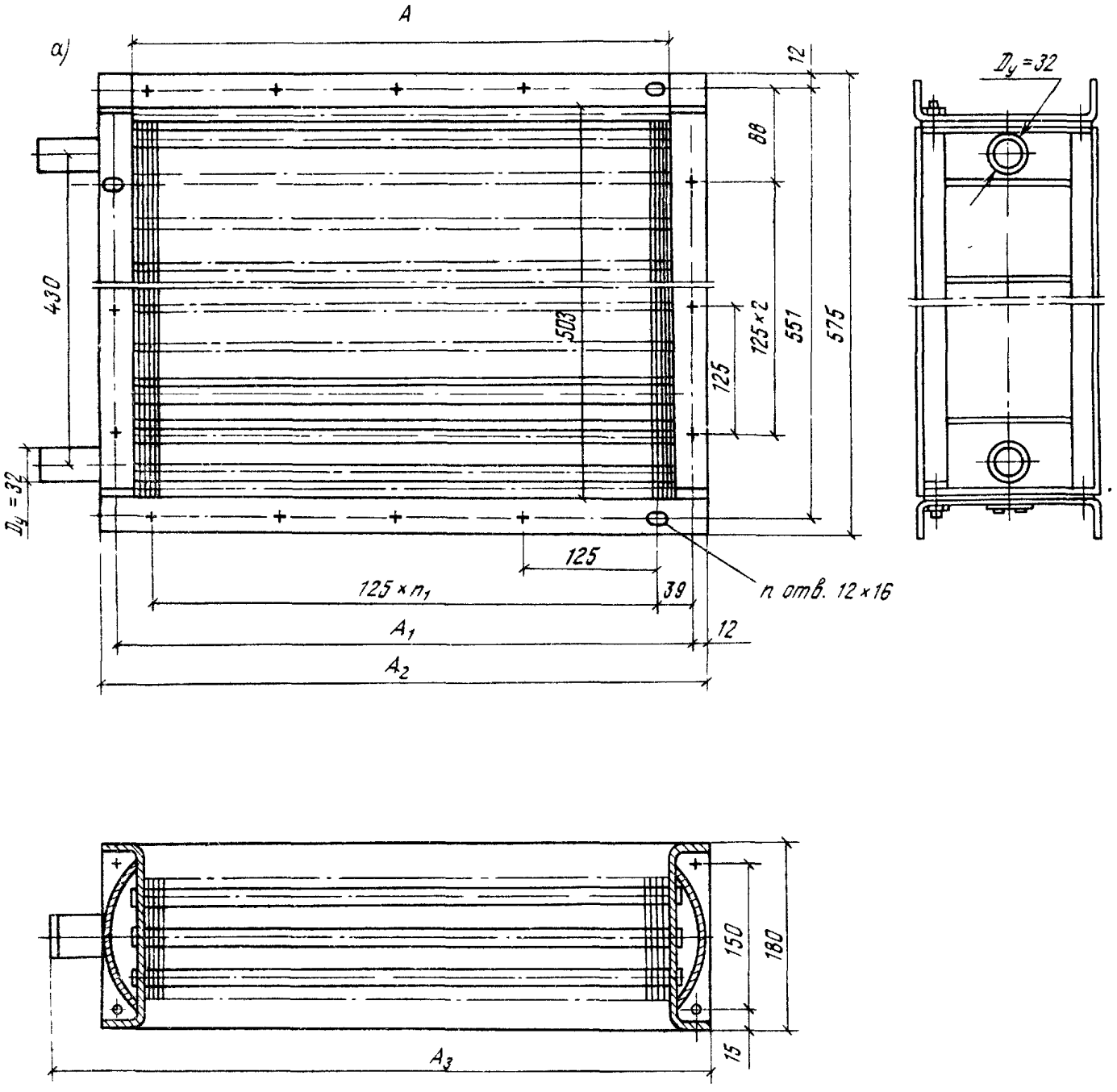


ТАБЛИЦА II 24 ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ И ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, КАЛОРИФЕРОВ КВС11Б И КВС12Б (РИС II 6, *б*)

Обозначение	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$	Диаметр условного прохода патрубков $D_у$, мм	Количество	
						шагов n_1	отверстий n
КВС11Б-П-УЗ	1003	1051	1075	912	50	7	44
КВС12Б-П-УЗ	1503	1551	1575	1412	50	11	52

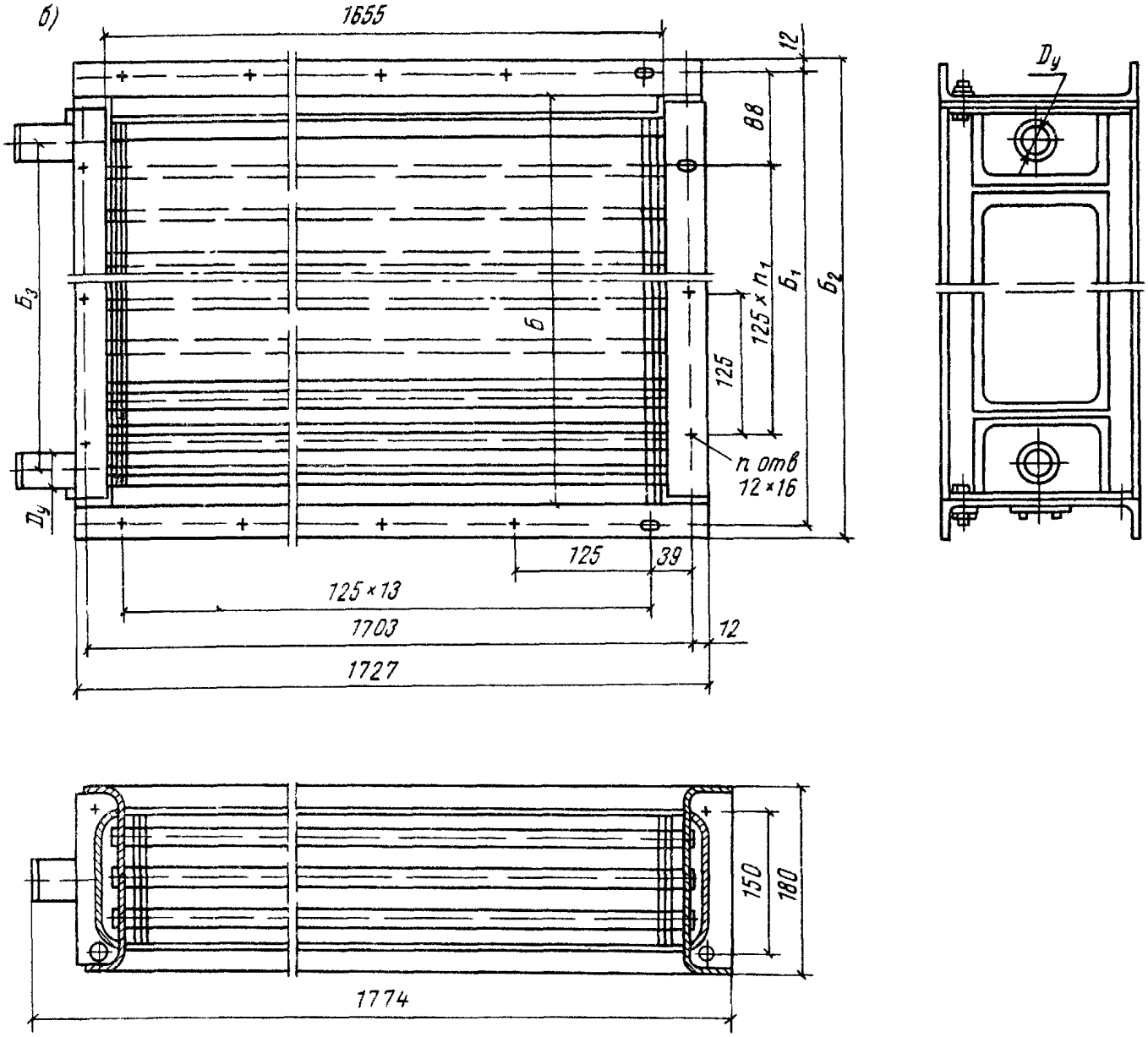


Рис II 6 Калориферы стальные пластинчатые КВС6Б – КВС10Б (*а*), КВС11Б и КВС12Б (*б*)

ТАБЛИЦА II.25 ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА КАЛОРИФЕРОВ КВСБ

Массовая скорость движения воздуха во фронтальном сечении $(v\rho)_н$, кг/(м²·с)	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м²·°С), при скорости движения теплоносителя по трубкам w, м/с										Аэродинамическое сопротивление $\Delta P_а$, Па
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	
1,5	21,55	22,72	23,58	24,27	24,86	25,36	25,81	26,2	26,57	27,21	11,1
2	23,83	25,12	28,08	26,85	27,49	28,05	28,64	28,98	29,38	30,08	17,21
2,5	25,77	27,16	28,2	29,03	29,73	30,33	30,86	31,33	31,76	32,53	24,19
3	27,47	28,95	30,06	30,94	31,68	32,89	32,89	33,4	33,86	34,67	31,94
3,5	28,99	30,56	31,72	32,65	33,44	34,71	34,71	35,25	35,73	36,59	40,4
4	30,38	32,02	33,94	34,22	35,04	36,37	36,37	36,94	37,44	38,34	49,53
4,5	31,65	33,37	34,64	35,66	36,52	37,91	37,91	38,49	39,02	39,96	59,27
5	32,84	34,62	35,94	37	37,88	38,65	39,33	39,94	40,49	41,46	69,6
5,5	33,96	35,8	37,16	38,25	39,17	39,96	40,66	41,29	41,86	42,87	80,49
6	35,01	36,9	38,31	39,43	40,38	41,2	41,92	42,57	43,15	44,19	91,91
6,5	36,0	37,95	39,4	40,55	41,53	42,37	43,11	43,78	44,38	45,45	103,85
7	36,95	38,95	40,43	41,62	42,62	43,48	44,24	44,92	45,55	46,64	116,27

ТАБЛИЦА II.26. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАЛОРИФЕРОВ КВББ

Обозначение	Площадь поверхности теплообмена со стороны воздуха F, м²	Площадь сечения, м²				Число ходов для движения теплоносителя $n_х$	Длина теплопередающей трубки l, м	Масса, кг
		фронтального $f_в$	для прохода теплоносителя f_w	патрубка $f_п$	распределительно-сборных коллекторов $f_к$			
КВБ6Б-П-У3	17,22	0,267					0,53	71
КВБ7Б-П-У3	21,22	0,329					0,655	84
КВБ8Б-П-У3	25,29	0,392	0,00116	0,00101	0,00245	6	0,78	97
КВБ9Б-П-У3	29,34	0,455					0,905	111
КВБ10Б-П-У3	37,48	0,581					1,155	137
КВБ11Б-П-У3	107,08	1,66	0,00348	0,00221	0,00409	4	1,655	359
КВБ12Б-П-У3	160,49	2,488	0,00592	0,00358			1,655	529

ТАБЛИЦА II.27. ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА КАЛОРИФЕРОВ КВББ

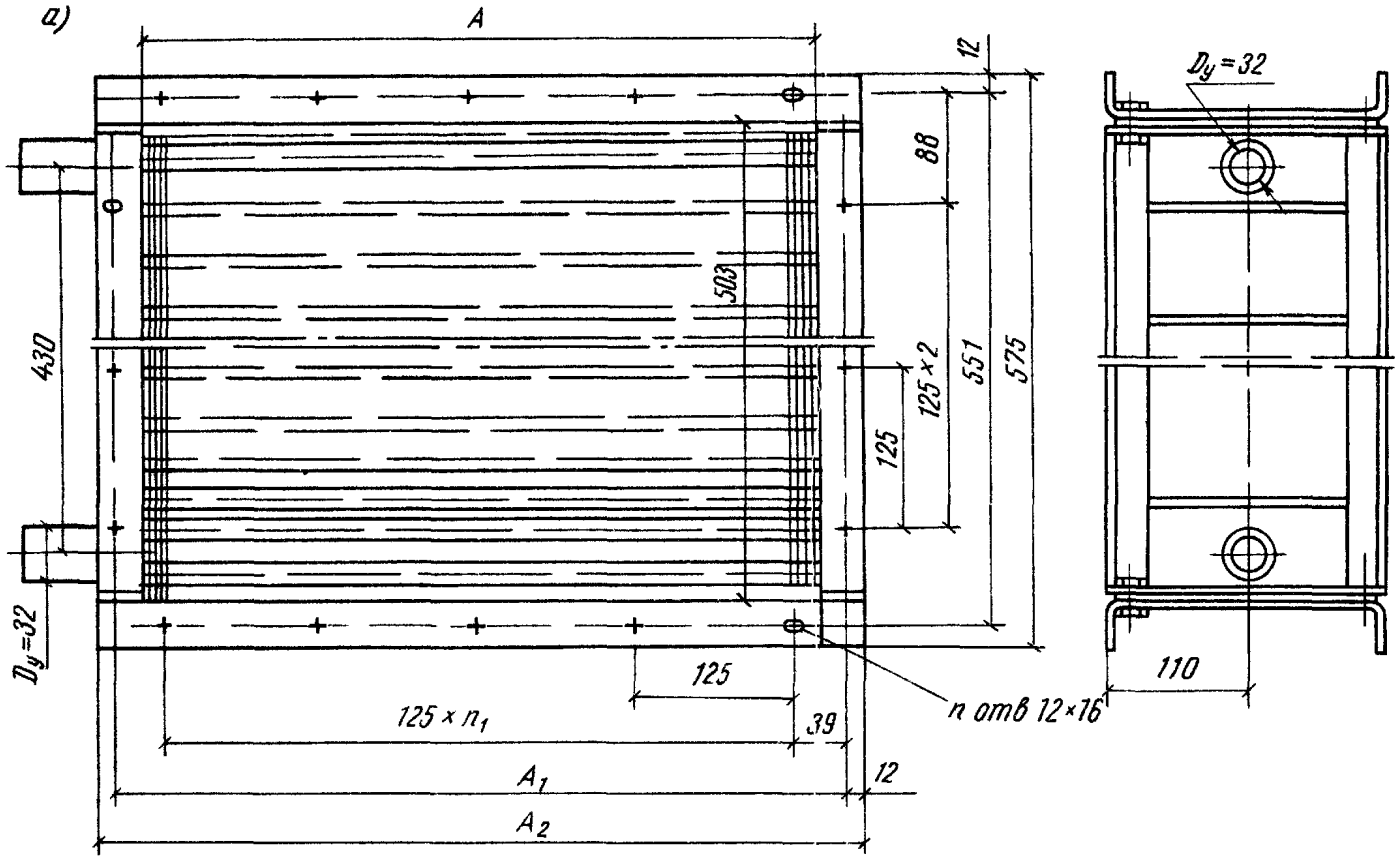
Массовая скорость движения воздуха во фронтальном сечении $(v\rho)_н$, кг/(м²·с)	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м²·°С), при скорости движения теплоносителя по трубкам w, м/с										Аэродинамическое сопротивление ΔP_a, Па
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	
1,5	20,43	21,53	22,35	23,01	23,57	24,04	24,46	24,84	25,18	25,79	15,35
2	22,59	23,81	24,72	25,45	26,06	26,59	27,05	27,47	27,85	28,52	23,8
2,5	24,43	25,75	26,73	27,52	28,18	28,75	29,75	29,7	30,11	30,83	33,45
3	26,04	27,44	28,49	29,33	30,03	30,64	31,18	31,66	32,1	32,87	44,17
3,5	27,48	28,97	30,07	30,95	31,7	32,34	32,91	33,41	33,87	34,69	55,87
4	28,79	30,35	31,51	32,44	33,22	33,89	34,48	35,01	35,5	36,35	68,49
4,5	30,01	31,63	32,84	33,72	34,62	35,31	35,93	36,49	36,99	37,88	81,97
5	31,13	32,82	34,07	35,07	35,92	36,64	37,28	37,86	38,37	39,3	96,26
5,5	32,19	33,93	35,23	36,26	37,13	37,88	38,55	39,14	39,18	40,63	111,32
6	33,18	34,98	36,31	37,38	38,28	39,05	39,74	40,35	40,91	41,89	127,11
6,5	34,13	35,97	37,34	38,44	39,37	40,16	40,86	41,49	42,07	43,08	143,61
7	35,02	36,92	38,33	39,45	40,4	41,22	41,94	42,59	43,18	44,21	160,8

ТАБЛИЦА II.28. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЛОРИФЕРОВ КВСБ ΔP_w, кПа

Тип калорифера	Номер калорифера	Коэффициент A	Тип калорифера	Номер калорифера	Коэффициент A
КВСБ-П-У3	6	14,25	КВББ-П-У3	6	12,63
	7	15,1		7	13,49
	8	15,96		8	14,34
	9	16,81		9	15,2
	10	18,52		10	16,91
	11	19,8		11	20,91
	12	31,36		12	34,61

ТАБЛИЦА II 29 ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ И ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, КАЛОРИФЕРОВ КВБ6Б И КВБ10Б (РИС II 7, *а*)

Обозначение	A	A_1	A_2	A_3	Количество	
					шагов n_1	отверстий n
КВБ6Б-П-У3	530	578	602	651	4	16
КВБ7Б-П-У3	655	703	727	776	5	18
КВБ8Б-П-У3	780	828	852	901	6	20
КВБ9Б-П-У3	905	953	977	1026	7	22
КВБ10Б-П-У3	1155	1203	1227	1276	9	26



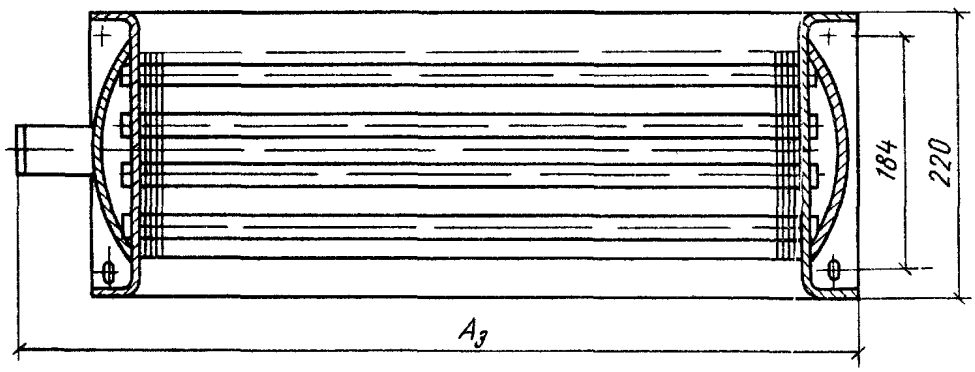


ТАБЛИЦА II.30 ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ И ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, КАЛОРИФЕРОВ КВБ11Б И КВБ12Б (РИС II 7, *б*)

Обозначение	*Б*	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$	Диаметр условного прохода патрубков D_v, мм	Количество	
						шагов n_1	отверстий n
КВБ11Б-П-У3	1003	1051	1075	912	50	7	44
КВБ12Б-П-У3	1503	1551	1575	1392	65	11	52

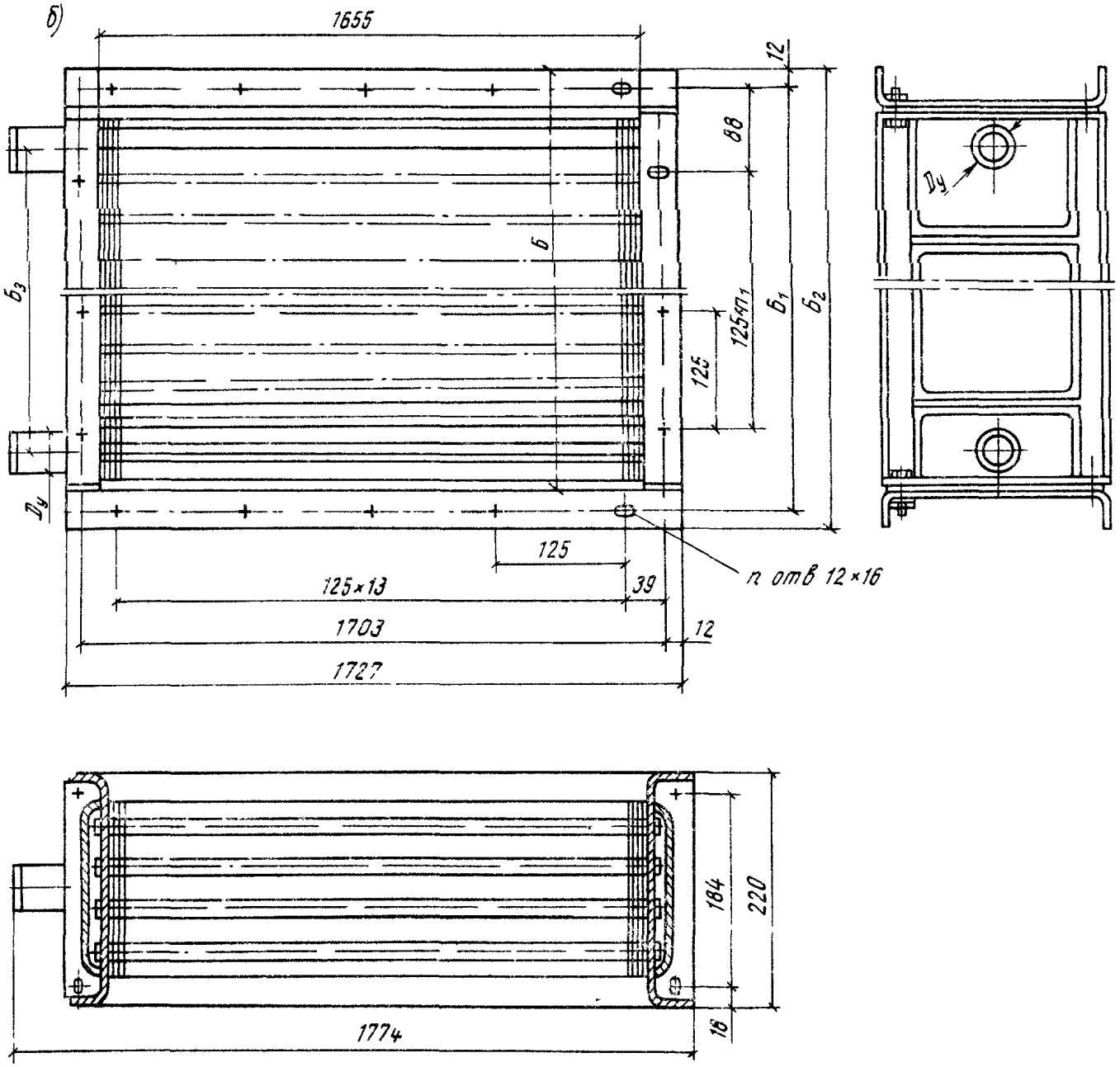


Рис. II.7. Калориферы стальные пластинчатые КВБ6Б – КВБ10Б (*а*), КВБ11Б и КВБ12Б (*б*)

ПРИЛОЖЕНИЕ III

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ И КОНДИЦИОНЕРЫ-ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРЫ КТЦЗ

III.1. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Кондиционеры КТЦЗ изготовляют только по четырем базовым (типовым) схемам компоновки оборудования и их модификациям, образующимся путем доукомплектования, замены или исключения отдельных видов оборудования из базовых схем. Кондиционеры могут работать в двух режимах производительности по воздуху – номинальной и максимальной. Отличие кондиционеров максимальной производительности от кондиционеров номинальной производительности состоит в том, что при сохранении габаритных размеров увеличивается производительность по воздуху в 1,25 раза, что позволяет улучшить показатели по занимаемой площади и объему на строительных объектах Кондиционеры, которые укомплектованы масляными фильтрами, применяются только с номинальной производительностью.

По базовым схемам 1, 2, 3 (см. рис. III.1) изготовляют центральные кондиционеры, а по базовой схеме 4 – кондиционеры-теплоутилизаторы (табл. III.1 и III.2). Базовые схемы 1, 3, 4 имеют десять индексов (обозначений), т. е. для всего ряда кондиционеров КТЦЗ-10, КТЦЗ-20, КТЦЗ-31,5, КТЦЗ-40, КТЦЗ-63, КТЦЗ-80, КТЦЗ-125, КТЦЗ-160, КТЦЗ-200, КТЦЗ-250, а базовая схема 2 имеет четыре индекса (обозначения), т. е. КТЦЗ-31,5, КТЦЗ-40, КТЦЗ-63, КТЦЗ-80.

При заказе модификаций базовых схем количество оборудования каждого наименования не должно превышать указанных ниже величин:

камера орошения – 1 шт.

воздухонагреватель:

первого подогрева – 2 шт. (не более четырех рядов трубок)

второго подогрева – 1 шт. (не более двух рядов трубок)

фильтр воздушный – 1 шт.

вентиляционный агрегат – 1 шт.

клапан воздушный – 3 шт.

блок приемный – 1 шт.

блок присоединительный – 1 шт.

камера воздушная – 1 шт.

камера обслуживания – 4 шт.

блок тепломассообмена БТМ 2,2–3 – 1 шт.

блок теплоутилизации – 1 шт.

В отдельных обоснованных случаях допускается заказывать кондиционер с минимальным или максимальным количеством оборудования. Минимальное количество оборудования, входящего в состав модификации базовой схемы, должно включать не менее трех наименований основного оборудования (камера орошения, блок тепломассообмена, блок теплоутилизации, фильтр воздушный, воздухонагреватель, вентиляторный агрегат, блок приемный, клапан воздушный). Максимальное количество оборудования, комплектуемого дополнительно к модификации базовой схемы, может составлять не более трех наименований указанного ниже оборудования

камера орошения - 1 шт.

блок тепломассообмена БТМ 2,1-3 – 1 шт.

воздухонагреватель:

первого подогрева – 1 шт. (не более двух рядов трубок)

второго » – 1 шт. (однорядный)

блока тепломассообмена – 3 шт. (не более шести рядов трубок)

блока теплоутилизации – 4 шт. (не более восьми рядов трубок)

клапан воздушный – 2 шт.

вентиляторный агрегат для рециркуляции – 1 шт.

камера воздушная – 2 шт.

камера обслуживания – 2 шт.

Аэродинамическое сопротивление кондиционеров по базовым схемам или их модификациям определяется путем суммирования аэродинамических сопротивлений отдельных видов оборудования, составляющих базовую схему или ее модификацию.

Масса базовой схемы или ее модификации определяется путем суммирования масс отдельных видов оборудования, составляющих базовую схему или ее модификацию.

ТАБЛИЦА III.1. НОМЕНКЛАТУРА ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ И КОНДИЦИОНЕРОВ-ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ КТЦЗ С БАЗОВЫМИ СХЕМАМИ КОМПОНОВКИ ОБОРУДОВАНИЯ

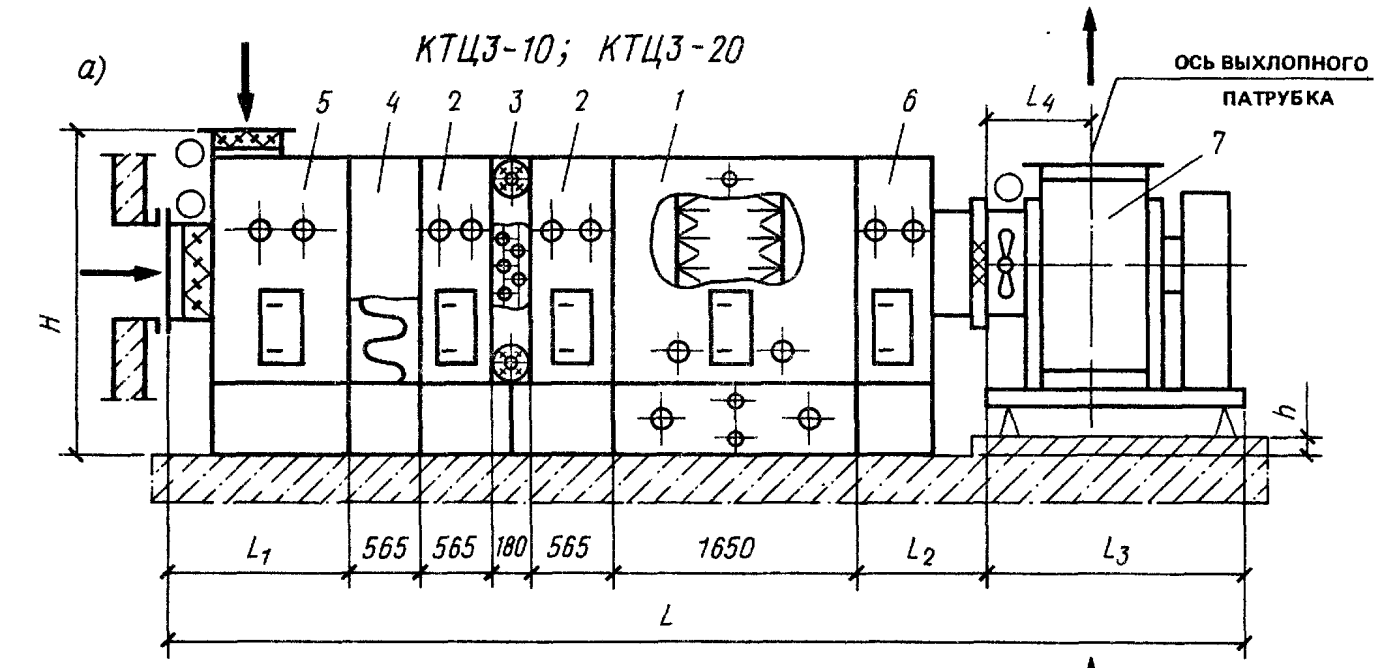
Номер базовой схемы	Индексы кондиционеров различных типов				
	КТЦЗ-10	КТЦЗ-20	КТЦЗ-31,5	КТЦЗ-40	КТЦЗ-63
1	01.1	02.1	03.1	04.1	06.1
2	—	—	03.2	04.2	06.2
3	01.3	02.3	03.3	04.3	06.3
4	01.4	02.4	03.4	04.4	06.4

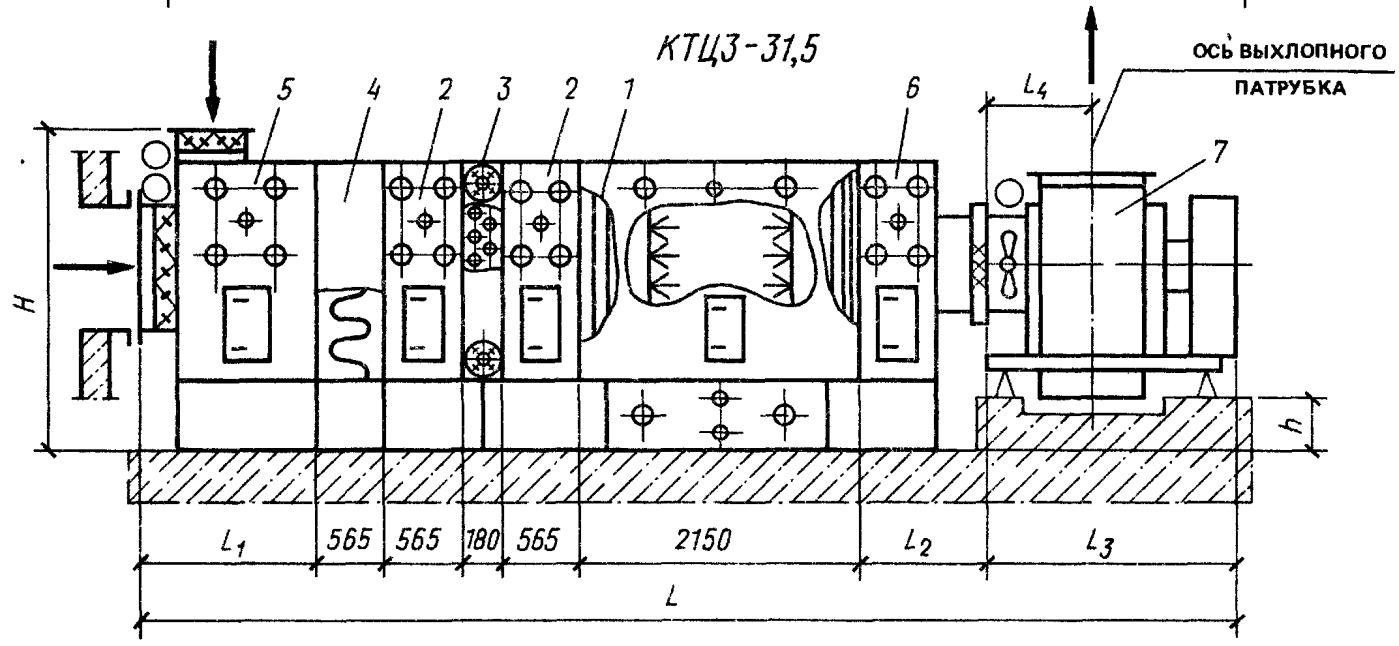
Продолжение табл. III.1

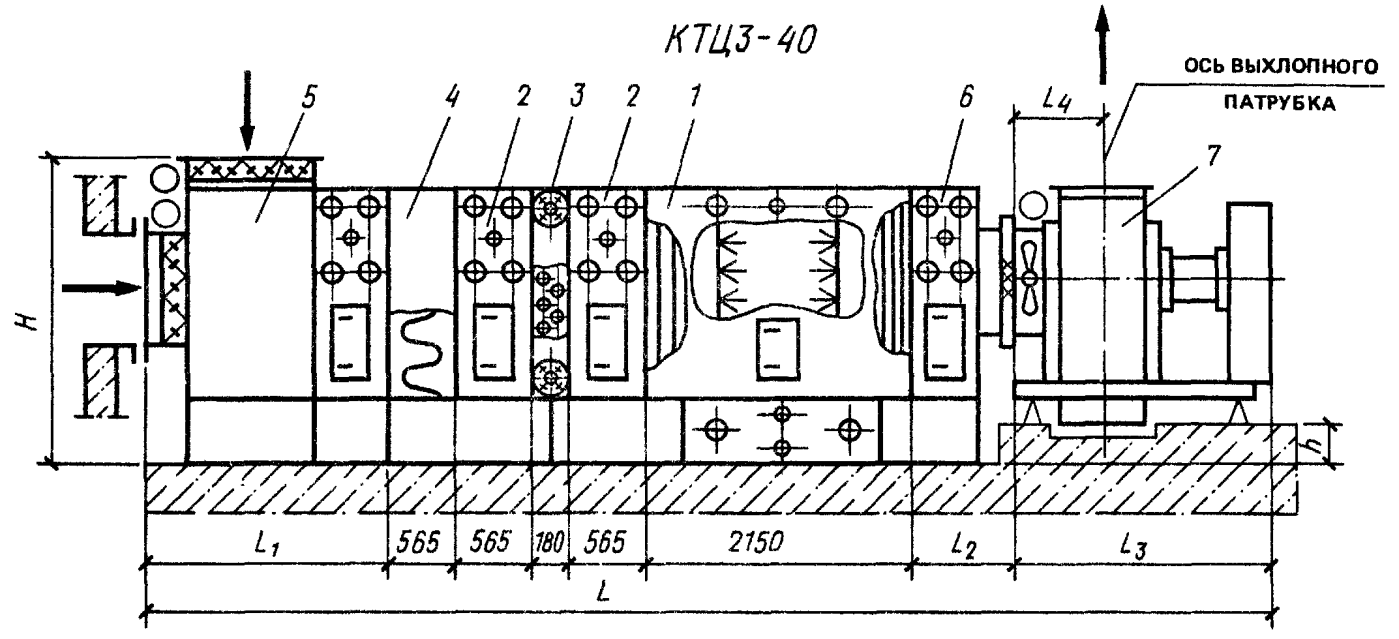
Номер базовой схемы	Индексы кондиционеров различных типов				
	КТЦЗ-80	КТЦЗ-125	КТЦЗ-160	КТЦЗ-200	КТЦЗ-250
1	08.1	12.1	16.1	20.1	25.1
2	08.2	—	—	—	—
3	08.3	12.3	16.3	20.3	25.3
4	08.4	12.4	16.4	20.4	25.4

ТАБЛИЦА III.2. ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, КОНДИЦИОНЕРОВ КТЦЗ (РИС. III.1)

Тип кондиционера	L	L_1	L_2	L_3	L_4	H	h
КТЦЗ-10	6955	1440	740	1250	580	1952	217
КТЦЗ-20	7560	1440	770	1825	705	1952	−18
КТЦЗ-31,5	8125	1440	810	1850	725	2845	530
КТЦЗ-40	8690	2005	810	1850	725	3345	530
КТЦЗ-63	9740	1440	810	2900	950	2845	255
КТЦЗ-80	10305	2005	810	2900	950	3345	255
КТЦЗ-125	11125	2005	1020	3510	1120	4845	530
КТЦЗ-160	13655	2520	—	6543	3187	5845	350
КТЦЗ-200	13955	2005	—	7180	3664	4845	390
КТЦЗ-250	14420	2520	—	7130	3615	5845	390


а)
КТЦ3-10; КТЦ3-20
ОСЬ ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА
5
4
2
3
2
1
6
7
L_4
H
h
L_1
565
565
180
565
1650
L_2
L_3
L


КТЦ3-31,5
ОСЬ ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА
5
4
2
3
2
1
6
7
L_4
H
h
L_1
565
565
180
565
2150
L_2
L_3
L


КТЦ3-40
ОСЬ ВЫХЛОПНОГО ПАТРУБКА
5
4
2
3
2
1
6
7
L_4
H
h
L_1
565
565
180
565
2150
L_2
L_3
L

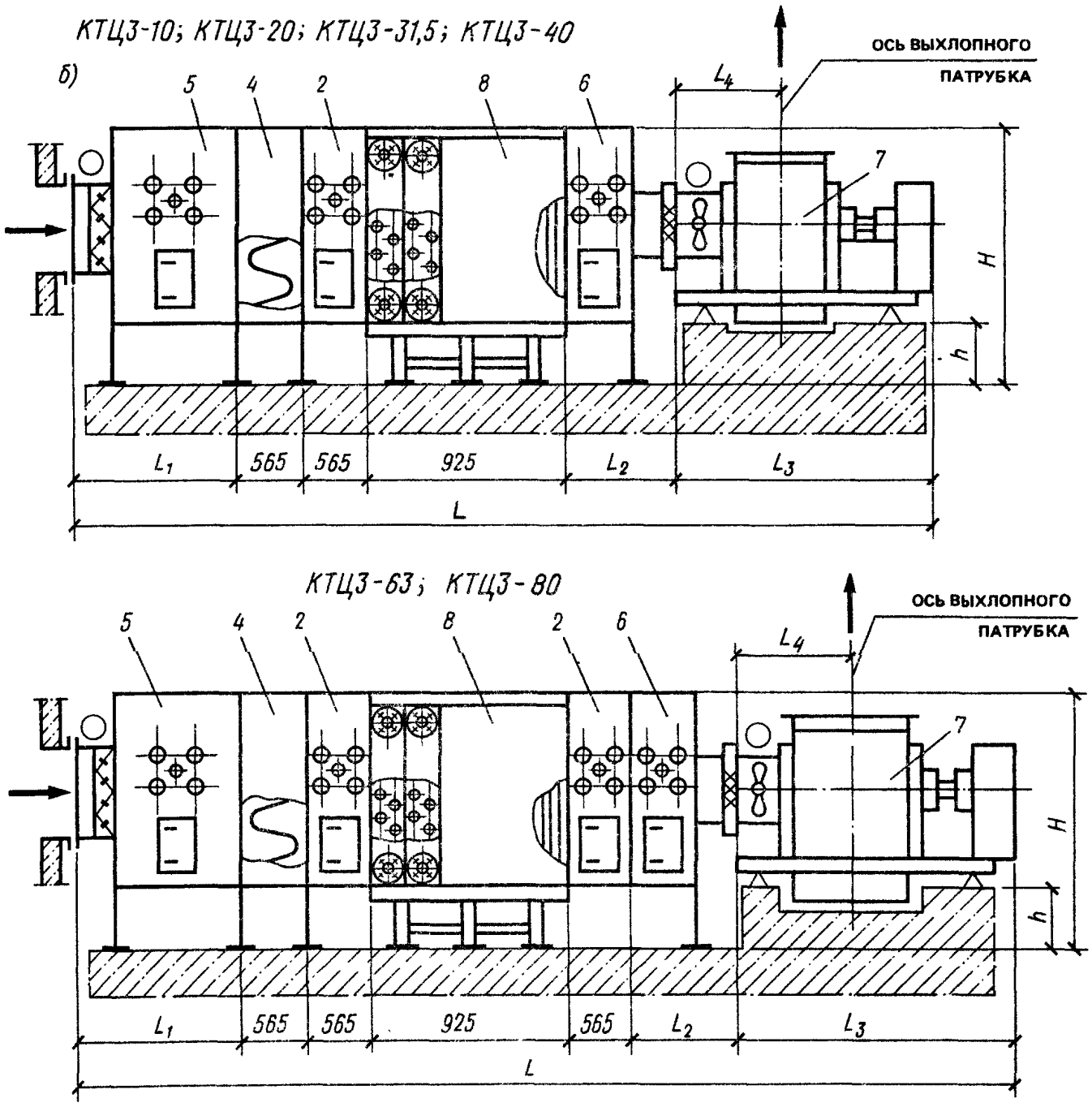


Рис. III.1. Центральные кондиционеры (базовые схемы 1, 2, 3) (*а*) и кондиционеры-теплоутилизаторы (базовая схема 4) (*б*)

1 - камера орошения; *2* - камера обслуживания; *3* - воздухонагреватели; *4* - фильтр воздушный; *5* - блок приемный; *6* - блок присоединительный; *7* вентиляторные агрегаты; *8* - блок теплоутилизации с четырехрядным теплообменником

ТАБЛИЦА III.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ИСПОЛНЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ, ВХОДЯЩЕГО В СОСТАВ БАЗОВЫХ СХЕМ

Оборудование	Условное обозначение	Тип кондиционера	Номер базовой схемы	Исполнение
Камера орошения	ОКФ-3	КТЦЗ-10; КТЦЗ-20	1	Правая, исполнение по плотности форсунок – 2
		КТЦЗ-31,5 ÷ КТЦЗ-250	2	Исполнение по плотности форсунок – 2
	ОКС1-3 ОКС2-3	КТЦЗ-31,5 ÷ КТЦЗ-80	2	Правая, исполнение по плотности форсунок – 2
Воздухонагреватель	ВН1-3	КТЦЗ-31,5 ÷ КТЦЗ-80	2	Однорядный, без обводного канала
	ВН2-3	КТЦЗ-10 ÷ КТЦЗ-250	2	Двухрядный, без обводного канала
Блок тепломассообмена	БТМ2.1-3	КТЦЗ-10 ÷ КТЦЗ-250	3	Правый
Блок теплоутилизации	БТ4-3	КТЦЗ-10; КТЦЗ-20	4	«
Фильтр воздушный	ФР1-3	КТЦЗ-10 ÷ КТЦЗ-250	1, 3, 4	Сухой, для атмосферной пыли
		КТЦЗ-31,5 ÷ КТЦЗ-80	2	
Вентиляторный агрегат	ВКЭ1-3	КТЦЗ-10 ÷ КТЦЗ-125;	1, 3, 4	Полное (условное давление 1,2 кПа, привод направляющего аппарата – электрический. Положение корпуса и направление вращения – Пр. 0°
		КТЦЗ-31,5 ÷ КТЦЗ-80	2	
	ВКЭ2-3	КТЦЗ-160 ÷ КТЦЗ-250	1, 3, 4,	
Блок приемный	БСЭ1-3	КТЦЗ-10 ÷ КТЦЗ-250	1, 3	Привод клапана воздушного – электрический
		КТЦЗ-31,5 ÷ КТЦЗ-80	2	
	БПЭ-3	КТЦЗ-10 ÷ КТЦЗ-250	4	

III.2. КОНДИЦИОНЕРЫ-ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРЫ

Кондиционеры-теплоутилизаторы КТЦЗ-10, КТЦЗ-20, КТЦЗ-31,5, КТЦЗ-40, КТЦЗ-63, КТЦЗ-80, КТЦЗ-125, КТЦЗ-160, КТЦЗ-200, КТЦЗ-250 базовой схемы 4 (см. рис. III.2) предназначены для работы по утилизации теплоты (или холода) в системе вытяжной вентиляции с целью снижения энергопотребления теплоты (или холода) вентиляционных выбросов. Температура воздуха вентиляционных выбросов, поступающих в кондиционер-теплоутилизатор, не должна превышать 70 °С.

В кондиционерах-теплоутилизаторах использован способ утилизации теплоты (или холода) с промежуточным теплоносителем, который предполагает наличие групп теплообменников, соединенных между собой кольцевым трубопроводом с циркуляционным насосом и запорно-регулирующей аппаратурой (насос и запорно-регулирующая аппаратура выбираются проектантом для конкретных условий и заводом-изготовителем кондиционеров не поставляются). В качестве промежуточного теплоносителя применяют воду или незамерзающие растворы, который выбирается в зависимости от исходных данных и функционального назначения системы утилизации.

Кондиционер-теплоутилизатор включает следующее оборудование: блок теплоутилизации, блок приемный, фильтр воздушный, камеру обслуживания, блок присоединительный, вентиляторный агрегат.

III.3. КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

Камеры орошения изготовляют трех типов:

1) форсуночные камеры орошения ОКФ-3;

2) сеточные камеры орошения ОКС1-3 без водонагревателя;

3) сеточные камеры орошения ОКС2-3 с водонагревателем.

Камеры орошения ОКФ-3 (рис. III.2, табл. III.4 и III.5) применяются в центральных кондиционерах КТЦ3 производительностью по воздуху 10, 20, 31,5; 40, 63, 80, 125, 160, 200 и 250 тыс. м^3/ч; камеры орошения ОКС1-3 и ОКС2-3 – в центральных кондиционерах КТЦ3 производительностью по воздуху 31,5; 40, 63 и 80 тыс. м^3/ч.

Камера орошения ОКФ-3 предназначена для осуществления политропических и адиабатических процессов тепловлажностной обработки воздуха.

Камеры орошения изготовляют в двух исполнениях, отличающихся друг от друга плотностью форсунок.

Камеры орошения ОКС (рис. III.3 и III.4, табл. III.6) являются универсальным контактным аппаратом, предназначенным для эффективного осуществления политропических и адиабатических процессов тепловлажностной обработки воздуха в составе центральных кондиционеров. Камеры орошения ОКС изготовляют в двух исполнениях, отличающихся друг от друга плотностью форсунок.

Для осуществления политропических процессов тепловлажностной обработки рекомендуется применять камеру орошения с большей плотностью, при адиабатических процессах – с меньшей плотностью.

Камеры орошения помимо работы в политропическом режиме на холодной воде могут работать в режиме испарительного нагрева с низкопотенциальным теплоносителем.

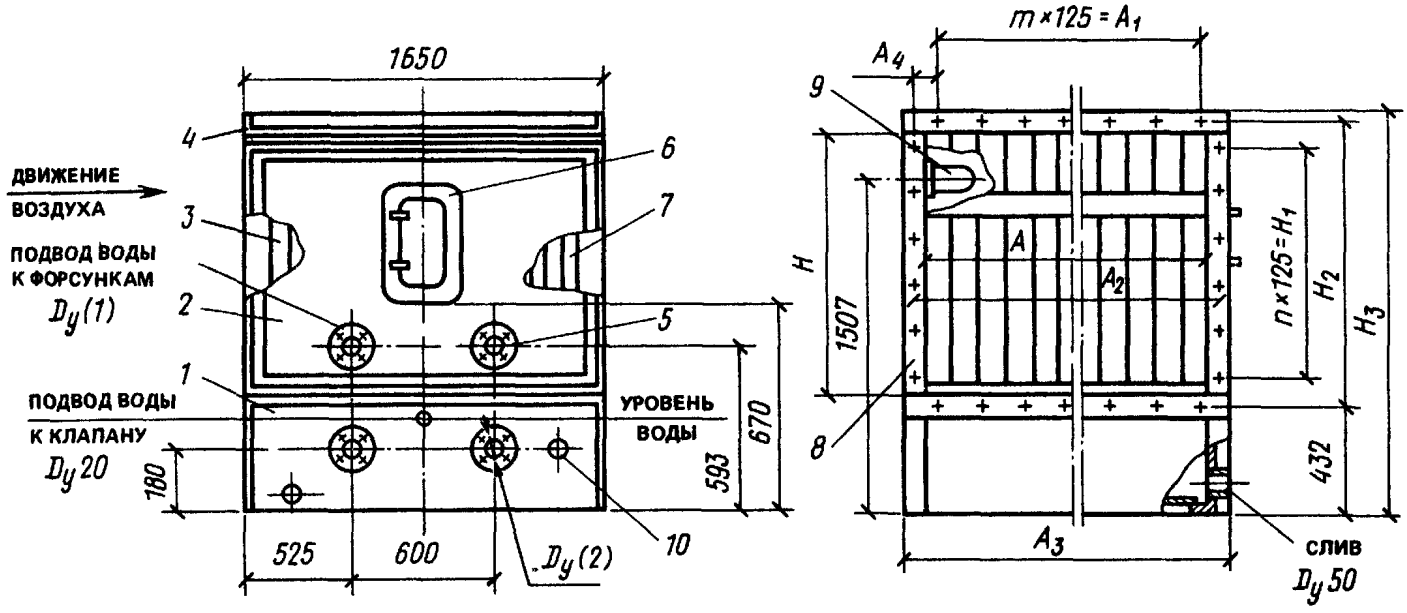


Рис. III.2. Камеры орошения ОКФ-3

1 – бак, *2* стенка передняя; *3* – воздухораспределитель; *4* – потолок; *5* – коллекторный ряд; *6* дверка; *7* – каплеуловитель; *8* – стенка; *9* – светильник; *10* – муфта

ТАБЛИЦА III.4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ ОКФ-3

Кондиционер			Камера орошения									
индекс	тип	исполнение	диаметр условного прохода, мм		количество стояков, шт., в ряду по ходу воздуха			количество форсунок, шт.				Масса, кг, не более
								на одном стояке	всего в ряду по ходу воздуха		всего	
			D_y (1)–к форсункам	D_y (2)–перелив или к насосу	первом	втором	всего		первом	втором		
01.01304	КТЦЗ-10	1	65	100	2	1	3	6	12	6	18	406
		2			2	2	4	6	12	12	24	
02.01304	КТЦЗ-20	1	65	100	4	3	7	6	24	18	42	647
		2			4	4	8	6	24	24	48	
03.01304	КТЦЗ-31,5	1	100	125	4	3	7	9	36	27	63	1083
		2			4	4	8	9	36	36	72	
04.01304	КТЦЗ-40	1	100	125	4	3	7	12	48	36	84	1244
		2			4	4	8	12	48	48	96	
06.01304	КТЦЗ-63	1	125	250	9	7	16	9	81	63	144	1911
		2			9	9	18	9	81	81	162	
08.01304	КТЦЗ-80	1	125	250	9	7	16	12	108	84	192	2055
		2			9	9	18	12	108	108	216	
12.01304	КТЦЗ-120	1	125	250	18	14	32	9	162	126	288	3173
		2			18	18	36	9	162	162	324	
16.01304	КТЦЗ-160	1	125	250	18	14	32	12	216	168	384	3655
		2			18	18	36	12	216	216	432	
20.01304	КТЦЗ-200	1	125	300	26	20	46	9	234	180	414	4561
		2			26	26	52	9	234	234	468	
25.01304	КТЦЗ-250	1	125	300	26	20	46	12	312	240	552	5250
		2			26	26	52	12	312	312	624	

ТАБЛИЦА III.5. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КАМЕР ОРОШЕНИЯ ОКФ-3 (РИС. III.2)

Кондиционер		Испол-нение	Размеры, мм									m	n
индекс	тип		A	A_1	A_2	A_3	A_4	H	H_1	H_2	H_3		
01.01304	КТЦЗ-10	1/2	825	750	876	905	63	1250	1125	1301	1747	6	9
02 01304	КТЦЗ-20	1/2	1652	1625	1703	1732	39	1250	1125	1301	1747	13	9
03.01304	КТЦЗ-31,5	1/2	1652	1625	1703	1732	39	2000	1875	2051	2640	13	15
04.01304	КТЦЗ-40	1/2	1652	1625	1703	1732	39	2500	2375	2551	3140	13	19
06 01304	КТЦЗ-63	1/2	3402	3375	3453	3482	39	2000	1875	2051	2640	27	15
08 01304	КТЦЗ-80	1/2	3402	3375	3453	3482	39	2500	2375	2551	3140	27	19
12.01304	КТЦЗ-125	1/2	3402	3375	3453	3482	39	4000	3875	4051	4640	27	31
16.01304	КТЦЗ-160	1/2	3402	3375	3453	3482	39	5000	4875	5041	5640	27	39
20 01304	КТЦЗ -200	1/2	5152	5125	5203	5232	39	4000	3875	4051	4640	41	31
25 01304	КТЦЗ-250	1/2	5152	5125	5203	5232	39	5000	4875	5051	5640	41	39

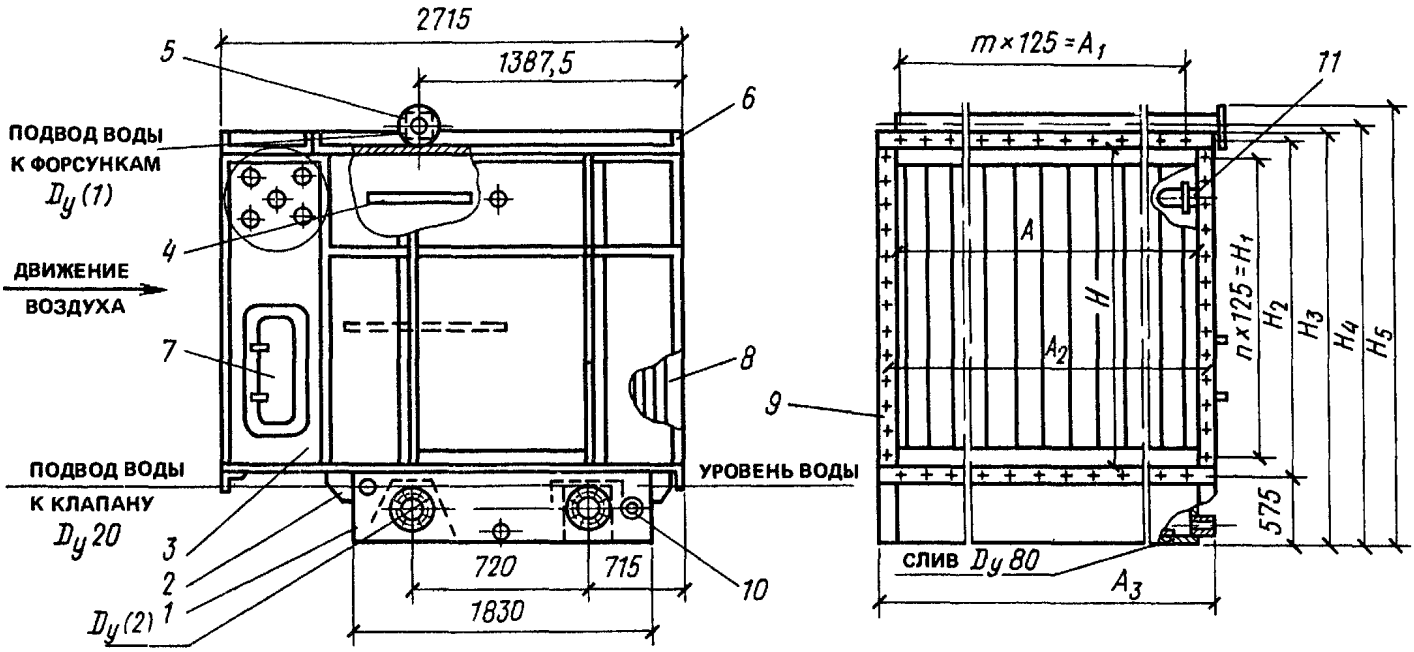


Рис III 3 Камеры орошения ОКС1-3 (КТЦЗ-31,5, КТЦЗ-40, КТЦЗ-63, КТЦЗ-80)

1 – бак, *2* раскос, *3* – стенка передняя, *4* – сеточное устройство, *5* коллектор, *6* – потолок, *7* – дверка, *8* – каплеуловитель, *9* – стенка, *10* – муфта, *11* – светильник

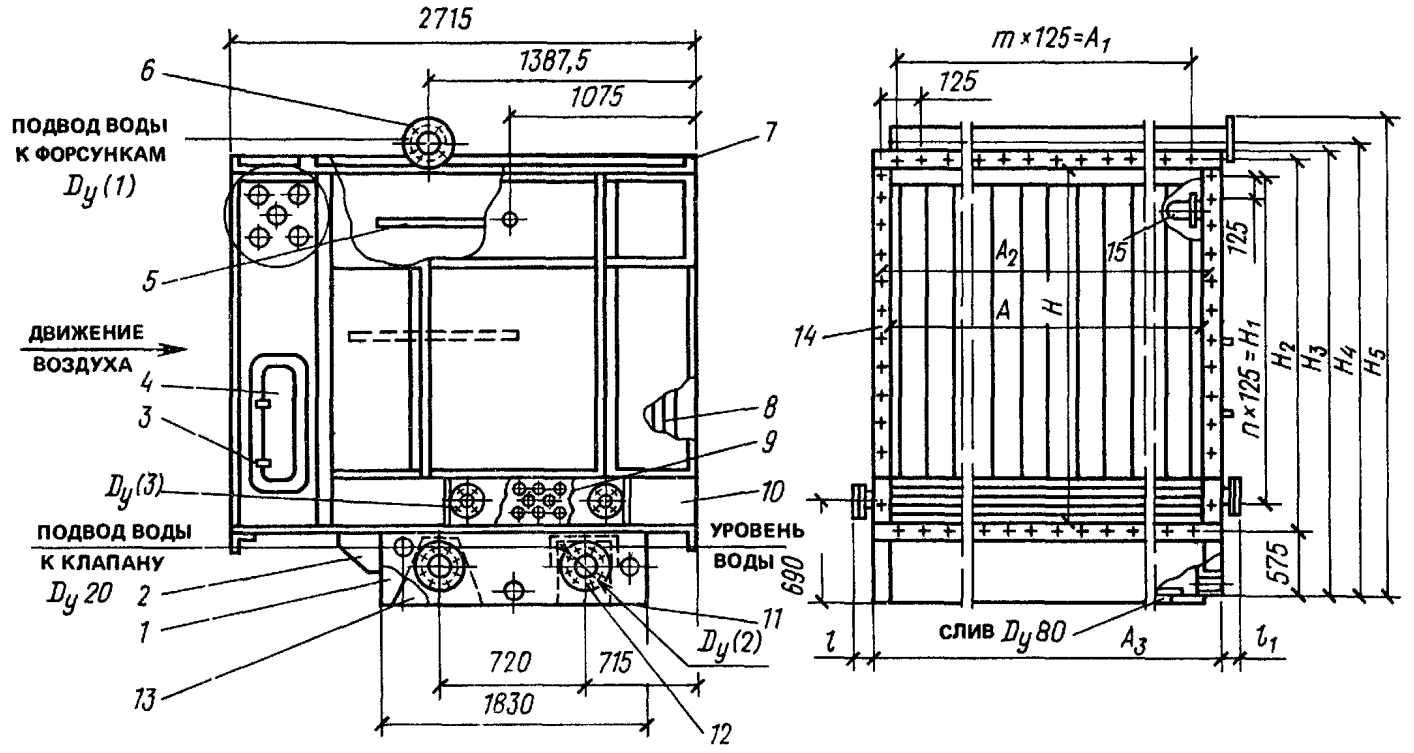


Рис III 4 Камеры орошения ОКС2-3 (КТЦЗ-31,5, КТЦЗ-40, КТЦЗ-63, КТЦЗ-80)

1 – бак, *2* – раскос, *3* стенка передняя, *4* дверка *5* сетчатое устройство, *6* – коллектор, *7* – потолок, *8* – каплеуловитель *9* – воздухонагреватель, *10*, *14* – стенки *11* узел перелива, *12* муфта, *13* фильтр, *15* – светильник

ТАБЛИЦА III 6. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ КАМЕР ОРОШЕНИЯ ОКС1-3, ОКС2-3 (РИС. III.3, III.4)

Кондиционер		Тип камеры орошения	Количество форсунок для исполнения		Диаметр условного прохода, мм		
индекс	тип		1	2	D_y(1) к форсункам	D_y(2) перелив или к насосу	D_y(3)
03.01204	КТЦЗ-31,5	ОКС1-3	20	24	125	125	—
03.01404		ОКС2-3					50
04 01204	КТЦЗ-40	ОКС1-3	24	30	125	125	—
04.01404		ОКС2-3					50
06 01204	КТЦЗ-63	ОКС1-3	40	48	125	250	—
06.01404		ОКС2-3					50
08 01204	КТЦЗ-80	ОКС1-3	52	60	125	250	—
08.01404		ОКС2-3					50

Продолжение табл. III.6

Размеры, мм														Масса, кг, не более
A	A_1	A_2	A_3	l	l_1	H	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5	m	n	
1652	1652	1703	1732	—	—	2000	1875	2051	2640	2674	2794	13	15	1160
				90	—									1345
1652	1652	1703	1732	—	—	2500	2375	2551	3140	3174	3294	13	19	1270
				90	—									1455
3402	3375	3453	3482	—	—	2000	1875	2051	2640	2674	2794	27	15	1847
				90	90									2217
3402	3375	3453	3482	—	—	2500	2375	2551	3140	3174	3294	27	19	2017
				90	90									2387

III.4. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Воздухонагреватели (рис III 5) предназначены для тепловой обработки воздуха до заданных параметров Теплоносителем служит горячая или перегретая вода с температурой от 70 до 180 °С и давлением до 1,2 МПа (12 кгс/см²) (табл III.7)

Воздухонагревателями комплектуются центральные кондиционеры КТЦ3 производительностью по воздуху 10–250 тыс м³/ч всех базовых схем и их модификаций Воздухонагреватели могут быть применены в системах воздушного отопления и вентиляции

Для осуществления различных способов регулирования температуры обрабатываемого воздуха воздухонагреватели изготовляют без обводного канала ВН и с обводным каналом или клапаном ВНО (табл III 8) Запыленность воздуха, поступающего на воздухонагреватель, не должна превышать 0,5 мг/м³

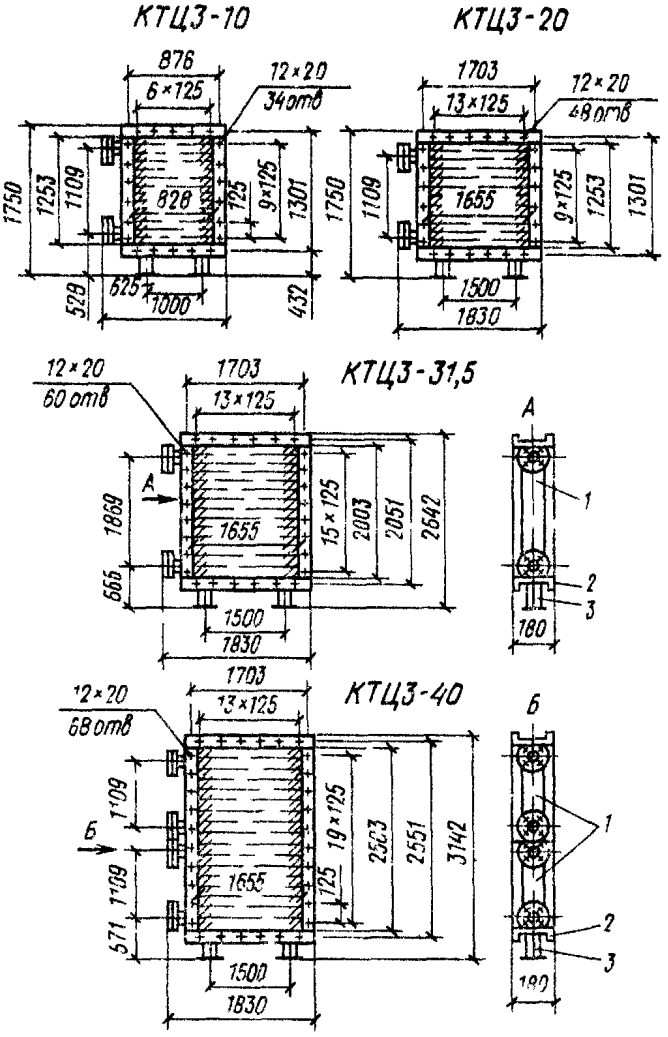


Рис III 5 Воздухонагреватели без обводного канала ВН1-3 ВН1,5-3 и ВН2-3

1 базовые теплообменники *2* стенки *3* опоры

ТАБЛИЦА III 7 АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Режим работы кондиционера	Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателей, Па (кгс/м²), не более					
	без обводного канала			с обводным каналом или клапаном		
	1-рядный	1,5-рядный	2-рядный	1-рядный	1,5-рядный	2-рядный
С номинальной производительностью по воздуху	37(3,77)	44,2(4,5)	63(6,4)	55(5,6)	72,9(7,4)	93(9,48)
С максимальной производительностью по воздуху	49(4,99)	67,1(6,8)	83(8,46)	79(8 05)	110,7(11,3)	133(13,56)

ТАБЛИЦА III 8 ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Воздухонагреватель	Индекс	Количество рядов	Тип кондиционера	Количество базовых теплообменников в				Площадь поверхности теплообмена, м²	Площадь фронтального сечения м²	Масса не более
				1 м	1,25 м	1,5 м	2 м			
Без обводного канала ВН	01 10114	1	КТЦЗ 10		1			18,4		110
	01 10314	1,5						27,2	1 03	134
	01 10214	2						36 8		155
	02 10114	1	КТЦЗ-20	—	1			37 3		165
	02 10314	1,5						55 25	2 07	208
	02 10214	2						1 6		250
	03,10114	1	КТЦЗ-31,5	—	—	—	1	60 4		245
	03 10314	1,5						88 7	3 315	316
	03 10214	2						120 8		390
	04 10114	1	КТЦЗ 40		2			74 6		305
	04 10314	1 5						110 5	4 14	397
	04 10214	2						149 2		485
	06 10114	1	КТЦЗ 63	—	—	—	2	120 8		480
	06 10314	1,5						177,4	6 63	620
	06 10214	2						241,6		765
	08 10114	1	КТЦЗ-80		4			149		600
	08 10314	1 5						2	5 28	780
	08 10214	2						298 4		955
	12 10114	1	КТЦЗ 125	—		—	4	241 6		900
	12 10314	1 5						354 9	13 25	1180
	12 10214	2						483 2		1465
	16 10114	1	КТЦЗ 160			4	2	300		1130
	16 10314	1 5						439 4	16 55	1460
	16 10214	2						601,6		1815
	20 10114	1	КТЦЗ 200	—	—		6	362,4		1480
	20 10314	1,5						532 2	19 88	1890
	20 10214	2						724 8		2300
	25 10114	1	КТЦЗ 250	—	—	6	3	451 2		1800
	25 10314	1 5						659 1	24 84	2330
	25 10214	2						902 4		2870
С обводным каналом или клапаном ВНО	01 11114	1	КТЦЗ 10	1				14 55		90
	01 11314	1,5						20 2	0 83	136
	01 11214	2						2 1		175
	02 11114	1	КТЦЗ 20	1	—	—	—	29,6		130
	02 11314	1,5						42,4	1 66	165
	02 11214	2						59 2		200

Продолжение табл. III.9

Воздухонагреватель	Индекс	Количество рядов	Тип кондиционера	Количество базовых теплообменников				Площадь поверхности теплообмена, м²	Площадь фронтального сечения, м²	Масса, кг, не более
				1 м	1,25 м	1,5 м	2 м			
С обводным каналом или клапаном ВНО	03.11114	1	КТЦЗ-31,5	—	—	1	—	45	2,49	180
	03.11314	1,5						65,5		235
	03.11214	2						90		290
	04.11114	1	КТЦЗ-40	—	—	—	1	60,4	3,315	235
	04.11314	1,5						88,7		306
	04.11214	2						120,8		380
	06.11114	1	КТЦЗ-63	—	—	2	—	90	4,975	360
	06.11314	1,5						131		465
	06.11214	2						180		575
	08.11114	1	КТЦЗ-80	—	—	—	2	120,8	6,63	455
	08.11314	1,5						177,4		600
	08.11214	2						241,6		745
	12.11114	1	КТЦЗ-125	—	—	4	—	180	9,96	680
	12.11314	1,5						262		890
	12.11214	2						360		1110
	16.11114	1	КТЦЗ-160	—	—	—	4	241,6	13,25	875
	16.11314	1,5						354,8		1155
	16.11214	2						483,2		1450
	20.11114	1	КТЦЗ-200	—	—	6	—	270	14,94	1080
	20.11314	1,5						393		1385
	20.11214	2						540,2		1725
	25.11114	1	КТЦЗ-250	—	—	—	6	362	19,89	1420
	25.11314	1,5						532,2		1840
	25.11214	2						724,8		2280

III.5. БЛОКИ ТЕПЛОМАССООБМЕНА

Блоки тепломассообмена (рис. III.6, табл. III.9–III.10) применяются в центральных кондиционерах КТЦЗ производительностью по воздуху 10 250 тыс. м³/ч. Изготовляются в двух вариантах: 1-й вариант – с насосом и обвязкой оросительной сети БТМ 2.1-3; 2-й вариант – без насоса и без обвязки оросительной сети БТМ 2.2-3. Обвязка разрабатывается проектной организацией, а изготовляется на месте монтажа.

Блоки тепломассообмена предназначены:

для адиабатического охлаждения и увлажнения воздуха в любой период года с помощью оросительной системы;

для охлаждения и осушения воздуха в теплый период года холодной водой в поверхностных теплообменниках.

В качестве теплоносителя для нагрева воздуха в теплообменниках блока служит вода с температурой до 180 °С и давлением 1,2 МПа (12 кгс/см²). При использовании блока тепломассообмена в качестве воздухоохладителя холодоносителем служит холодная вода с давлением не более 1,2 МПа (12 кгс/см²).

Аэродинамическое сопротивление блока тепломассообмена при номинальном режиме работы 180 (18), при максимальном – 280 Па (2 кгс/м²).

Блоки тепломассообмена изготовляют в левом и правом исполнении.

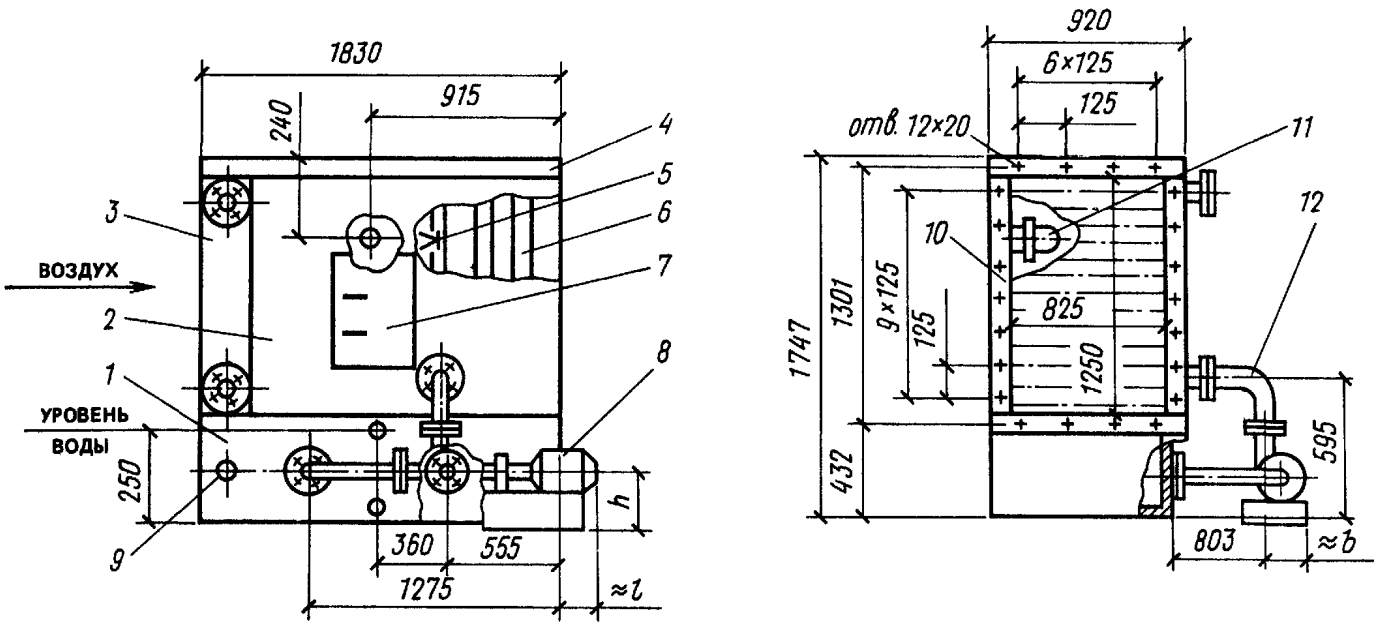


Рис. III.6. Блоки тепломассообмена БТМ2.1-3, БТМ2.2-3

1 – бак, *2*, *10* – стенка передняя и задняя; *3* – теплообменник, *4* – потолок; *5* – оросительная система; *6* – каплеуловитель, *7* – дверка, *8* – насос (для блока БТМ2.1-3), *9* – муфта, *11* – светильник, *12* трубопровод обвязки блока БТМ2.1-3; *13* резиновая заглушка

ТАБЛИЦА III.9. КОЛИЧЕСТВО И ТИПОРАЗМЕРЫ БАЗОВЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ БЛОКОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА БТМ2.1-3, БТМ2.2-3

Индекс	Тип кондиционера	Количество двухрядных базовых теплообменников		
		1,25 м	1,5 м	2 м
01.02124 01.02224	КТЦЗ-10	1	—	—
02.02124 02.02224	КТЦЗ-20	1	—	—
03.02124 03.02224	КТЦЗ-31,5	—	—	1
04.02124 04.02224	КТЦЗ-40	2	—	—
06.02124 06.02224	КТЦЗ-63	—	—	2
08.02124 08.02224	КТЦЗ-80	4	—	—
12.02124 12.02224	КТЦЗ-125	—	—	4
16.02124 16.02224	КТЦЗ-160	—	4	2
20.02124 20.02224	КТЦЗ-200	—	—	6
25.02124 25.02224	КТЦЗ-250	—	6	3

ТАБЛИЦА III.10. ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ И МАССА КРУПНОГАБАРИТНЫХ УЗЛОВ БЛОКОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА БТМ 2.1-3, БТМ 2.2-3

Узел	Тип кондиционера	Блок тепломассообмена	Размеры, мм	Масса, кг
Бак	КТЦЗ-31,5; КТЦЗ-40	БТМ 2.1-3 и БТМ 2.2-3	600 × 1739 × 1830	191
	КТЦЗ-63 ÷ КТЦЗ-160		600 × 1830 × 3489	393
	КТЦЗ-200; КТЦЗ-250		600 × 1830 × 5239	556
Стенки (передняя и задняя)	КТЦЗ-31,5 ÷ КТЦЗ-63 КТЦЗ-125 ÷ КТЦЗ-200		42 × 1650 × 1750	65
	КТЦЗ-40 ÷ КТЦЗ-80 КТЦЗ-160 ÷ КТЦЗ-250		42 × 1650 × 2250	83
Потолок	КТЦЗ-31,5; КТЦЗ-40		42 × 1739 × 1830	68
	КТЦЗ-63 ÷ КТЦЗ-160		42 × 1830 × 3489	120
	КТЦЗ-200; КТЦЗ-250		42 × 2013 × 2618	120
Насос	КТЦЗ-10	БТМ 2,1-3	299 × 335 × 832	92
	КТЦЗ-20 ÷ КТЦЗ-63		332 × 375 × 1030	134
	КТЦЗ-80		485 × 495 × 1390	310
	КТЦЗ-125		505 × 574 × 1495	415
	КТЦЗ-160; КТЦЗ-200		515 × 585 × 1555	460
	КТЦЗ-250		575 × 585 × 1645	550

III.6. БЛОКИ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИИ

Блоки теплоутилизации предназначены для вторичного использования теплоты (или холода) удаляемого из помещения воздуха путем отбора их промежуточным теплоносителем, циркулирующим между теплообменниками блока теплоутилизации и воздухонагревателем центрального кондиционера, с целью подогрева или охлаждения обрабатываемого наружного воздуха. Блоки теплоутилизации изготовляют без обводного канала БТ4-3 (рис. III.7) и с обводным каналом БТ04-3 (рис. III.8). Максимальное давление промежуточного теплоносителя не должно превышать 1,2 МПа (12 кгс/см^2).

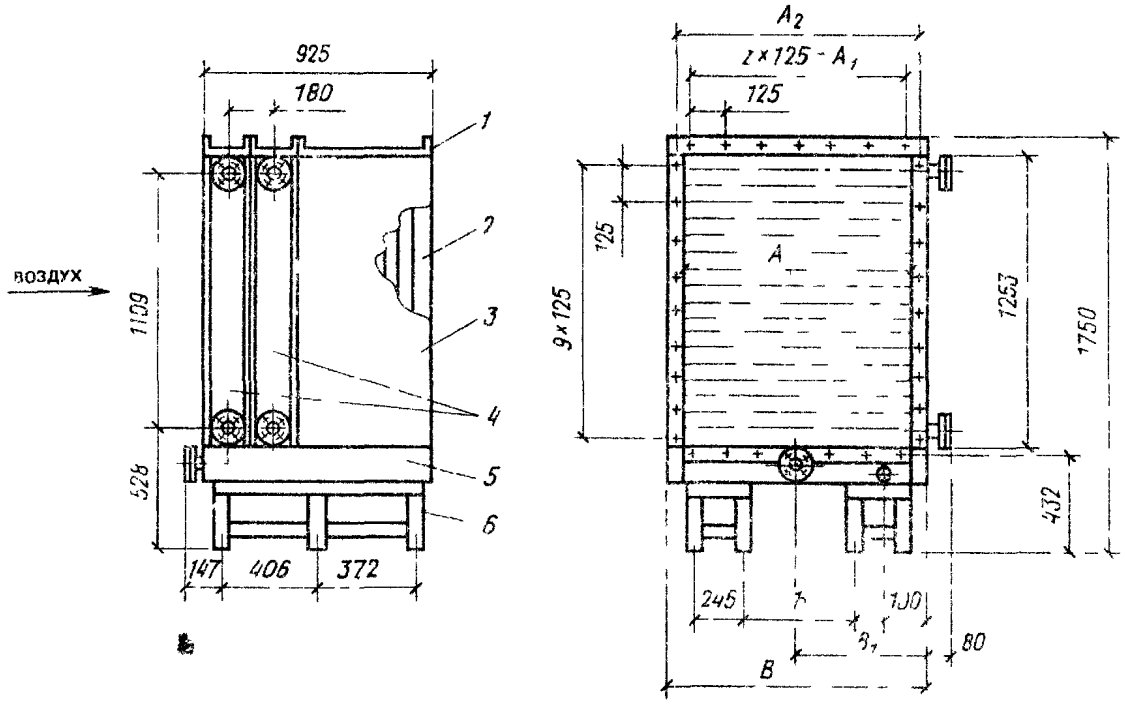


Рис III 7 Блоки теплоутилизации БТ4-3

1 потолок, *2* каплеуловитель, *3* стенка, *4* теплообменник, *5* бак, *6* подставка

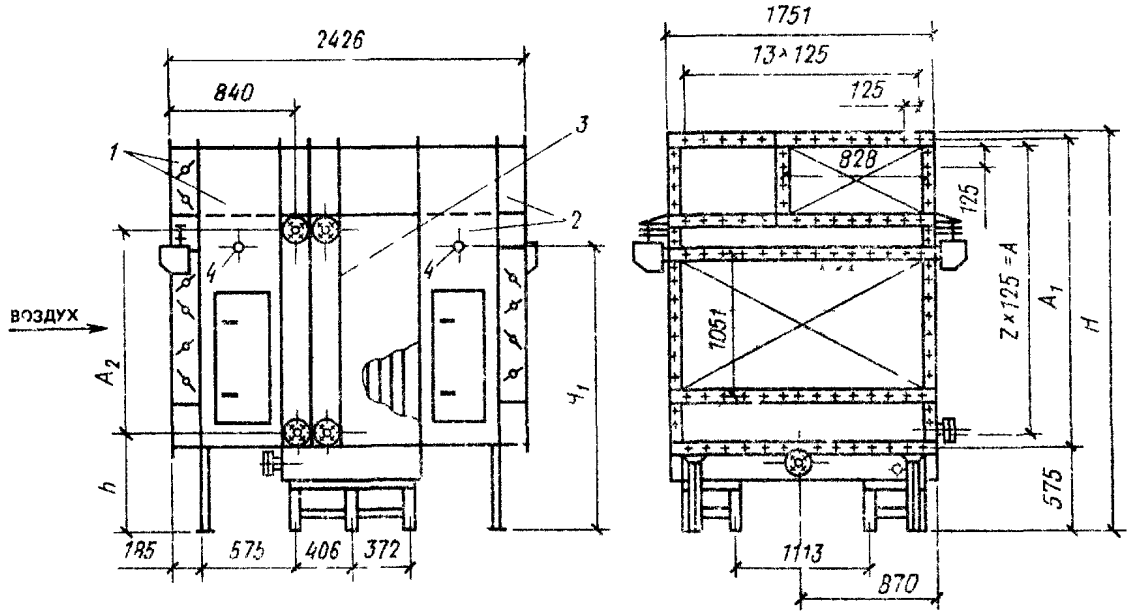


Рис III 8 Блок теплоутилизации БТ04-3

1 и *2* узлы распределения воздуха входной и выходной, *3* узел теплообмена, *4* светильник

Блоки теплоутилизации без обводного канала БТ4-3 (табл. III.11) применяются для работы в режиме с влаговыпадением.

Аэродинамическое сопротивление блока при номинальном режиме кондиционера-теплоутилизатора 210 (21), при максимальном – 290 Па (29 кгс/м^2).

Блоки теплоутилизации с обводным каналом БТ04-3 (табл. III.12) целесообразно применять в условиях, когда возможно инеобразование на поверхностях теплоотдающих элементов теплообменников (при обработке центральным кондиционером воздуха с отрицательной температурой).

Аэродинамическое сопротивление блока при номинальном режиме работы кондиционера-теплоутилизатора – 370 (37), при максимальном – 480 Па (48 кгс/см^2).

ТАБЛИЦА III.11. КОМПЛЕКТАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ БЛОКОВ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИИ БТ4-3 БАЗОВЫМИ ТЕПЛООБМЕННИКАМИ

Типоразмеры базовых теплообменников	Индекс блока теплоутилизации							
	03.03044	04.03044	06.03044	08.03044	12.03044	16.03044	20.03044	25.03044
1,25 м	—	4	—	8	—	—	—	—
1,5 м	—	—	—	—	—	8	—	12
2 м	2	—	4	—	8	4	12	6

ТАБЛИЦА III.12. КОМПЛЕКТАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННИКОВ БЛОКОВ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИИ БТО4-3 БАЗОВЫМИ ТЕПЛООБМЕННИКАМИ

Типоразмеры базовых теплообменников	Индекс блока теплоутилизации							
	03.03144	04.03144	06.03144	08.03144	12.03144	16.03144	20.03144	25.03144
1,5 м	2	—	4	—	8	—	12	—
2 м	—	2	—	4	—	8	—	12

Основные размеры блоков теплоутилизации приведены в табл. III.13

ТАБЛИЦА III.13. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, БЛОКОВ ТЕПЛОУТИЛИЗАЦИИ (РИС. III.7 И III.8)

Индекс	Тип кондиционера	A	A_1	A_2	B	B_1	H	H_1	b	h	Количество шагов z	Масса, кг, не более
01.03044	КТЦЗ-10	828	750	876	920	456	—	—	286	—	6	485
02.03044	КТЦЗ-20	1655	1625	1703	1747	870	—	—	1113	—	13	808
03.03144	КТЦЗ-31,5	1875	2051	1365	—	—	2643	1903	—	668	15	1620
04.03144	КТЦЗ-40	2375	2551	1869	—	—	3143	2403	—	666	19	1910

III.7. ФИЛЬТРЫ ВОЗДУШНЫЕ

Фильтры воздушные ФР1-3 (рис. III.9) предназначены для очистки воздуха, поступающего в кондиционер, от атмосферной пыли при среднегодовой запыленности воздуха до 1 мг/м^3 и кратковременной запыленности до 10 мг/м^3. Фильтры не предназначены для очистки воздуха от волокнистой пыли.

Эффективность очистки воздуха с материалом ФРНК-ПГ не менее 88%, с материалом ИФП-1 не менее 90%.

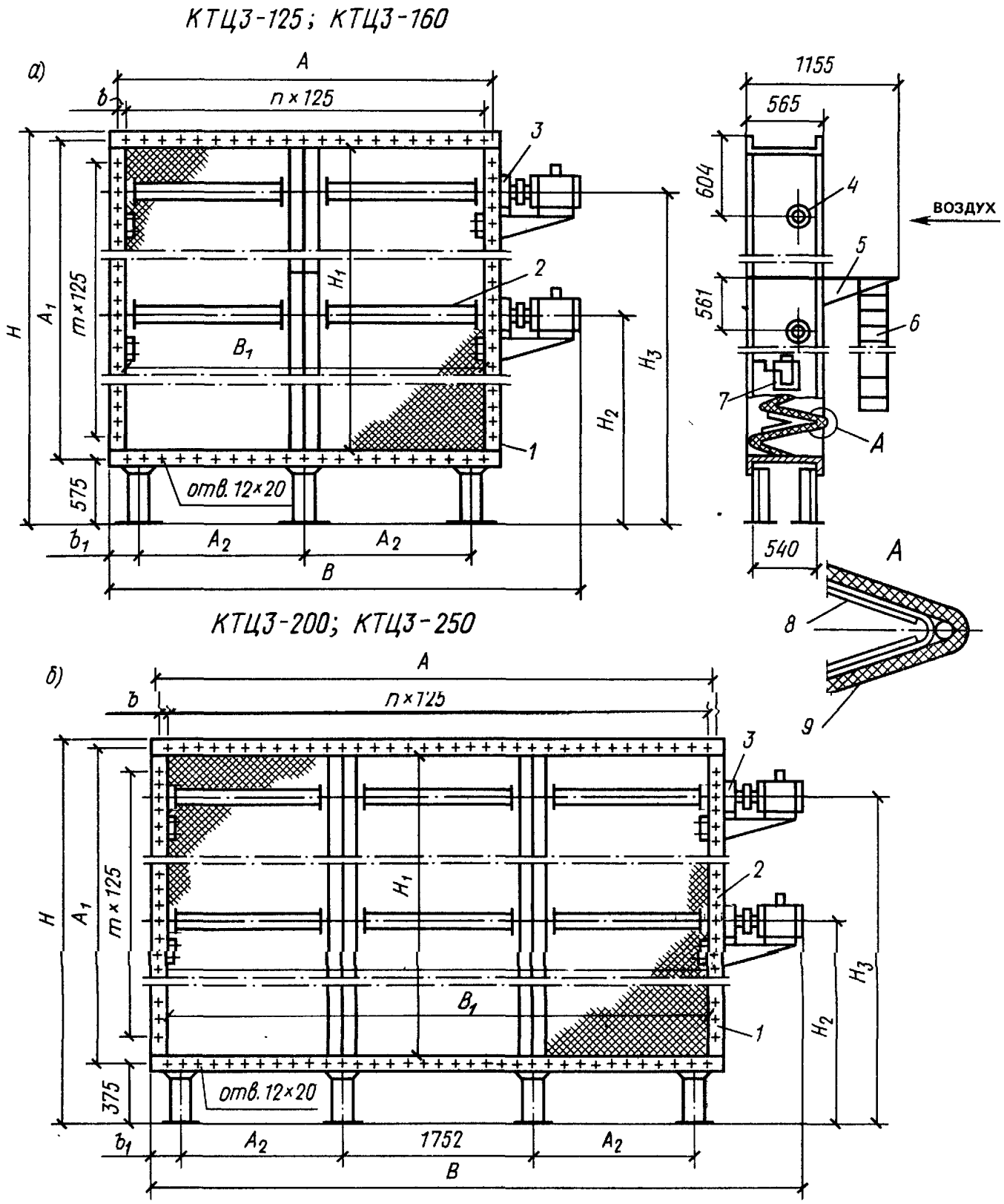


Рис. III.9. Фильтры воздушные ФР1-3

а – КТЦЗ-125; КТЦЗ-160; *б* – КТЦЗ-200; КТЦЗ-250; *1* – корпус; *2* – катушка; *3* – электропривод; *4* – отверстие для подсоединения пылевытяжной системы; *5* – площадка; *6* – лестница; *7* – мановакуумметр (на стенке со стороны обслуживания); *8* – неподвижная решетка; *9* – фильтрующий материал

Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра: номинальная – 10 000, максимальная – 12 500 м³/(ч·м²) (табл. III.14, III.15).

Фильтры воздушные ФР2-3 предназначены для очистки воздуха, поступающего в кондиционер, от атмосферной и волокнистой пыли при среднегодовой запыленности 1 мг/м³ и кратковременной запыленности до 10 мг/м³.

Эффективность очистки воздуха от минеральной пыли 88%, от волокнистой – 98%.

Удельная воздушная нагрузка на фронтальное сечение фильтра: номинальная – 10 000, максимальная – 12 500 м³/(ч·м²) (табл. III.15).

Фильтры воздушные ФС-3 (табл. III.16) предназначены для очистки воздуха от пыли в системах кондиционирования и приточной вентиляции при запыленности воздуха до 10 мг/м³.

Фильтры не предназначены для очистки воздуха от волокнистой пыли и для кондиционеров максимальной производительности.

Для смачивания фильтрующих сеток в качестве замасливателя применяются масла:

масло висциновое с температурой застывания минус 20 °С (ГОСТ 7611–75*);

масло индустриальное И-12А, И-20А с температурой застывания минус 30 °С (ГОСТ 20799–75*);

масло приборное МВП с температурой застывания минус 60 °С (ГОСТ 1805–76*).

ТАБЛИЦА III.14. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ФИЛЬТРОВ ВОЗДУШНЫХ ФР1-3 (РИС. III.9)

Индекс	Тип кондиционера	A	A_1	A_2	B	B_1	b	b_1	H	H_1	H_2	H_3	h	m
01.21134	КТЦЗ-10	876	1301	625	905	825	63	141,5	1750	1250	—	—	6	9
02.21134	КТЦЗ-20				1732									
03.21134	КТЦЗ-31,5	1703	2051		2300	1652			2640	2000	2332	—	13	15
04.21134	КТЦЗ-40		2551						3140	2500	2832	—		19
06.21134	КТЦЗ-63		2051	1250			39	242,5	2640	2000	2332	—		15
08.21134	КТЦЗ-80	3453	2551		4070	3402			3140	2500	2832	—	27	19
12.21134	КТЦЗ-125		4051						4640	4000	2332	4332		31
16.21134	КТЦЗ-160		5051						5640	5000	2832	5332		39
20.21134	КТЦЗ-200	5203	4051		5800	5152			4640	4000	2332	4332	41	31
25.21134	КТЦЗ-250		5051						5640	5000	2832	5332		39

ТАБЛИЦА III.15. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФИЛЬТРОВ ФР1-3 И ФР2-3

Индекс	Тип кондиционера	Фильтрующий материал						Прокладочное полотно			Количество панелей высотой, м			Масса, кг, не более
		размеры полотна, м		количество полотен для заправки, шт.		количество поставляемых полотен, шт.		размеры, м	количество полотен для заправки	количество поставляемых полотен				
		ФРНК-ПГ	ИФП-1	ФРНК-ПГ	ИФП-1	ФРНК-ПГ	ИФП-1				1,25	2	2,5	
Фильтры ФР1-3														
01.21134	КТЦЗ-10	0,865 × 7,5	0,83 × 7,5	1	1	4	8	—	—	—	1	—	—	115
02.21134	КТЦЗ-20	1,73 × 7,5	1,66 × 7,5	1	1	4	8	—	—	—	1	—	—	168
03.21134	КТЦЗ-31,5	1,73 × 12	1,66 × 12	1	1	4	8	—	—	—	—	1	—	276
04.21134	КТЦЗ-40	1,73 × 15	1,66 × 15	1	1	4	8	—	—	—	—	—	1	333
06.21134	КТЦЗ-63	1,73 × 12	1,66 × 12	2	2	8	16	—	—	—	—	2	—	536
08.21134	КТЦЗ-80	1,73 × 15	1,66 × 15	2	2	8	16	—	—	—	—	—	2	644
12.21134	КТЦЗ-125	1,73 × 12	1,66 × 12	4	4	16	32	—	—	—	—	4	—	1091
16.21134	КТЦЗ-160	1,73 × 15	1,66 × 15	4	4	16	32	—	—	—	—	—	4	1296
20.21134	КТЦЗ-200	1,73 × 12	1,66 × 12	6	6	24	48	—	—	—	—	6	—	1622
25.21134	КТЦЗ-250	1,73 × 15	1,66 × 15	6	6	24	48	—	—	—	—	—	6	1940
Фильтры ФР2-3														
01.21124	КТЦЗ-10	0,865 × 7,5	0,83 × 7,5	1	1	4	8	0,9 × 7,5	1	4	1	—	—	118
02.21124	КТЦЗ-20	1,73 × 7,5	1,66 × 7,5	1	1	4	8	1,8 × 7,5	1	4	1	—	—	173
03.21124	КТЦЗ-31,5	1,73 × 12	1,66 × 12	1	1	4	8	1,8 × 12	1	4	—	1	—	282
04.21124	КТЦЗ-40	1,73 × 15	1,66 × 15	1	1	4	8	1,8 × 15	1	4	—	—	1	340
06.21124	КТЦЗ-63	1,73 × 12	1,66 × 12	2	2	8	16	1,8 × 12	2	8	—	2	—	548
08.21124	КТЦЗ-80	1,73 × 15	1,66 × 15	2	2	8	16	1,8 × 15	2	8	—	—	2	569
12.21124	КТЦЗ-125	1,73 × 12	1,66 × 12	4	4	16	32	1,8 × 12	4	16	—	4	—	1113
16.21124	КТЦЗ-160	1,73 × 15	1,66 × 15	4	4	16	32	1,8 × 15	4	16	—	—	4	1325
20.21124	КТЦЗ-200	1,73 × 12	1,66 × 12	6	6	24	48	1,8 × 12	6	24	—	6	—	1652
25.21124	КТЦЗ-250	1,73 × 15	1,66 × 15	6	6	24	48	1,8 × 15	6	24	—	—	6	1977

Примечание. В фильтрах используется электродвигатель типа 4АА63А4 (мощность 0,25 кВт, частота вращения 1440 об/мин).

ТАБЛИЦА III.16. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФИЛЬТРОВ ФС-3

Индекс	Тип кондиционера	Пропускная способность по воздуху, тыс.м^3/ч	Удельная воздушная нагрузка, тыс.м^3/(ч·м^2)	Площадь фронтального сечения, м^2
01.20024	КТЦЗ-10	10	10	1,04
02.20024	КТЦЗ-20	20	10	2,07
03.20024	КТЦЗ-31,5	31,5	10,6	3,15
04.20024	КТЦЗ-40	40	10,6	3,94
06.20024	КТЦЗ-63	63	10,6	6,31
08.20024	КТЦЗ-80	80	10,6	7,88
12.20024	КТЦЗ-125	125	10,6	12,62
16.20024	КТЦЗ-160	160	10,6	16,76
20.20024	КТЦЗ-200	200	10,6	18,9
25.20024	КТЦЗ-250	250	10,6	23,64

Продолжение табл. III.16

Объем бака до рабочего уровня масла, м^3	Скорость движения по ходу воздуха фильтрующих сеток, см/мин		Электродвигатель			Масса (без замасливателя), кг
	первой	второй	тип	мощность, кВт	частота вращения, об/мин	
0,1						255
0,145	13 ± 10	5,6 ± 0,5	4АА63А4	0,25	1440	340
0,27						650
0,27						700
0,42						1030
0,42	16 ± 1	7 ± 0,5	АИР80А4	1,1	1400	1120
0,42						1400
0,42						1590
0,57						2090
0,57						2300

Примечание. Аэродинамическое сопротивление фильтров 100 Па; эффективность очистки воздуха 80%.

III.8. УСТАНОВКА РЕГЕНЕРАЦИОННАЯ УР-1-02А

Установка УР-1-02А (рис. III.10) предназначена для восстановления фильтрующих свойств объемных нетканых фильтровальных материалов марки ФРНК-ПГ и ИФП-1 способом отмывки в воде и последующей сушки подогретым воздухом с целью их повторного использования.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА УСТАНОВКИ УР-1-02А

Производительность регенерации фильтрующего материала, м/ч	3,9
Давление воды перед форсунками, Па (кгс/см^2)	$(6{,}86 - 9{,}8)10^4$ (0,7 – 1)
Расход воды на регенерацию 1 м^2 фильтрующего материала, м^3	0,6
Температура воздуха для сушки материала, °С	40–45
Установочная мощность, кВт	
вентагрегата	5,5
электропривода	1,1
Тип и номер вентилятора	ВЦ4-75.6,3; 01 41214
Производительность вентагрегата, м^3/ч	10000
Тип электродвигателя привода катушки и промывателя	АИР80А4
Воздухонагреватель	01 11214
Масса, кг	950

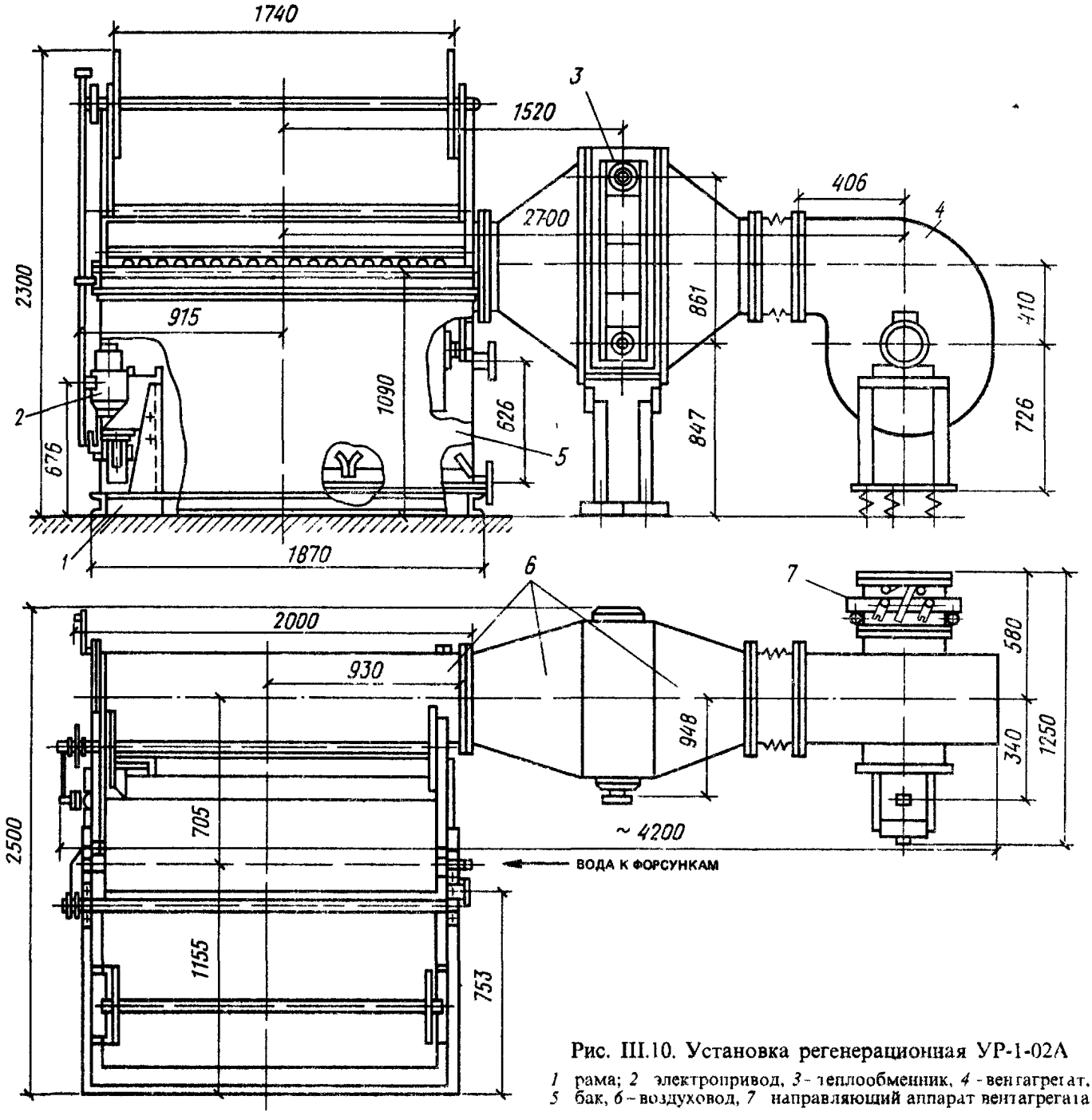


Рис. III.10. Установка регенерационная УР-1-02А

1 рама; *2* электропривод, *3* теплообменник, *4* вентагрегат, *5* бак, *6* – воздуховод, *7* направляющий аппарат вентагрегата

III.9. КАМЕРА ОБСЛУЖИВАНИЯ КО-3

Камеры КО-3 предназначены для формирования воздушного потока и обслуживания соседнего оборудования в кондиционере. В дне камеры имеется сливной патрубок для отвода конденсата, образующегося в приемных блоках при поступлении холодного воздуха в кондиционер, или отвода влаги, попадающей в камеру обслуживания из соседнего оборудования (камеры орошения блока тепломассообмена или блока теплоутилизации) (табл. III.17).

ТАБЛИЦА III.17. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ КАМЕР ОБСЛУЖИВАНИЯ КО-3

Индекс	Тип кондиционера	Масса, кг, не более
01.50004	КТЦ3-10	53
02.50004	КТЦ3-20	67
03.50004	КТЦ3-31,5	78
04.50004	КТЦ3-40	85
06.50004	КТЦ3-63	106
08.50004	КТЦ3-80	114
12.50004	КТЦ3-125	140
16.50004	КТЦ3-160	150
20.50004	КТЦ3-200	160
25.50004	КТЦ3-250	170

III.10. КАМЕРЫ ВОЗДУШНЫЕ КВ 0,5-3 И КВ 1-3

Воздушные камеры предназначены для смешения воздушных потоков и обслуживания соседнего оборудования. Камеры воздушные шириной 505 мм обозначаются КВ 0,5-3, шириной 1080 мм КВ 1-3.

Камеры воздушные поставляются в разобранном виде и собираются на месте монтажа (табл. III.18).

ТАБЛИЦА III.18. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ВОЗДУШНЫХ КАМЕР КВ

Условное обозначение	Индекс	Тип кондиционера	Масса, кг, не более
КВ 0,5-3	01.52104	КТЦ3-10	53
	02.52104	КТЦ3-20	65
	03.52104	КТЦ3-31,5	76
	06.52104	КТЦ3-63	100
	08.52104	КТЦ3-160	151
	25.52104	КТЦ3-250	166
КВ1-3	04.52204	КТЦ3-40	133
	08.52204	КТЦ3-80	167
	12.52204	КТЦ3-125	215
	16.52204	КТЦ3-160	240
	20.52204	КТЦ3-200	253
	25.52204	КТЦ3-250	265

III.11. КЛАПАНЫ ВОЗДУШНЫЕ

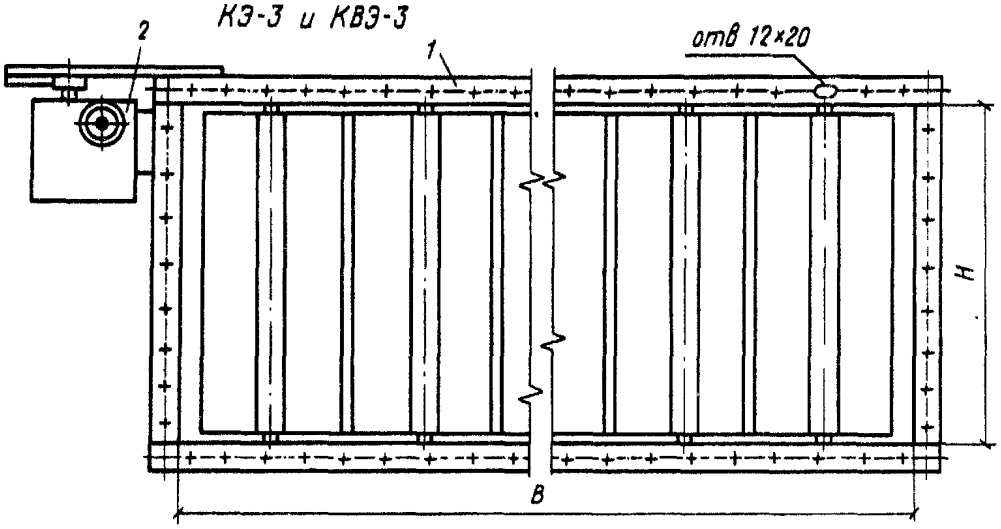
Клапаны воздушные (рис. III.11) предназначены для регулирования объемов наружного и рециркуляционного воздуха, поступающего в кондиционер, а также регулирования количества воздуха, проходящего через воздухонагреватели.

Клапаны воздушные любого типоразмера могут применяться во всех кондиционерах, но при этом воздушная нагрузка на фронтальное сечение клапана не должна превышать 25 тыс. м³ (ч·м²). При этой нагрузке аэродинамическое сопротивление открытого клапана равно 25 Па.

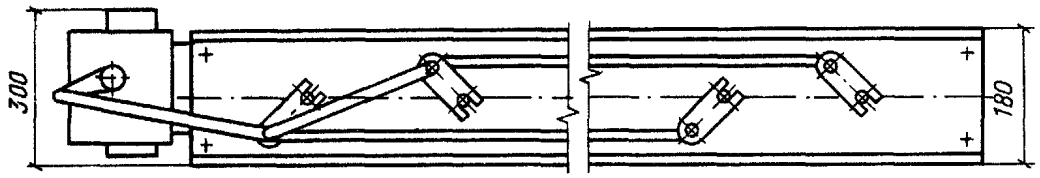
Клапаны воздушные типа КВР могут быть установлены (при необходимости) в воздушных камерах.

Клапаны воздушные комплектуются электрическими, пневматическими или ручными приводами (табл. III.19).

КЭ-3 и КВЭ-3



КЭ-3 КТЦЗ-10 ÷ КТЦЗ-160
КВЭ-3 КТЦЗ-31,5 ÷ КТЦЗ-160;



КТЦЗ-200; КТЦЗ-250

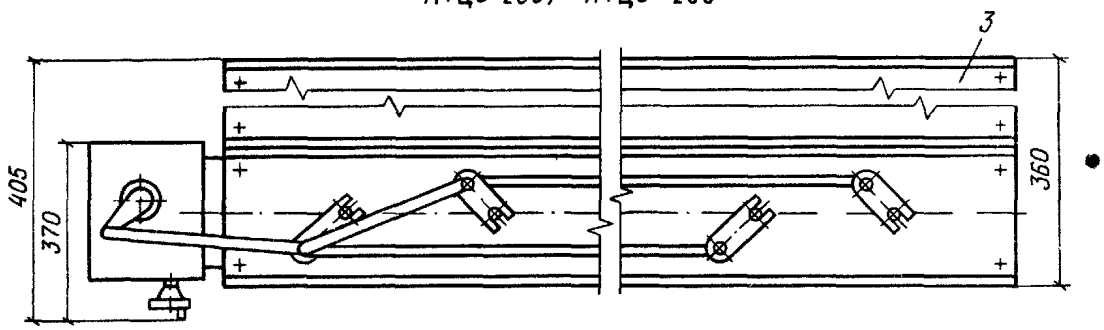


Рис. III.11. Клапаны воздушные КЭ-3 и КВЭ-3

1 - корпус с лопатками; *2* - электропривод, *3* вставка только для КВЭ-3

ТАБЛИЦА III.19. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛАПАНОВ ВОЗДУШНЫХ

Обозначение	Индекс	Тип кондиционера	Привод		Количество лопаток, шт.	Площадь фронтального сечения, $м^2$	*B*	*H*	Масса, кг, не более
			тип	количество			мм		
Клапаны воздушные									
КЭ 0,5-3	01.33304	КТЦ3-10	МЭО-40/63-0,25-82	1	3	0,42	844	503	48
	03.33304	КТЦ3-20 ÷ КТЦ3-40			6	0,84	1671		75
КЭ 1-3	03.34304	КТЦ3-31,5; КТЦ3-40				1,68		1003	101
КЭ 0,5-3	06.33304	КТЦ3-63 ÷ КТЦ3-160			12	1,7	3421	503	138
КЭ 1-3	06.34304					3,4		1003	190
КЭ 0,5-3	20.33304	КТЦ3-200; КТЦ3-250	МЭО-250/63-0,25-84	1	18	2,6	5171	503	220
КЭ 1-3	20.34304					5,2		1003	300
КП 0,5-3	01.33204	КТЦ3-10	МИМ-К250-111-153061	1	3	0,42	844	503	60
	03.33204	КТЦ3-20 ÷ КТЦ3-40			6	0,84	1671		87
КП 1-3	03.34304	КТЦ3-31,5; КТЦ3-40				1,68		1003	113
КП 0,5-3	06.33204	КТЦ3-63 ÷			12	1,7	3421	503	150
КП 1-3	06.34204	КТЦ3-160				3,4		1003	202
КП 0,5-3	20.33204	КТЦ3-200;		2	18	2,6	5171	503	235
КП 1-3	20.34204	КТЦ3-250				5,2		1003	315
Клапаны воздушные для обвода воздухонагревателей									
КВЭ 0,25-3	01.32314	КТЦ3-10	МЭО-40/63-0,25-82	1	1	0,21	828	—	33
	02.32314	КТЦ3-20				0,42	1655		46
КВЭ 0,5-3	03.33314	КТЦ3-31,5; КТЦ3-40			6	0,84	1671	503	75
	06.33314	КТЦ3-63; КТЦ3-80			12	1,7	3421		138
КВЭ 1-3	12.34314	КТЦ3-125; КТЦ3-160				3,4		1003	190
	20.34314	КТЦ3-200; КТЦ3-250	МЭО-250/63-0,25-84		18	5,2	5171		350

Продолжение табл III.19

Обозначение	Индекс	Тип кондиционера	Привод		Количество лопаток, шт	Площадь фронтального сечения, м²	B	H	Масса, кг, не более
			тип	количество			мм		
КВП 0,25-3	01.32214	КТЦЗ-10	МИМ-К250-111-153061	1	1	0,21	828	—	45
	02.32214	КТЦЗ-20				0,42	1655		58
КВП 0,5-3	03.33214	КТЦЗ-31,5; КТЦЗ-40			6	0,84	1671	503	87
	06.33214	КТЦЗ-63; КТЦЗ-80			12	1,7	3421		150
КВП 1-3	12.34214	КТЦЗ-125; КТЦЗ-160				3,4		1003	202
	20.34214	КТЦЗ-200; КТЦЗ-250		2	18	5,2	5171		365
КВР 0,25-3	01.32114	КТЦЗ-10	Ручной	1	1	0,21	828	—	20
	02.32114	КТЦЗ-20				0,42	1655		34
КВР 0,5-3	03.33114	КТЦЗ-31,5; КТЦЗ-40			6	0,84	1671	503	71
	06.33114	КТЦЗ-63; КТЦЗ-80			12	1,7	3421		135
КВР 1-3	12.34114	КТЦЗ-125; КТЦЗ-160				3,4		1003	185
	20.34114	КТЦЗ-200; КТЦЗ-250			18	5,2	5171		330

III.12. БЛОКИ ПРИЕМНЫЕ

Блоки приемные предназначены для приема, регулирования, смешения и распределения по живому сечению объема наружного и рециркуляционного воздуха, поступающего в кондиционер.

Изготовляют блоки двух типов, прямоточные и смесительные.

По типу привода возушных клапанов

блоки поставляются: прямоточные с электроприводом БПЭ-3, прямоточные с пневмоприводом БПП-3, смесительные с электроприводом БСЭ-3, смесительные с пневмоприводом БСП-3.

Аэродинамическое сопротивление приемных блоков при номинальной производительности кондиционера не более 70 Па (табл. III.20).

ТАБЛИЦА III.20. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ПРИЕМНЫХ БЛОКОВ

Тип блока	Индекс	Тип кондиционера	Масса, кг, не более
БПЭ-3	01.51134	КТЦ3-10	165
	02.51134	КТЦ3-20	230
	03.51134	КТЦ3-31,5	300
	04.51134	КТЦ3-40	325
	06.51134	КТЦ3-63	525
	08.51134	КТЦ3-80	570
	12.51134	КТЦ3-125	1060
	16.51134	КТЦ3-160	1205
	20.51134	КТЦ3-200	1445
	25.51134	КТЦ3-250	1670
ЬПП-3	01.51124	КТЦ3-10	175
	02.51124	КТЦ3-20	240
	03.51124	КТЦ3-31,5	310
	04.51124	КТЦ3-40	335
	06.51124	КТЦ3-63	535
	08.51124	КТЦ3-80	580
	12.51124	КТЦ3-125	1070
	16.51124	КТЦ3-160	1215
	20.51124	КТЦ3-200	1500
	25.51124	КТЦ3-250	1725
БСЭ1-3	01.51234	КТЦ3-10	205
	02.51234	КТЦ3-20	305
	03.51234	КТЦ3-31,5	370
	04.51234	КТЦ3-40	505
	06.51234	КТЦ3-63	660
	08.51234	КТЦ3-80	855
	12.51234	КТЦ3-125	1230
	16.51234	КТЦ3-160	1700
	20.51234	КТЦ3-200	1680
	25.51234	КТЦ3-250	2370
БСЭ2-3	06.51334	КТЦ3-63	870
	08.51334	КТЦ3-80	950
	12.51334	КТЦ3-125	1605
	16.51334	КТЦ3-160	2095
	20.51334	КТЦ3-200	2275
	25.51334	КТЦ3-250	2885
БСЭ3-3	04.51434	КТЦ3-40	570
	08.51434	КТЦ3-80	1000
	12.51434	КТЦ3-125	1600
	20.51434	КТЦ3-200	2190

Продолжение табл. III.20

Тип блока	Индекс	Тип кондиционера	Масса, кг, не более
БСП1-3	01.51224	КТЦ3-10	230
	02.51224	КТЦ3-20	330
	03.51224	КТЦ3-31,5	395
	04.51224	КТЦ3-40	530
	06.51224	КТЦ3-63	685
	08.51224	КТЦ3-80	880
	12.51224	КТЦ3-125	1250
	16.51224	КТЦ3-160	1690
	20.51224	КТЦ3-200	1750
	25.51224	КТЦ3-250	2455
БСП2-3	06.51324	КТЦ3-63	895
	08.51324	КТЦ3-80	975
	12.51324	КТЦ3-125	1625
	16.51324	КТЦ3-160	2110
	20.51324	КТЦ3-200	2345
	25.51324	КТЦ3-250	2995

III.13. БЛОКИ ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ

Блоки присоединительные обеспечивают вход обработанного в кондиционере воздуха в вентиляторные агрегаты. Выпускаются блоки присоединительные вентагрегатов одностороннего всасывания БП1-3 и двустороннего всасывания БП2-3.

III.14. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ АГРЕГАТЫ

Вентиляторные агрегаты предназначены для перемещения воздуха в центральных кондиционерах и подачи его к местам потребления. Во всех кондиционерах применяются вентагрегаты радиальные.

В кондиционере КТЦ3-10 применяется вентагрегат одностороннего всасывания по первой схеме исполнения (рис. III.12, *а*), КТЦ3-20, КТЦ3-31,5 – КТЦ3-125 вентагрегаты одностороннего всасывания по шестой схеме (рис. III.12, *б*), в КТЦ3-160, КТЦ3-200 КТЦ3-250 – вентагрегаты двухстороннего всасывания по седьмой схеме (рис. III.12, *в*).

Технические характеристики и основные размеры вентиляторных агрегатов приведены в табл. III.21 – III.22.

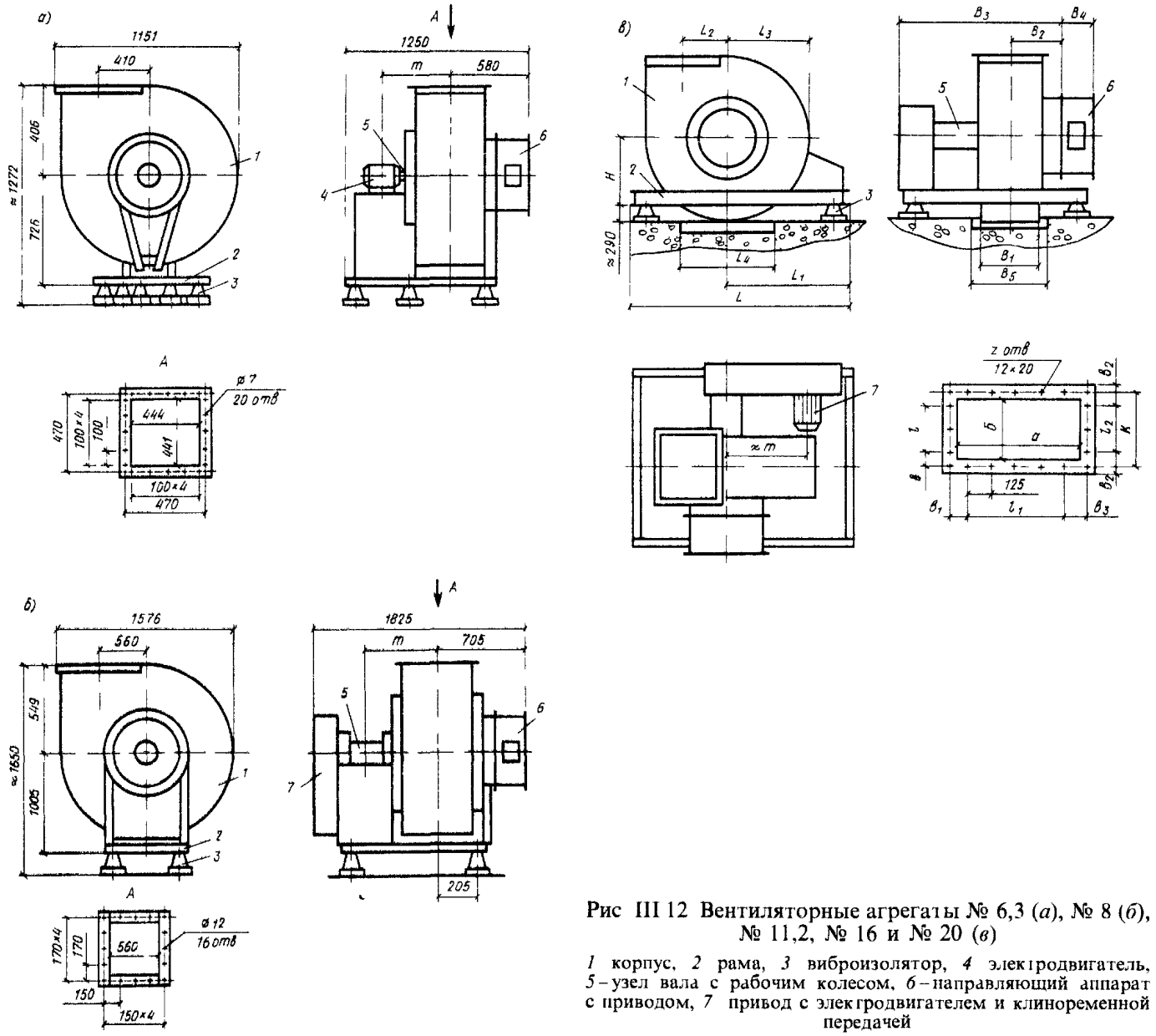


Рис III 12 Вентиляторные агрегаты № 6,3 (*а*), № 8 (*б*), № 11,2, № 16 и № 20 (*в*)

1 корпус, *2* рама, *3* виброизолятор, *4* электродвигатель, *5* – узел вала с рабочим колесом, *6* – направляющий аппарат с приводом, *7* привод с электродвигателем и клиноременной передачей

ТАБЛИЦА III.21. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ВЕНТИЛЯТОРНЫХ АГРЕГАТОВ № 11,2, 16; 20, 16/2, 20/2 (СМ. РИС. III.12, *а*)

Номер вентиляторного агрегата	*H*	*L*	L_1	L_2	L_3	L_4	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	*a*
11,2	780	3240	1965	728	860	1200	784	475	1600	250	950	784
16	1055	3744	1834	1040	1253	2300	1240	640	2590	310	1270	1120
20	1280	4030	1632	1400	1666	3200	1520	795	3185	325	1550	1600
16/2	1115	3540	3356	1010	1335	2300	2375	–	—	—	2400	1505
20/2	1430	6986	3516	1200	1670	3200	2935	—	—	—	2980	2005

Продолжение табл. III.21

Номер вентиляторного агрегата	*б*	*в*	$в_1$	$в_2$	$в_3$	*l*	l_1	l_2	*k*	*m*	$\bar{z}$, шт
11,2	784	42	42	42	42	750	750	750	834	1315	28
16	1120	32	98	157	92	1125	1000	875	1190	1160	36
20	1400	48	101	110	73	1375	1500	1250	1470	950	49
16/2	2240	—	—	—	—	—	—	—	—	2600	—
20/2	2990	—	—	—	—	—	—		—	2810	—

ТАБЛИЦА III 22. ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВЕНТИЛЯТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Индекс вентагрегата с приводом направляющего аппарата		Тип кондиционера	Полное давление P, кПа		Производительность $Q \cdot 10^3$, м³/ч	Частота вращения, об/мин	Электродвигатель		m, мм	Количество виброизоляторов	Масса вращающихся частей (без ротора), кг	Масса, кг, не более
ручным	электрическим		условное	расчетное			тип	мощность N, кВт				
01.41214	01.41234	КТЦЗ-10	08	1 / 0,8	10 / 12,5	1440	4А112М4	5,5	335	7	30	235
01.41314	01.41334		1,2	1,2 / 1,1	10 / 12,5	1440	4А132S4	7,5				260
01.41514	01.41534		1,8	1,8 / 1,6	10 / 12,5	1440	4А132М4	11				270
02.41214	02.41234	КТЦЗ-20	0,8	0,94 / 0,67	20 / 25	1030	4А132S4	7,5	535	4	120	620
02.41314	02.41334		1,2	1,16 / 0,92	20 / 25	1140	4А132М4	11				655
02.41414	02.41434		1,6	1,6 / 1,4	20 / 25	1270	4А160S4	15				695
02.41514	02.41534		1,8	2,07 / 1,83	20 / 25	1420	4А180S4	22		6		785

03.41214	03.41234		0,8	0,8	31,5	665	4A160S6	11				1062
03.41314	03.41334		1,2	1,2	31,5	775	4A180M6	18,5		4		1129
03.41414	03.41434	КТЦЗ-31,5	1,6	1,5 1,3	31,5 40	845	4A200M6	22	320		230	1213
03.41514	03.41534		1,8	1,8 1,66	31,5 40	925	4A200L6	30		5		1284
04.41214	04.41234		0,8	0,8	40	730	4A160M6	15				1093
04.41314	04.41334		1,2	1,2	40	825	4A200M6	22		4		1219
04.41414	04.41434	КТЦЗ-40	1,6	1,6 1,25	40 50	910	4A200L6	30	320		230	1285
04.41514	04.41534		1,8	1,9 1,59	40 50	970	4A225M6	37		5		1336
06.41214	06.41234		0,8	0,8	63	465	4A200M6	22				2401
06.41314	06.41334		1,2	1,2	63	540	4A200L6	30	440	4	545	2371
06.41414	06.41434	КТЦЗ-63	1,6	1,5 1,34	63 80	595	4A250S6	45				2666
06.41514	06.41534		1,8	1,8 1,65	63 80	645	4A250M6	55				2783

Продолжение табл. III.22

Индекс вентагрегата с приводом направляющего аппарата		Тип кондиционера	Полное давление P, кПа		Производительность $Q \cdot 10^3$, м³/ч	Частота вращения, об/мин	Электродвигатель		m, мм	Количество виброизоляторов	Масса вращающихся частей (без ротора), кг	Масса, кг, не более
ручным	электрическим		условное	расчетное			тип	мощность N, кВт				
08.41214	08.41234	КТЦЗ-80	0,8	0,8	80	505	4А200L6	30	440	4	545	2459
08.41314	08.41334		1,2	1,2	80	575	4А250S6	45				2665
08.41414	08.41434		1,6	1,6	80	635	4А250М6	55				2713
				1,29	100							
08.41514	08.41534		1,8	1,88	80	675	4А280S6	75				2995
				1,57	100							
12.41214	12.41234	КТЦЗ-125	0,8	0,8	125	410	4А250S6	45	330	6	915	3685
12.41314	12.41334		1,2	1,2	125	465	4А250М6	55				3737
12.41414	12.41434		1,6	1,6	125	515	4А280S6	75				4137
				1,19	160							
12.41514	12.41534		1,8	1,93	125	550	4А315S6	110	380		970	4250
				1,53	160							
—	16.42234	КТЦЗ-160	0,8	0,8	160	540	4А250М6	55	360	7	1120	5000
—	16.42334		1,2	1,2	160	605	4А280S6	75	390			5230

—	16.42434	КТЦЗ-160	1,6	1,6 / 1,17	160 / 200	665	4А315S6	110	1610	7	1120	6200
–	16.42534		1,8	2 / 1,55	160 / 200	715	4А315М6	132	1640			6300
—	20.42234	КТЦЗ-200	0,8	0,8	200	395	4А280S6	75	390	10	1120	7350
	20.42334		1,2	1,2	200	450	4А315S6	110	1610			7530
	20.42434		1,6	1,6 / 1,34	200 / 250	505	4А315М6	132	1640			7550
	20.42534		1,8	1,8 / 1,56	200 / 250	525	А03-400М-10	160	1760		1730	8900
-	25.42234	КТЦЗ-250	0,8	0,8	250	435	4А315S6	110	1610	10	1730	7550
—	25.42334		1.2	1,2	250	485	4А315М6	132	1640			7580
—	25.42434		1,6	1,7 / 1,23	250 / 315	540	А03-400М-10	160	1760			8900
—	25.42534		1,8	2 / 1,55	250 / 315	575	А03-400S-8	200	1760		2030	8500

III.15. КОНДИЦИОНЕРЫ МЕСТНЫЕ НЕАВТОНОМНЫЕ ТИПА КНБ

Кондиционеры КНБ (рис. III.13, табл. III.23) предназначены для круглогодичного технологического и комфортного кондиционирования в помещениях производственных и общественных зданий. Кондиционеры могут применяться в системах кондиционирования с тепло- и холодоснабжением от центральных источников (ТЭЦ, центральная котельная, центральная холодильная станция, артезианская скважина). Предельные значения температуры наружного воздуха, обрабатываемого в кондиционере, от 40 до минус 45°С и ниже.

Кондиционеры оснащены электрической системой регулирования и обеспечивают автоматическое поддержание температуры воздуха в помещении с точностью ± 1°С и относительной влажности в помещении с точностью $\pm 7\%$.

Пример условного обозначения КНБ-6,3-01.

КНБ – кондиционер неавтономный, имеющий запас полного давления на выходе, обеспечивающий поддержание заданной температуры и влажности воздуха и очистку его от пыли.

6,3 – производительность по воздуху, тыс. $м^3/ч$;

0,1 – модификация

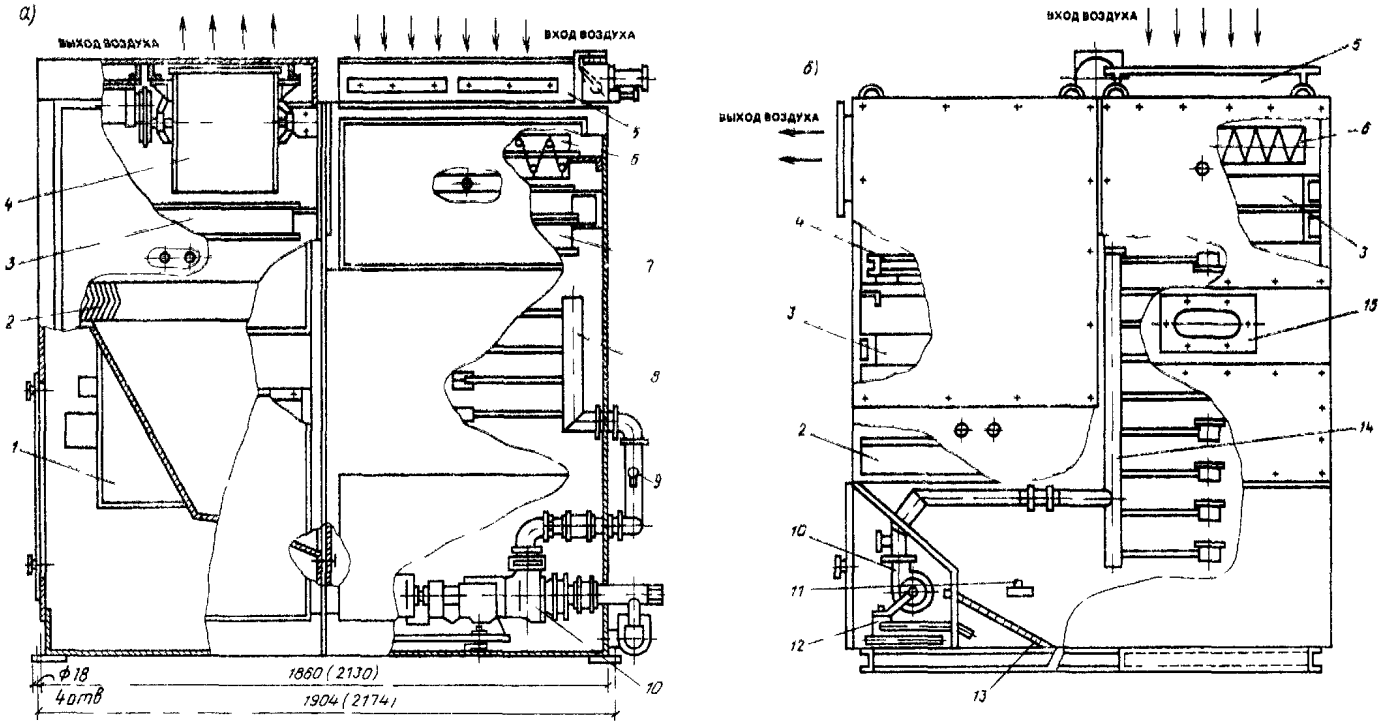


Рис. III.13 Кондиционеры КНБ-3,15-01 и КНБ-6,3-01 (*а*), КНБ-10-01 и КНБ-20-01 (*б*)

1 панель силовая, *2* сепаратор, *3* и *7* воздухонагреватели второго и первого подогрева, *4* – вентиляторный агрегат, *5* клапан воздушный, *6* фильтр воздушный, *8* коллектор, *9* – манометр, *10* – насос, *11* клапан поплавковый, *12* – клапан обратный, *13* фильтр водяной, *14* коллектор с форсунками, *15* – смотровое стекло

ТАБЛИЦА III.23. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДИЦИОНЕРОВ КНБ (РИС. III.13)

Показатель	КНБ-3,15-01	КНБ-6,3-01	КНБ-10-01	КНБ-20-01
Производительность по воздуху, $м^3/ч$	3150	6300	10 000	20 000
Производительность по холоду при начальной температуре воздуха 30 °С, относительной влажности 40%, начальной температуре холодоносителя 8 °С, кВт	21,5	43	67,5	135
Производительность по теплоте, кВт:				
первого подогрева при начальной температуре воздуха −30 °С, начальной температуре теплоносителя 130 °С	75	150	240	480
второго подогрева при начальной температуре воздуха 11 °С, начальной температуре теплоносителя 70 °С	12,5	25	40	80
Запас полного давления на выходе для воздушных каналов, Па	300	300	300	300
Эффективность очистки воздуха, %	92	92	92	92
Холодоноситель	Холодная вода			
Расход холодоносителя, кг/ч	7800	13 000	20 000	35 000
Рабочее давление холодоносителя перед форсунками, МПа, не более	0,25	0,25	0,25	0,25
Теплоноситель	Горячая вода			
Температура теплоносителя на входе, °С:				
первого подогрева	130	130	130	130
второго »	70	70	70	70
Рабочее давление теплоносителя, МПа, не более	1,18	1,18	1,18	1,18
Расход теплоносителя, кг/ч, не более:				
первого подогрева	1075	2150	3440	6880
второго »	360	720	1150	2300
Установочная мощность, кВт, в том числе:	2,29	4,54	7,74	15,44
вентилятора	0,75	3	5,5	11
насоса	1,5	1,5	2,2	4,4
исполнительного механизма	0,04	0,04	0,04	0,04
Потребляемая мощность при номинальной производительности по воздуху, кВт	2,4	4,4	7,9	14,7
Род тока	Переменный трехфазный			
Частота тока, Гц	50	50	50	50
Напряжение, В:				
в силовой сети	380	380	380	380
в цепи управления	220	220	220	220
Масса кондиционера, кг	720	870	1380	2080
Масса пульта управления, кг	20	20	20	20
Площадь теплообменной поверхности воздухонагревателя, $м^2$:				
первого подогрева	11,65	16,94	24,9	24,9
второго »	11,65	11,65	24,9	24,9

Продолжение табл. III.23

Показатель	КНБ-3,15-01	КНБ-6,3-01	КНБ-10-01	КНБ-20-01
Площадь фронтального сечения по воздуху одного воздухонагревателя, $м^2$:				
первого подогрева	0,485	0,7	1,05	1,05
второго »	0,485	0,485	1,05	1,05
Площадь живого сечения по теплоносителю одного воздухонагревателя, $м^2$:				
первого подогрева	0,000346	0,000693	0,000693	0,000693
второго »	0,000346	0,000346	0,000693	0,000693
Количество воздухонагревателей:				
первого подогрева	2	2	2	4
второго »	1	1	1	1
Расход теплоносителя, кг/ч:				
первого подогрева	1075	2150	3440	6880
второго »	360	720	1150	2300

Примечание. По требованию заказчика кондиционер на экспорт может изготовляться для работы от электросети трехфазного тока с частотой 50 Гц, напряжением 400, 415, 440 В и частотой 60 Гц, напряжением 380, 400, 415, 440 В.

Коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot °C)$

$$K = 24{,}36\ (v\rho)_{ф}^{0{,}494}\ w^{0{,}127}$$

где $(v\rho)_{ф}$ – массовая скорость воздуха в набегающем потоке (произведение скорости воздуха на его плотность во фронтальном сечении калориферов), $кг/(м^2 \cdot с)$; (w – скорость воды в теплопередающих трубках, м).

Аэродинамическое сопротивление одного воздухонагревателя, Па

$$\Delta P_{а} = 3{,}6(v\rho)_{ф}^{1{,}75}$$

Гидравлическое сопротивление в одном воздухонагревателе, Па

$$\Delta Pw = Bw^2,$$

где коэффициент B для каждого типоразмера принимается равным:

Типоразмер . . .	КНБ-3,15-01	КНБ-6,3-01	КНБ-10-01	КНБ-20-01
B	$3{,}6 \cdot 10^4$	$2{,}6 \cdot 10^4$	$2{,}39 \cdot 10^4$	$2{,}39 \cdot 10^4$

ТАБЛИЦА III.24. ОКТАВНЫЕ УРОВНИ ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ КОНДИЦИОНЕРОВ, дБ, И КОРРЕКТИРОВАННЫЕ УРОВНИ, дБ·А

Тип кондиционера	Октавные уровни звуковой мощности шума, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							Корректированные уровни, дБ·А
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
КНБ-3,15-01	84 / 87	81 / 85	82 / 85	79 / 85	76 / 79	69 / 76	62 / 72	83 / 88
КНБ-6,3-01	94 / 88	87 / 88	86 / 88	86 / 87	79 / 81	75 / 77	68 / 72	89 / 90
КНБ-10-01	95 / 90	93 / 91	91 / 89	91 / 91	86 / 87	79 / 81	73 / 76	94 / 94
КНБ-20-01	96 / 98	95 / 97	95 / 96	95 / 96	89 / 92	82 / 87	76 / 80	98 / 99

Примечание. В числителе указаны уровни звуковой мощности шума, излучаемого в воздуховод нагнетания, в знаменателе – шума, излучаемого вокруг кондиционера без присоединенных воздуховодов.

ТАБЛИЦА III.25. КОД ПО ОКП ДЛЯ ПОСТАВКИ КОНДИЦИОНЕРОВ

Тип кондиционера	Код по ОКП для поставки кондиционеров		
	для нужд народного хозяйства	на экспорт в страны с климатом	
		умеренным	тропическим
КНБ-3,15-01 УХЛ4	48 6221 3007	—	—
КНБ-3,15-01 УХЛ4	—	48 6221 3008	—
КНБ-3,15-01 Т4	—	—	48 6221 3009
КНБ-6,3-01 УХЛ4	48 6221 4007	—	—
КНБ-6,3-01 УХЛ4	—	48 6221 4008	—
КНБ-6,3-01 Т4	—	—	48 6221 4009
КНБ-10-01 УХЛ4	48 6221 5007	—	—
КНБ-10-01 УХЛ4	—	48 6221 5008	—
КНБ-10-01 Т4	—	—	48 6221 5009
КНБ-20-01 УХЛ4	48 6221 6001	—	—
КНБ-20-01 УХЛ4	—	48 6221 6002	—
КНБ-20-01 Т4	—	—	48 6221 6003

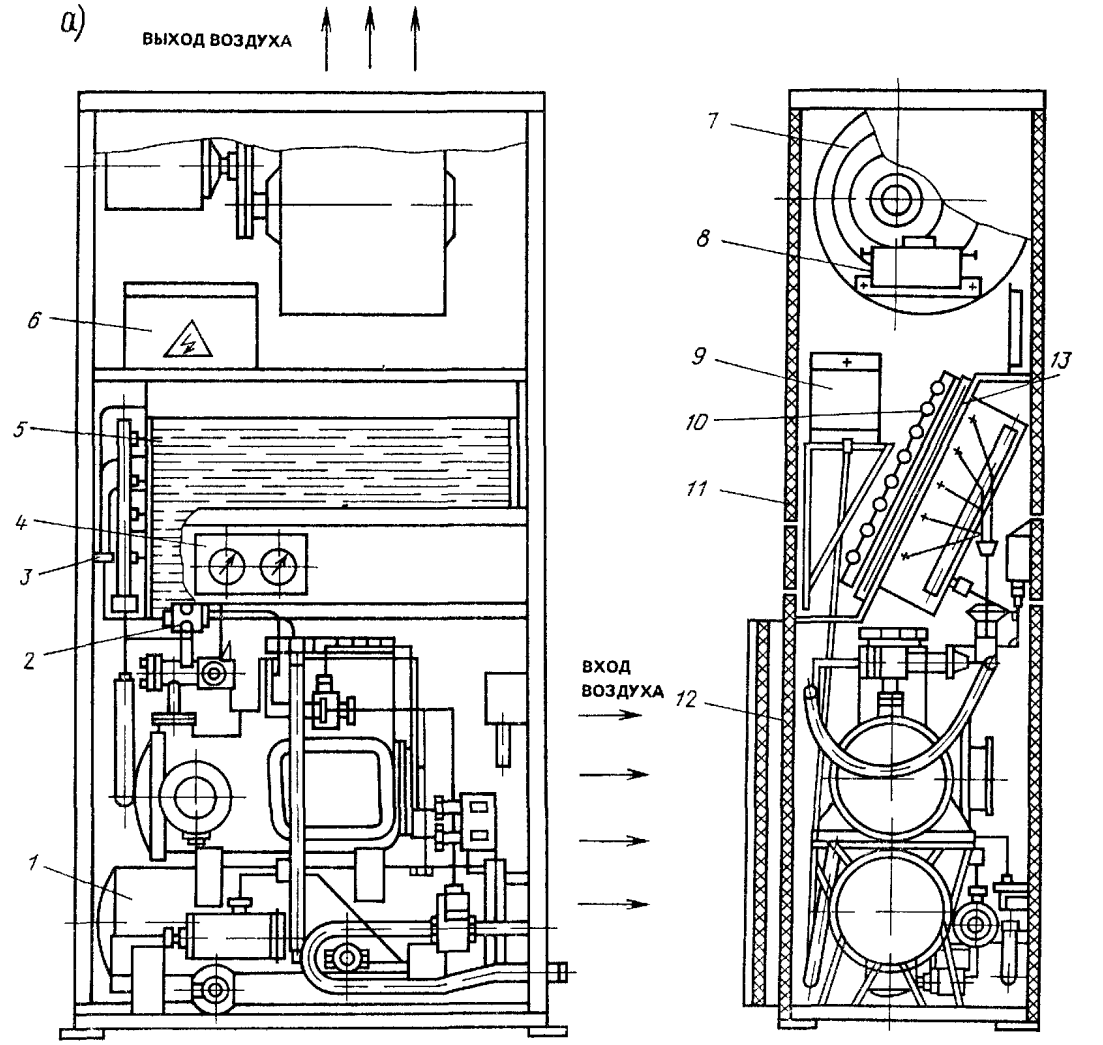
III.16. КОНДИЦИОНЕРЫ АВТОНОМНЫЕ ТИПА КПА1

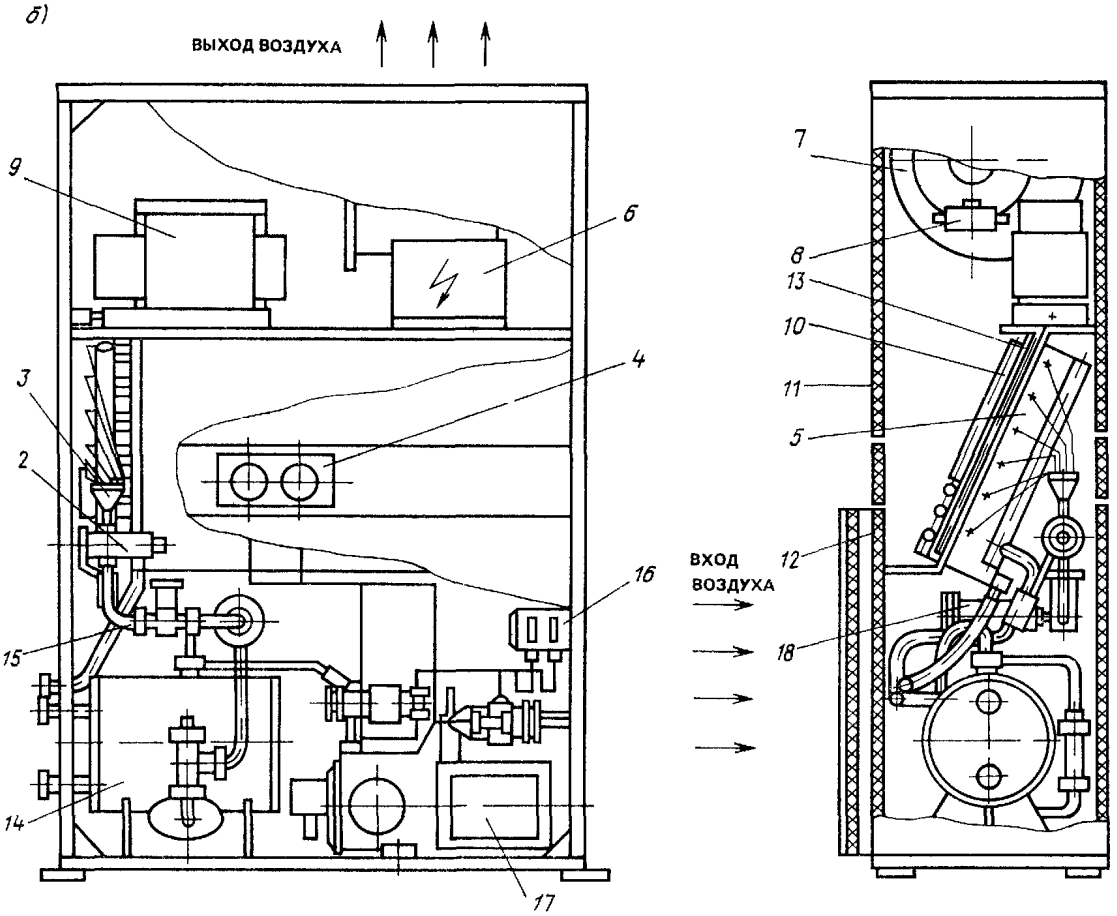
Кондиционеры автономные общего назначения КПА1 с водяным охлаждением конденсатора (рис. III.14, табл. III.26–III.27) предназначены для круглогодичного технологического и комфортного кондиционирования в помещениях производственных и общественных зданий. В кондиционерах осуществляются очистка воздуха от пыли, охлаждение, нагрев и увлажнение.

Кондиционеры обеспечивают в обслуживаемых помещениях автоматическое поддержание температуры от 18 до 28°С с точностью ±1°С и относительной влажности от 30 до 70% с точностью ±7%. Предельные значения температуры наружного воздуха при эксплуатации от 40 до минус 45°С.

Кондиционеры предназначены для эксплуатации в условиях умеренного климата (УХЛ), категория размещения 4 по ГОСТ 15150–69*. Кондиционеры изготовляют по ТУ 22–117–20–87.

Пример условного обозначения КПА1-4,4-01;
КПА – кондиционер промышленный автономный;
1 – с водяным охлаждением конденсатора;
4,4 – производительность по воздуху, тыс. $м^3/ч$;
0,1 – модификация


а)
ВЫХОД ВОЗДУХА
6
5
4
3
2
1
ВХОД ВОЗДУХА
7
8
9
10
11
12
13


б)
ВЫХОД ВОЗДУХА
9
6
4
3
2
15
16
14
17
ВХОД ВОЗДУХА
7
8
13
10
11
5
12
18

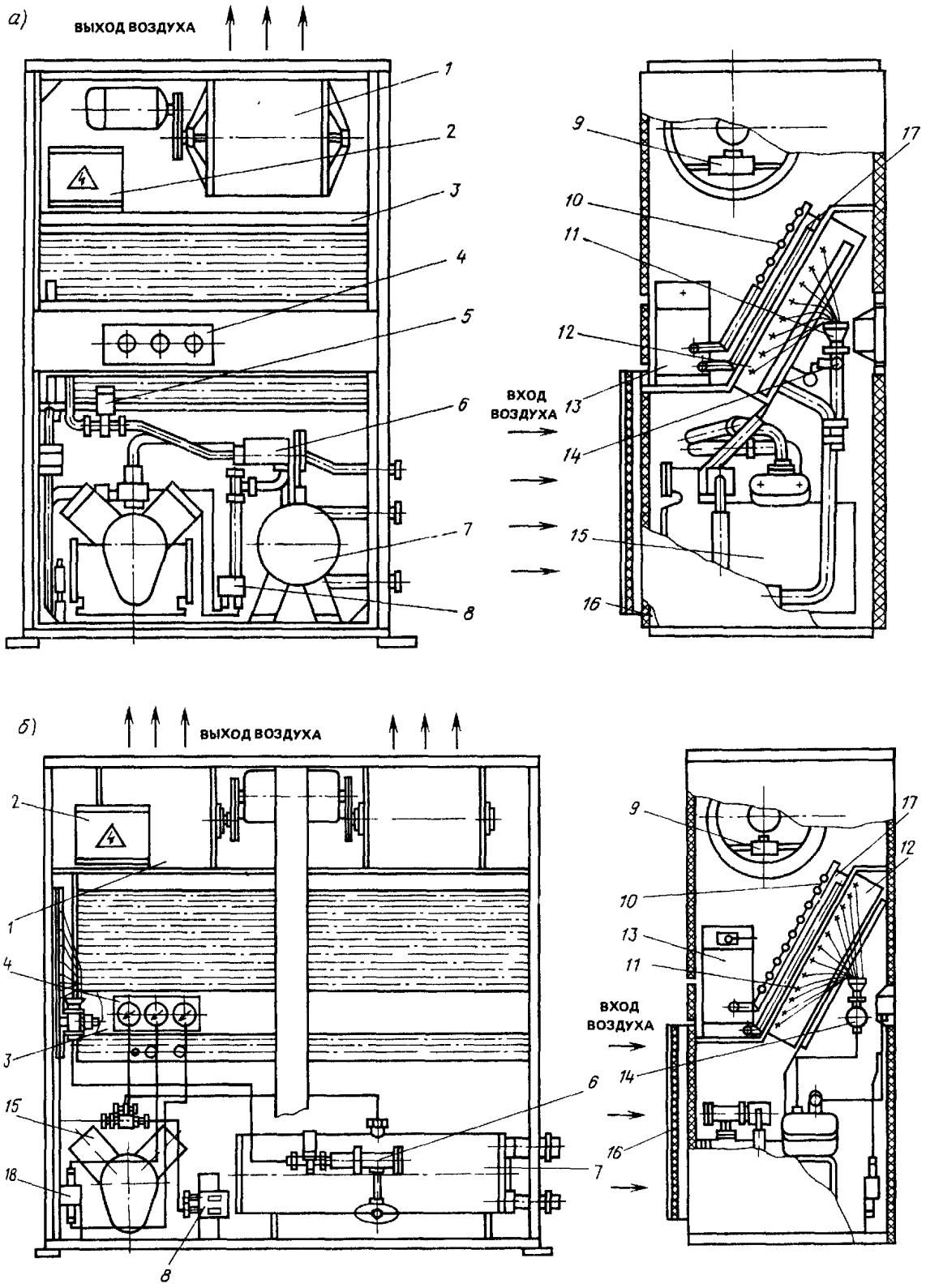


Рис. III.15. Кондиционеры КПА1-7-01 (*а*) и КПА1-11-01 (*б*)

1 – агрегат вентиляторный; *2* – клеммник; *3* - панель съемная; *4* - щиток приборов; *5* - вентиль мембранный; *6* – фильтр хладоновый; *7* – конденсатор; *8* – реле давления; *9* блокирующее устройство; *10* - воздухонагреватель электрический; *11* – распределитель хладона; *12* – воздухоохладитель; *13* – устройство увлажнительное; *14* вентиль терморегулирующий; *15* – компрессор; *16* фильтр воздушный; *17* – калорифер (поставляется по особому требованию заказчика); *18* – датчик реле разности давлений

←

Рис. III.14. Кондиционеры КПА1-2,2-01 (*а*) и КПА1-4,4-01 (*б*)

1 агрегат компрессорно-конденсаторный; *2* - вентиль терморегулирующий; *3* распределитель хладона; *4* – щиток приборный; *5* – воздухоохладитель; *6* клеммник; *7* – агрегат вентиляторный; *8* – блокирующее устройство; *9* - увлажнительное устройство; *10* - воздухонагреватель электрический; *11* – панель съемная; *12* фильтр воздушный; *13* – калорифер (поставляется по особому требованию заказчика); *14* – конденсатор; *15* вентиль электромагнитный; *16* - реле давления, *17* компрессор, *18* – фильтр хладоновый

ТАБЛИЦА III 26 ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДИЦИОНЕРОВ КПА1 (РИС III 14 И III 15)

Показатель	КПА1-2,2-01	КПА-4,4-01	КПА1-7,0-01	КПА1-11-01
Производительность по воздуху, $м^3/ч$	2200	4400	7000	11 000
Производительность по холоду при температуре входящего в кондиционер воздуха 27(±2)°С, относительной влажности 50(±5)% и температуре охлаждающей воды на входе 24(−2)°С кВт	11	22	32	51
Производительность по теплоте, кВт, не менее:				
с электрическим воздухонагревателем	6,3	12	15	24
с калорифером при температуре воды на входе $t_п = 130$ °С, $t_0 = 70$ °С	17	34	51	73
Производительность по влаге, кг/ч, не менее	2	4	8,5	10,9
Запас полного давления на выходе для воздушных каналов, Па, не менее	300	300	400	400
Эффективная мощность, кВт	34,5	68,5	98,8	149,2
Эффективность очистки воздуха, %, не менее	85	85	85	85
Холодильный агент	Хладон-12	Хладон-22	Хладон-22	Хладон-22
Максимально допустимая температура охлаждающей воды на входе, °С	29	29	29	29
Расход охлаждающей конденсатор воды, $м^3/ч$, не более	1.6	3,8	4,9	9
Установочная мощность, кВт				
компрессора	2,1	3,1	5	6,5
вентилятора	0,75	2,2	3	6
воздухонагревателя электрического	6,3	12	15	24
увлажнительного устройства	2	4	9	9
Потребляемая мощность при номинальной производительности по холоду, кВт, не более	3,9	7,9	11,4	18
Частота тока, Гц	50	50	50	50
Давление водопроводной воды перед поплавковым клапаном увлажнительного устройства, МПа ($кгс/см^2$)	0,05 – 0,6 (0,5 – 6)			
Допустимое давление воды, МПа ($кгс/см^2$), на входе:				
в конденсатор	0,6 (6)			
в воздухонагреватель	1,2 (12)			
Потеря давления по воде в конденсаторе, МПа ($кгс/см^2$)	0,1 (1)		0,15 (1,5)	
Напряжение, В:				
силовой цепи	380	380	380	380
цепи управления	220	220	220	220
Масса, кг:				
без калорифера	445	540	780	1120
с калорифером	470	570	820	1180
Код по ОКП	48 6222 4005	48 6222 6006	48 6222 8065	48 6222 8068

ТАБЛИЦА III 27 ОКТАВНЫЕ УРОВНИ ЗВУКОВОЙ МОЩНОСТИ КОНДИЦИОНЕРОВ, дБ, И КОРРЕКТИРОВАННЫЕ УРОВНИ, дБ А

Тип кондиционера	Октавные уровни, дБ, при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц							Корректированные уровни, дБ А
	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
КПА1-2,2-01	84	81	77	75	71	67	60	78
	—	—	—	—	—	—	—	—
	78	78	79	77	73	69	62	82
КПА1-3,5-04	84	81	78	82	76	71	64	84
	—	—	—	—	—	—	—	—
	80	78	79	82	78	71	64	85
КПА1-4,4-01	85	82	79	82	78	74	65	85
	—	—	—	—	—	—	—	—
	81	80	80	82	78	75	67	85
КПА1-7,0-01	94	87	86	88	79	75	68	90
	—	—	—	—	—	—	—	—
	88	83	85	89	79	75	70	91
КПА1-11-01	95	89	88	89	82	79	74	91
	—	—	—	—	—	—	—	—
	90	86	86	89	82	79	74	91

Примечание В числителе указаны уровни звуковой мощности шума, излучаемого в воздуховод нагнетания, в знаменателе – шума, излучаемого вокруг кондиционера без присоединенных воздуховодов

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНДИЦИОНЕРА КПА1-3,5-04 (РИС III 16)

Производительность по воздуху, $м^3/ч$	3500
Производительность по холоду при температуре входящего воздуха (41 ± 2)°С, относительной влажности (40 ± 5)% и температуре охлаждающей воды на входе (30 ± 1)°С, кВт	17,6
Производительность по теплоте, кВт, не менее	15
Производительность по влаге, кг/ч, не менее	4
Запас полного давления на выходе для воздушных каналов, Па, не, менее	300
Эффективная мощность, кВт	32,9
Эффективность очистки воздуха, %, не менее	85
Холодильный агент	хладон-12
Максимально допустимая температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С	40
Расход охлаждающей конденсатор воды, $м^3/ч$, не более	2,6
Установочная мощность, кВт	
вентилятора	2,2
компрессора	5
воздухонагревателя	15
увлажнительного устройства	4
Потребляемая мощность при номинальной производительности по холоду, кВт, не более	10
Частота тока, Гц	50
Напряжение, В	
силовой цепи	380
цепи управления	220
Масса, кг, не более	750
Код по ОКП	48 6222 5052

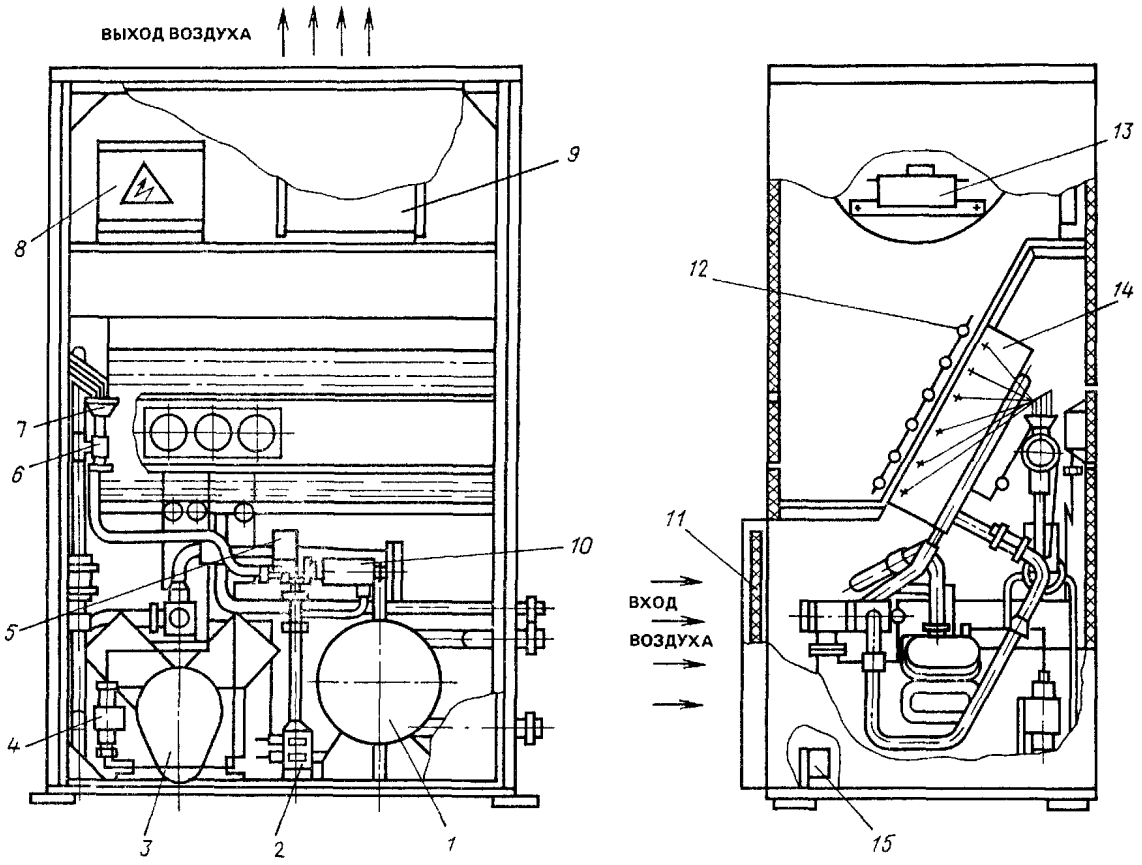


Рис. III.16. Кондиционер КПА1-3,5-04

1 конденсатор, *2* – реле давления, *3* – компрессор; *4* датчик-реле разности давления; *5* – вентиль электромагнитный, *6* – вентиль терморегулирующий, *7* – распределитель хладона, *8* – клеммник, *9* – агрегат вентиляторный, *10* – фильтр хладоновый; *11* фильтр воздушный, *12* – воздухонагреватель, *13* – блокирующее устройство, *14* – воздухоохладитель, *15* – термореле

III.17. КОНДИЦИОНЕРЫ АВТОНОМНЫЕ ТИПА КТА

Кондиционер КТА2-5-02 предназначен для круглогодичного технологического и комфортного кондиционирования в обслуживаемых помещениях путем охлаждения или подогрева, вентиляции и очистки от пыли. Может применяться в системах кондиционирования диспетчерских пунктов, постов управления, лабораторных помещений, вычислительных центров и т. п. Выпускается с приборами по автоматическому регулированию влажности воздуха.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНДИЦИОНЕРА КТА 2-5-02

Производительность по воздуху (номинальная), м³/ч	5000 – 5500 ± 10%
Холодопроизводительность номинальная (при температуре кипения хладона +6 °С, при температуре конденсации +55 °С, при относительной влажности воздуха 50%), кВт	24,36
Теплопроизводительность (при температуре воды на входе в воздухонагреватель +95 °С), кВт	36,54
Влагопроизводительность, кг/ч	6,45
Запас полного давления на выходе воздушных каналов, Па	400
Тип конденсатора	воздушный
Расход охлаждающей среды, м³/ч	11 600
Потребляемая мощность при номинальной производительности по холоду, кВт	12,5
Масса, кг, не более	1000

Кондиционер КТА 1-3,5-04 с водяным охлаждением конденсатора (рис. III.17) применяется на предприятиях металлургической промышленности для обслуживания постов управления прокатных станов, лабораторий, комнат отдыха при температуре окружающей среды до 60 °С.

В кондиционере осуществляются очистка воздуха от пыли, охлаждение, нагрев и увлажнение. Обеспечивает в обслуживаемых поме-

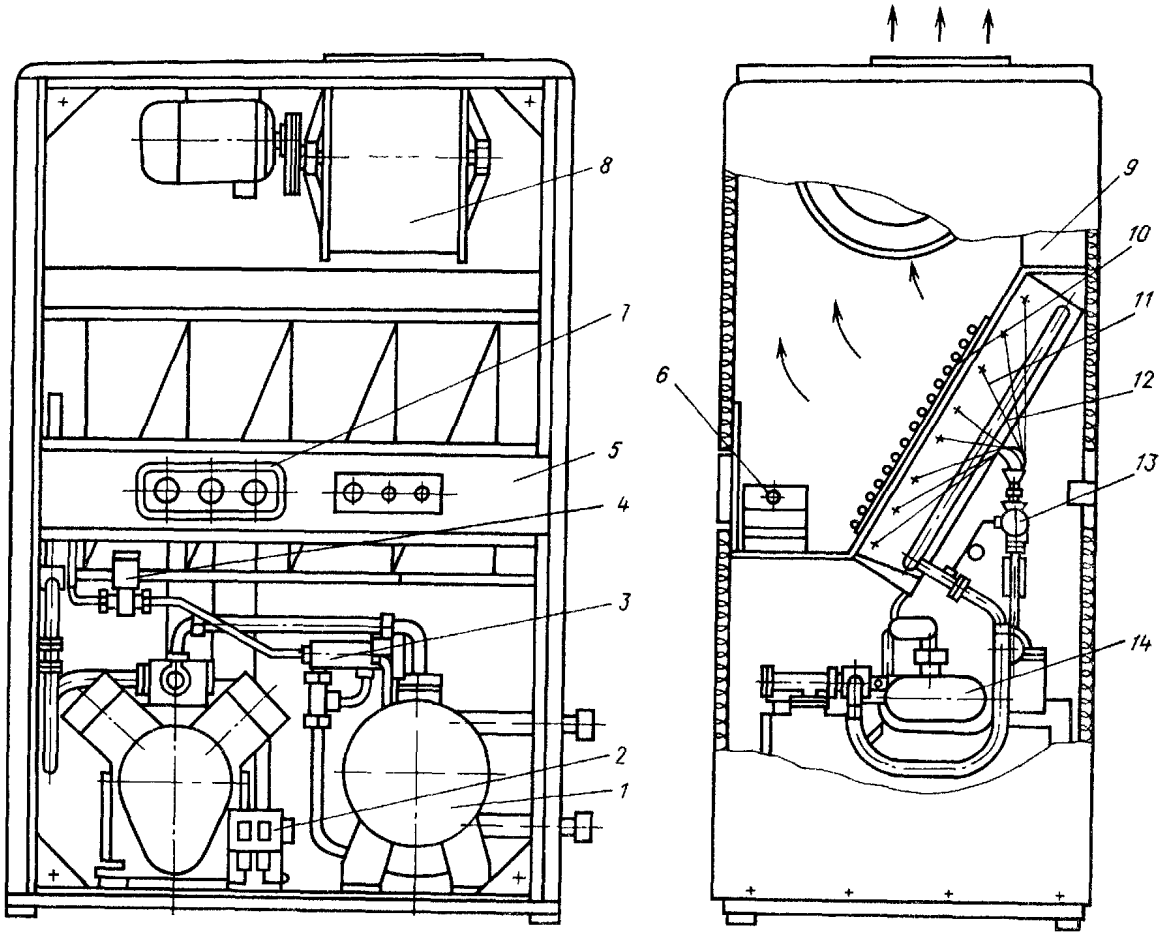


Рис. III.17. Кондиционер автономный КТА1-3,5-04

1 – конденсатор кожухотрубный; *2* щиток реле, *3* – фильтр хладоновый; *4* вентиль мембранный, *5* – панель управления; *6* устройство увлажнительное, *7* – щиток приборный, *8* агрегат вентиляторный, *9* щит управления, *10* – воздухонагреватель электрический, *11* воздухоохладитель, *12* – фильтр воздушный, *13* – вентиль терморегулирующий, *14* компрессор

щениях автоматическое поддержание температуры от 18 до 28 °С с точностью ±1 °С и относительной влажности 30–70% с точностью ±5 %.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНДИЦИОНЕРА КТА 1-3, 5-04

Производительность по воздуху, $м^3/ч$	3150
Производительность по холоду при температуре окружающего воздуха 41 ± 2 °С, относительной влажности 22%, Вт (ккал/ч)	14 500 (12 500)
Производительность по теплоте, Вт (ккал/ч), с электрическим воздухонагревателем	15 000 (12 900)
Запас полного давления на выходе для воздушных каналов, Па ($кгс/м^2$)	300 (30)
Эффективность очистки воздуха, %	85
Влагопроизводительность, кг/ч	2
Расход воды, охлаждающей конденсатор, $м^3/ч$	2,6
Максимально допустимая температура охлаждающей воды на входе, °С	40
Потребляемая мощность в режиме охлаждения с увлажнением (при номинальной производительности по холоду) кВт	12 (учтена потребляемая мощность вентилятора, компрессора увлажнителя и электрического водонагревателя
Масса, кг	800

Октавные уровни звуковой мощности, дБ, кондиционера КТА 1–3,5–04 в зависимости от среднегеометрических частот октавных полос, Гц, составляют:

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	63	125	250	500
Октавные уровни звуковой мощности, дБ	83	83	83	81

Продолжение

Среднегеометрические частоты октавных частот, Гц	1000	2000	4000	8000
Октавные уровни звуковой мощности, дБ	79	75	69	67

III.18. КОНДИЦИОНЕР НЕАВТОНОМНЫЙ ШКАФНОЙ КТН-1,6-01

Кондиционер (рис. III.18) предназначен для нагрева и охлаждения воздуха в обслуживаемых помещениях, в различных зданиях и сооружениях, не содержащих вредных веществ, где имеются центральные источники холодо- и теплоснабжения. Кондиционер выполняет охлаждение, нагрев воздуха и очистку его от пыли, может работать в ручном и автоматическом режимах управления. Относительная влажность воздуха в помещении кондиционером не регулируется.

Кондиционер рассчитан для работы на рециркуляционном воздухе, а также на смеси рециркуляционного и свежего воздуха.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНДИЦИОНЕРА КТН-1,6-01

Производительность по воздуху, $м^3/ч$	1700
Производительность по холоду при температуре воздуха на входе и кондиционер по сухому термометру 25 °С, по смоченному термометру 19,5 °С, кВт	6,98
Производительность по теплоте, кВт, при температуре воздуха на входе в кондиционер по сухому термометру, °С:	
10	29,07
20	24,4
Эффективность очистки воздуха, %, не более	80
Холодоноситель	вода
Температура холодоносителя на входе в кондиционер, °С	8
Рабочее давление холодоносителя, МПа, не более	1
Расход холодоносителя, кг/ч	850
Теплоноситель	вода
Температура теплоносителя на входе в кондиционер, °С	95
Рабочее давление теплоносителя, МПа, не более	1
Расход теплоносителя, кг/ч	600
Потребляемая мощность при номинальной производительности по воздуху, кВт	0,26 ± 10%
Масса, кг	160

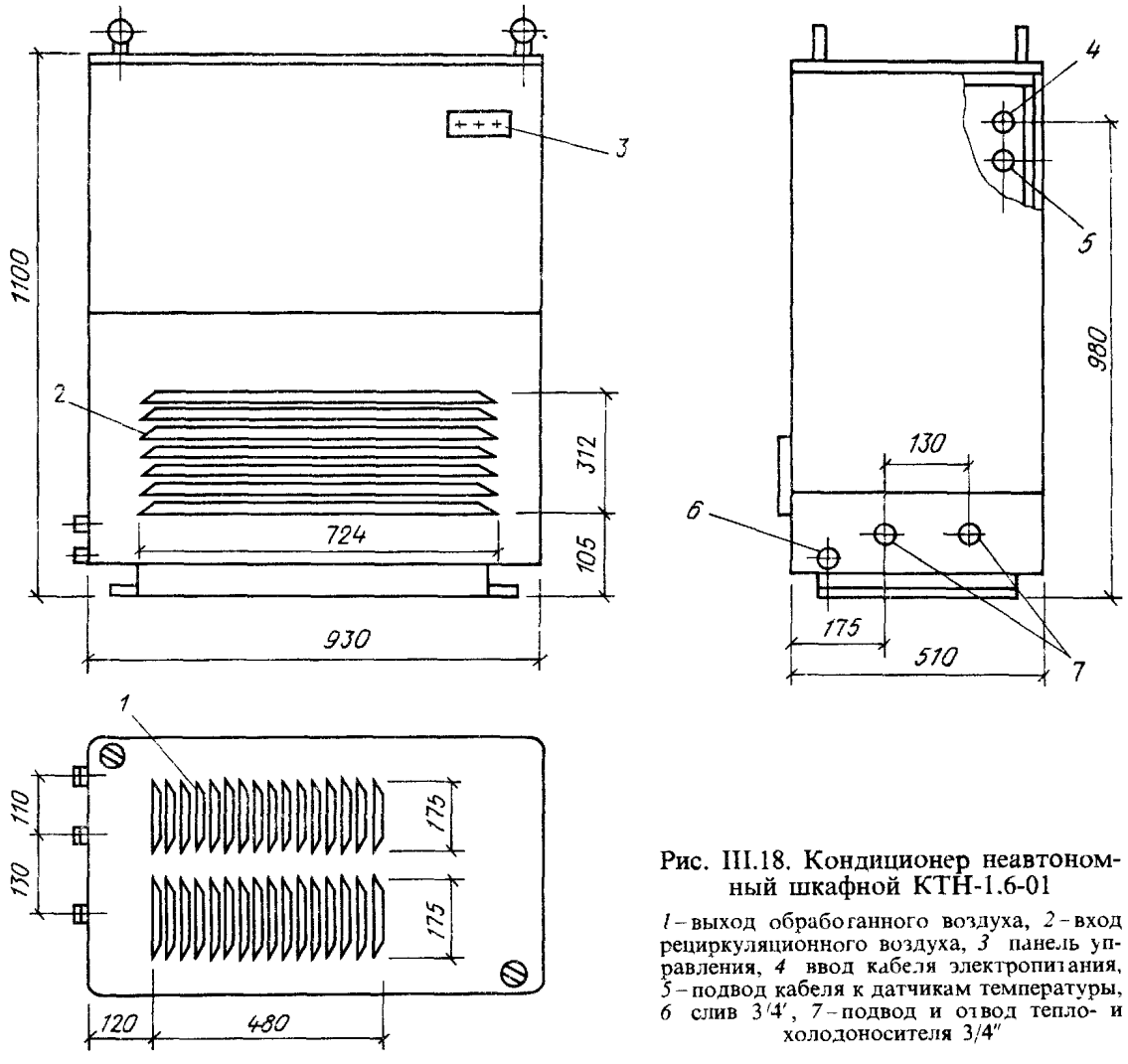


Рис. III.18. Кондиционер неавтономный шкафной КТН-1.6-01

1 – выход обработанного воздуха, *2* – вход рециркуляционного воздуха, *3* панель управления, *4* ввод кабеля электропитания, *5* – подвод кабеля к датчикам температуры, *6* слив 3/4′, *7* – подвод и отвод тепло- и холодоносителя 3/4″

III.19. ДОВОДЧИК ЭЖЕКЦИОННЫЙ Д-Э2-0,56

Доводчик (табл.III.28) предназначен для систем круглогодичного кондиционирования воздуха в промышленных и гражданских зданиях, имеющих централизованное снабжение первичным воздухом, тепло- и холодоносителем.

Доводчики выпускаются в трех исполнениях: Д-Э2-0,56-01 с диаметром эжектирующего сопла 3,5 мм, Д-Э2-0,56-02–4,5 мм и Д-Э2-0,56-03–5,5 мм.

Теплообменники доводчиков изготовляют в двухконтурном исполнении, при необходимости возможна доработка их для одноконтурного исполнения путем установки соединительного калача. Эксплуатация доводчика производится при температуре окружающего воздуха 10–25°С.

ТАБЛИЦА III.28. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

Показатели	Д-Э2-0,56-01	Д-Э2-0,56-02	Д-Э2-0,56-03
Производительность по воздуху, $м^3/ч$	560	650	750
Расход первичного воздуха, $м^3/ч$	116 ± 12	170 ± 17	220 ± 22
Коэффициент эжекции	3,83	2,83	2,41
Производительность по холоду при разности температур окружающего воздуха и поступающей в теплообменник воды $\Delta t = 14$ °С, кВт	0,49	1,05	0,95
Производительность по теплоте, кВт	2,71	3	2,7
Давление первичного воздуха, Па, не более		392	
Холодоноситель		Вода	
Температура холодоносителя на входе, °С		12 ± 2	
Расход холодоносителя, кг/ч, не более		400	
Теплоноситель		Вода	
Температура теплоносителя на входе, °С		70 ± 7	
Расход теплоносителя, кг/ч, не более		250	
Рабочее давление холодо-, теплоносителя, МПа, не более		1,17	
Габариты, мм:			
длина		1372	
ширина		230	
высота		420 535	
Масса, кг		31–37	

ПРИЛОЖЕНИЕ IV

ФИЛЬТРЫ И ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

IV.1. УНИФИЦИРОВАННЫЕ ЯЧЕЙКОВЫЕ ФИЛЬТРЫ Фя

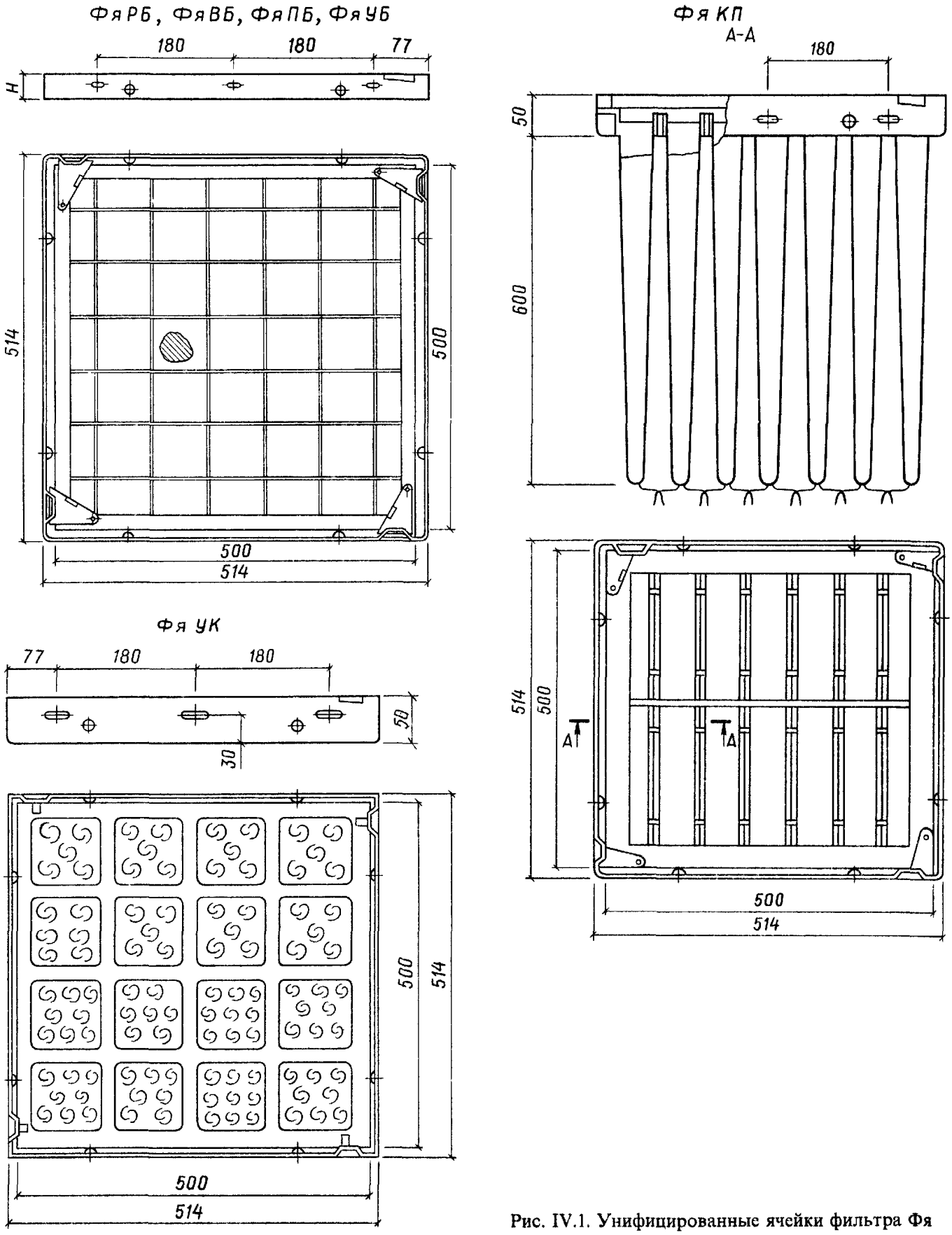


Рис. IV.1. Унифицированные ячейки фильтра Фя

ТАБЛИЦА IV.1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ФИЛЬТРОВ ФЯ (РИС. IV.1)

Показатель	ФяВБ	ФяПБ	ФяУБ
Фильтрующий материал	Перфорированная сетка винипласта (ГОСТ 15976–81)	Пенополиуретан (ОСТ6-05-407-75)	Материал ФСВУ (ТУ21-РСФСР-369-87)
Площадь рабочего сечения, $м^2$	0,22	0,22	0,22
Номинальная пропускная способность ячейки, $м^3/ч$	1540	1540	1540
Начальное сопротивление, Па	60	60	40
Пылеемкость (при увеличении сопротивления на 100 Па), $г/м^2$, входного сечения	2400	400	550
Эффективность очистки, % (по методике СТНИИП)	80	80	80
Глубина фильтра H, мм	32	32	32
Масса, кг	4,2	3,4	2,8

Продолжение табл. IV.1

Показатель	ФяРБ	ФяУК	ФяКП
Фильтрующий материал	Стальная сетка (ГОСТ 3826-82*)	Материал ФСВУ (ТУ21-РСФСР-369-87)	Иглопробивной материал типа ФНИ
Площадь рабочего сечения, $м^2$	0,22	0,22	0,22
Номинальная пропускная способность ячейки, $м^3/ч$	1540	1540	2500
Начальное сопротивление, Па	50	40	60
Пылеемкость (при увеличении сопротивления на 100 Па), $г/м^2$, входного сечения	2300	550	4000
Эффективность очистки, % (по методике СТНИИП)	80	80	92
Глубина фильтра H, мм	50	50	650
Масса, кг	6	2,4	8,8

IV.2. ПАНЕЛИ УсФя ДЛЯ УСТАНОВКИ ЯЧЕЙКОВЫХ ФИЛЬТРОВ ТИПА Фя В СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ И ЦЕНТРАЛЬНЫХ СЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРАХ

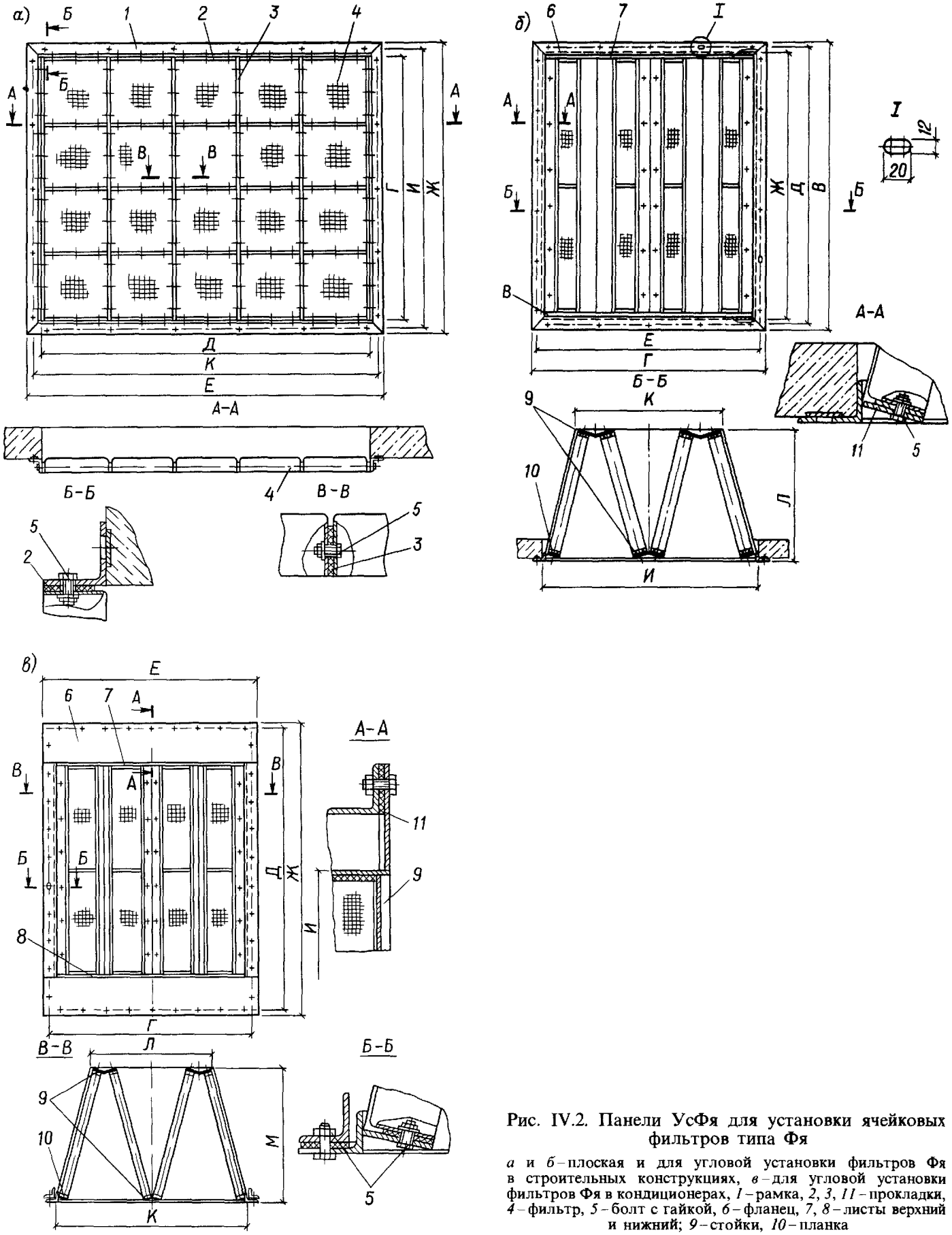


Рис. IV.2. Панели УсФя для установки ячейковых фильтров типа Фя

а и *б* – плоская и для угловой установки фильтров Фя в строительных конструкциях, *в* – для угловой установки фильтров Фя в кондиционерах, *1* – рамка, *2*, *3*, *11* – прокладки, *4* – фильтр, *5* – болт с гайкой, *6* – фланец, *7*, *8* – листы верхний и нижний; *9* – стойки, *10* – планка

ТАБЛИЦА IV.2. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ПЛОСКИХ ПАНЕЛЕЙ ДЛЯ УСТАНОВКИ ФИЛЬТРОВ ФЯ В СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ (РИС IV 2, *А*)

Шифр	Обозначение	Компоновка ячеек в панели	Количество ячеек в панели	Пропускная способность, тыс. $м^3/ч$	Размеры, мм						Масса, кг
					Г	*Д*	*Е*	*Ж*	*И*	*К*	
Ус39А1 × 2	Ус39А 00.000	1 × 2	2	3–3,5	522	1040	1120	602	566	1084	27
Ус39А2 × 2	–01	2 × 2	4	4–7	1040	1040	1120	1120	1084	1084	46
Ус39А2 × 3	–02	2 × 3	6	7–10	1040	1558	1638	1120	1084	1602	66
Ус39А3 × 3	–03	3 × 3	9	10 15	1558	1558	1638	1638	1602	1602	94
Ус39А3 × 4	–04	3 × 4	12	15 20	1558	2076	2156	1638	1602	2120	122
Ус39А3 × 5	–05	3 × 5	15	20–25	1558	2594	2674	1638	1602	2638	154
Ус39А4 × 4	–06	4 × 4	16	25–28	2076	2076	2176	2176	2136	2136	168
Ус39А4 × 5	–07	4 × 5	20	28–35	2076	2594	2694	2176	2136	2654	205
Ус39А4 × 6	–08	4 × 6	24	35–37	2076	3112	3212	2176	2136	3172	245
Ус39А5 × 5	–09	5 × 5	25	37–40	2594	2594	2694	2694	2654	2654	255

ТАБЛИЦА IV.3 ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ПАНЕЛИ ДЛЯ УГЛОВОЙ УСТАНОВКИ ФИЛЬТРОВ ФЯ В СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ (РИС. IV.2,*Б*)

Шифр	Обозначение	Компоновка ячеек в панели	Количество ячеек в панели	Пропускная способность, тыс $м^3/ч$	Размеры, мм								Масса, кг
					В	*Г*	*Д*	*Е*	*Ж*	*И*	*К*	*Л*	
Ус40А	Ус40А.00.000	2 × 4	8	10	1144	916	1104	876	1052	824	575	530	106
Ус41А	Ус41А 00.000	2 × 6	12	20	1144	1744	1104	1703	1052	1652	1265	515	162
Ус42А	Ус42А.00.000	4 × 6	24	40	2180	1744	2140	1703	2088	1652	1265	515	297

ТАБЛИЦА IV.4. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ПАНЕЛЕЙ ДЛЯ УГЛОВОЙ УСТАНОВКИ ФИЛЬТРОВ ФЯ В КОНДИЦИОНЕРАХ (РИС. IV.2, *в*)

Шифр	Обозначение	Компоновка ячеек в панели	Количество ячеек в панели	Пропускная способность, тыс. $м^3/ч$	Размеры, мм								Масса, кг
					Г	*Д*	*Е*	*Ж*	*И*	*К*	*Л*	*М*	
Ус51	Ус51.00.000	2 × 4	8	10	876	1301	916	1340	1044	824	575	530	113
Ус52	Ус52.00.000	2 × 6	12	20	1703	1301	1744	1340	1044	1652	1265	515	174
Ус53	Ус53.00.000	3 × 6	18	31,5	1703	2051	1744	2090	1562	1652	1265	515	255
Ус54	Ус54.00.000	4 × 6	24	40	1703	2551	1744	2590	2080	1652	1265	515	322

IV.3. ФИЛЬТРЫ ФяЛ

Складчатые волокнистые фильтры ФяЛ типа ЛАИК (ФяЛ-1 и Фял-2) выпускает Серпуховский опытно-экспериментальный завод (рис. IV 3).

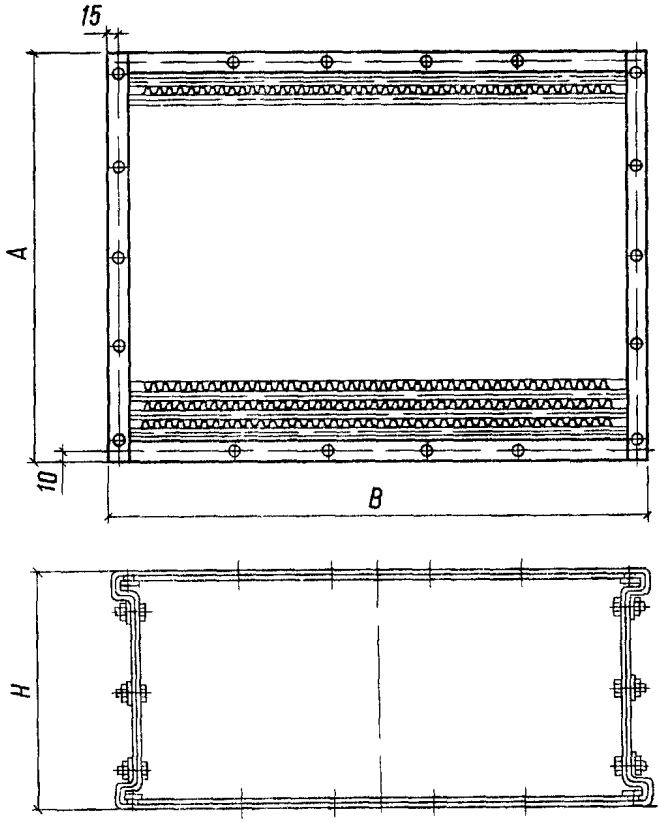


Рис IV.3 Складчатый волокнистый фильтр типа ФяЛ (ФяЛ-1 и ФяЛ-2)

ТАБЛИЦА IV 5 ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ФИЛЬТРОВ ФяЛ

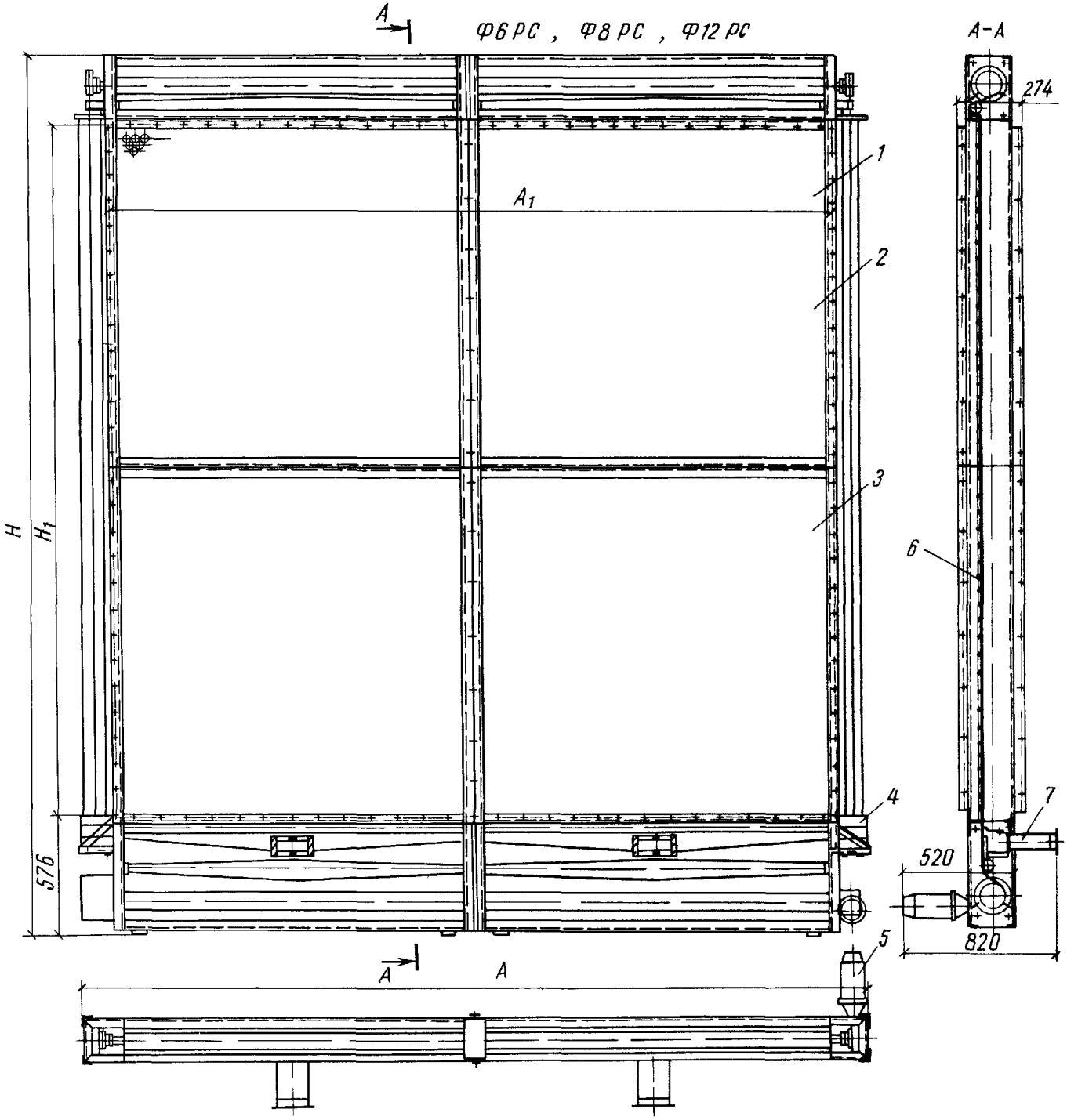
Показатель	ФяЛ-1	ФяЛ-2
Номинальная пропускная способность при удельной воздушной нагрузке 7000 м³/(ч·м²), м³/ч	2300	2800
Начальное сопротивление, Па	100	140^{+50}_{-20}
Площадь, м²:		
рабочего сечения	0,33	0,4
фильтрующей поверхности	16	18
Пылеемкость фильтра (при увеличении сопротивления вдвое), г/м², входного сечения	430	550 ± 20
Эффективность (по методике СТНИИП), %	99 ± 1	99 ± 1
Фильтрующий материал	ФПП-15-1,5	
Масса, кг	43,7	38,0
Габаритные размеры, мм:		
A	550	460 ± 3
B	710	900
H	310	310

IV.4. ФИЛЬТРЫ ФРС

Рулонные фильтры ФРС выпускает производственное объединение «Калининмашдеталь» (рис. IV.4).

ТАБЛИЦА IV 6. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ФИЛЬТРОВ ФРС

Показатель	Ф12РС	Ф8РС	Ф6РС	Ф4РС	Ф3РС
Номинальная пропускная способность, $м^3/ч$, при удельной воздушной нагрузке 10 000 $м^3/(ч \cdot м^2)$	125 000	80 000	60 000	40 000	31 500
Длина фильтрующего материала на катушке, м	10	6	5	6	5
Необходимый расход воздуха на пневмоочистку, $м^3/ч$:	1500	1500	1500	750	750
Масса, кг	600	500	450	350	250
Габаритные размеры, мм:					
A	3825	3835	3835	2105	2105
A_1	3453	3453	3453	1703	1703
H	4954	3452	2952	3452	2952
H_1	4051	2551	2051	2551	2051
Вид фильтрующего материала	Ткань капроновая для сит арт. 25 ОСТ 1746–82 (допускается применение арт. 43 и 70)				
Начальное сопротивление, Па	Не более 50				
Средняя эффективность (при повышении сопротивления до 300 Па), %	95 ± 5				
Необходимое разрежение в системе пневмоочистки, Па	200–300				
Мощность электродвигателя, кВт	0,55				


А
Ф6 РС , Ф8 РС , Ф12 РС
А-А
274
1
2
3
4
5
6
7
A_1
H
H_1
576
520
820
А
А

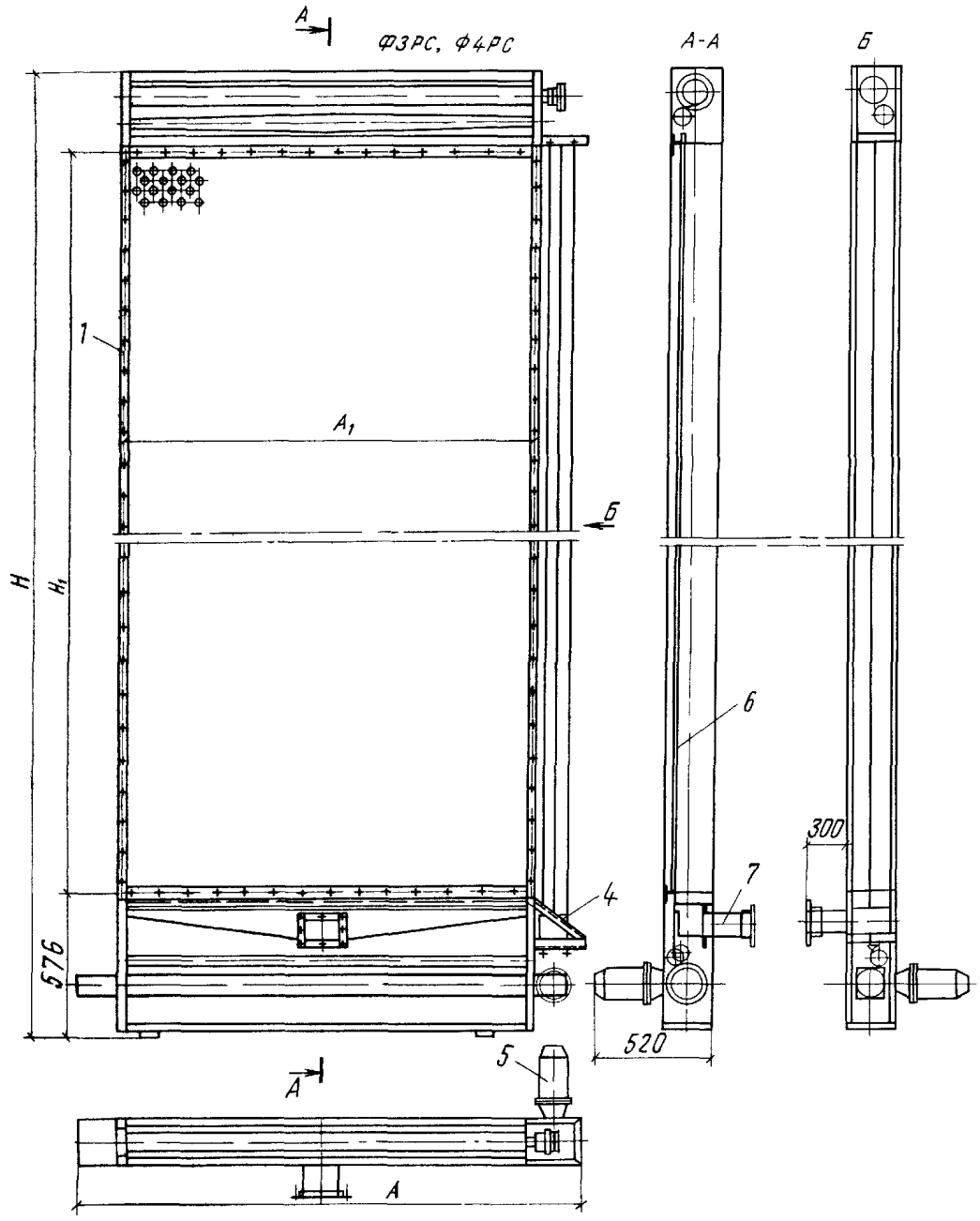


Рис. IV.4. Рулонные фильтры ФРС

1 – каркас фильтра; *2* и *3* – верхняя и нижняя секции, *4* – груз, *5* – узел привода, *6* – фильтрующий материал, *7* воздуховод

IV.5. ЭЛЕКТРОФИЛЬТРЫ ФЭ И ЭФ-2М

Электрофильтры ФЭ выпускает Серпуховский опытно-экспериментальный завод (рис. IV.5)

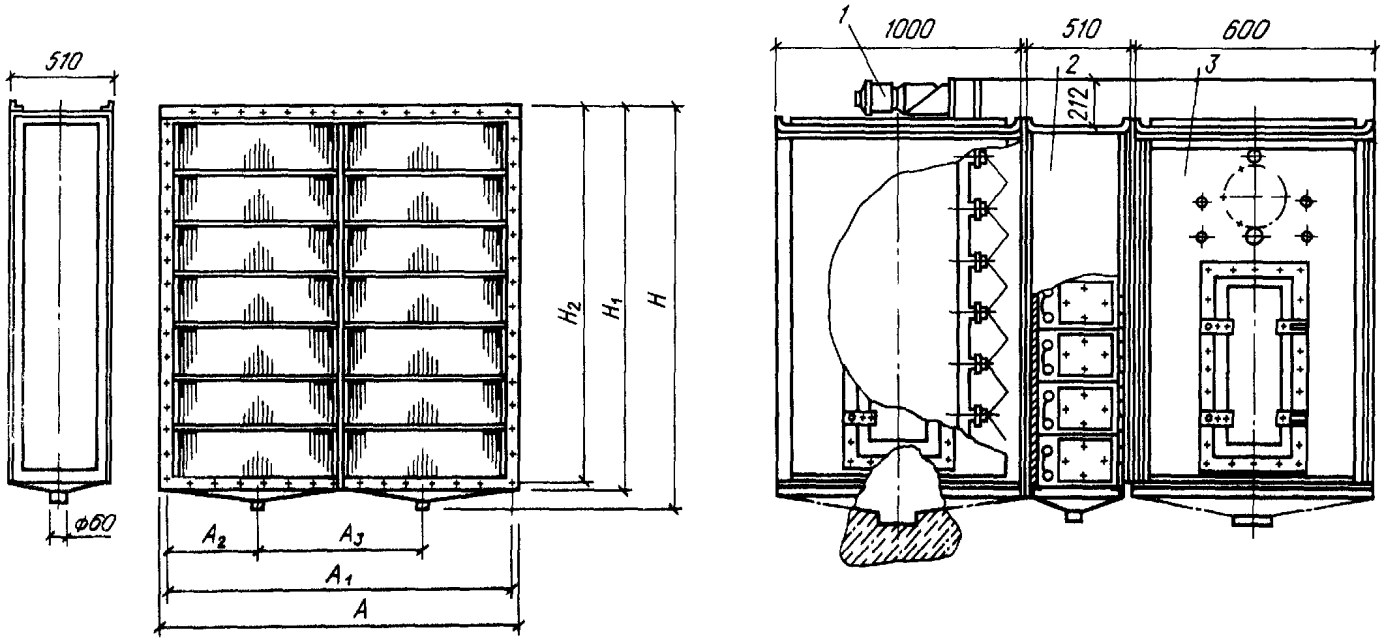


Рис. IV.5. Электрофильтр ФЭ

1 промывочное устройство; *2* – электрофильтр, *3* – промежуточная камера

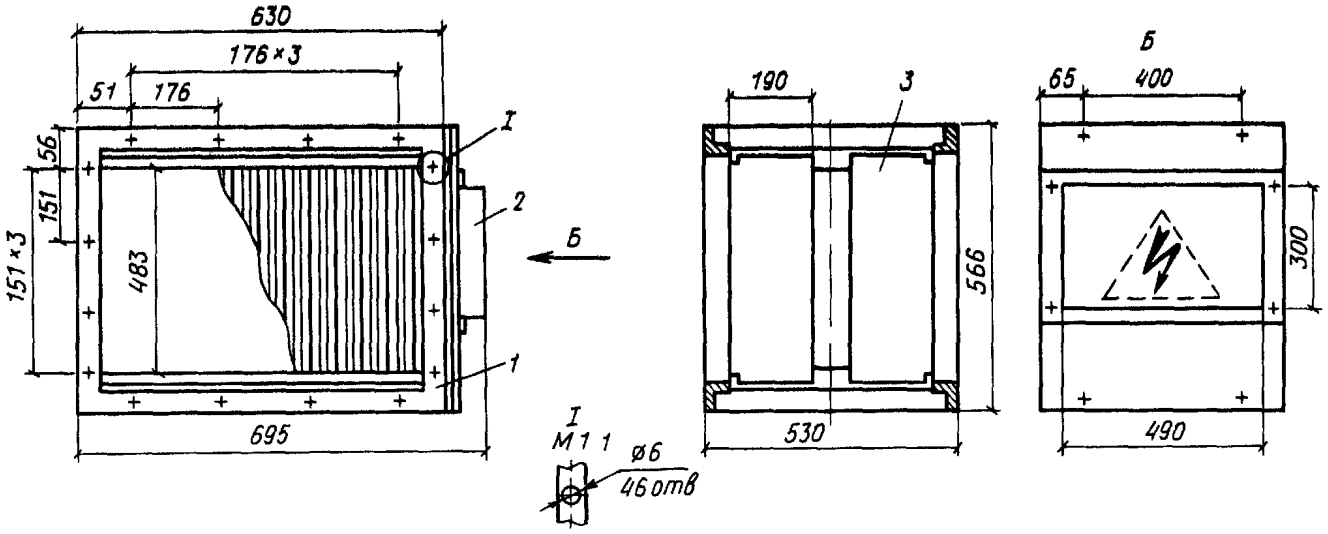


Рис. IV.6 Электрофильтр ЭФ-2М

1 – корпус электрофильтра, *2* – изоляторная коробка, *3* – ячейка

ТАБЛИЦА IV.7. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ФИЛЬТРОВ ФЭ

Показатель	Ф1Э1	Ф3Э2	Ф5Э3	Ф8Э4	Ф10Э5	Ф14Э6	Ф18Э7
Пропускная способность, $м^3/ч$, при скорости воздуха 2 м/с [при удельной воздушной нагрузке 7200 $м^3/(ч \cdot м^2)$]	10 000	19 000	33 000	55 000	65 000	100 000	130 000
Площадь рабочего сечения, $м^2$	1,5	2,9	4,9	8,9	9,8	14	18,5
Потребляемый ток, мА	7	14	24	42	54	81	110
Число агрегатов питания мощностью 0,6 кВт	1	1	2	3	3	6	8
Тип промышленного устройства	УС-5	УС-6	УС-7	УС-8	УС-9	УС-10	УС-11
Расход воды, $м^3$, для промывки фильтра (при давлении 3 $кгс/см^2$)	0,8	1,5	2,6	4,4	5,2	8	10,4
Число ячеек фильтра шириной, мм:							
755	7	14	—	24	—	—	—
965	—	—	12	18	36	54	72
Масса, кг	232	406	547	721	1180	1770	2312
Габаритные размеры, мм:							
A	856	1616	2126	2661	3161	3161	4161
A_1	820	1580	2090	2625	3125	3125	4125
A_2	428	423	543	428,5	533,5	533,5	544
A_3	—	770	1058	902	1047	1047	1031
H	1918	1918	2422	3176	3176	4676	4676
H_1	1840	1840	2344	3098	3098	4598	4598
H_2	1804	1804	2308	3062	3062	4562	4562
Эффективность очистки (с противоуносным фильтром), %				90 95			
Начальное сопротивление, Па:							
с противоуносным фильтром				30			
без противоуносного фильтра				5			
Пылеемкость фильтра, $г/м^2$, при увеличении его сопротивления (с противоуносным фильтром) в 2 раза				1500			
Напряжение, В:							
на коронирующих электродах				+13 000			
на осадительных пластинах				+6500			

ВОЗДУШНЫЕ ЭЛЕКТРОФИЛЬТРЫ ЭФ-2М ВЫПУСКАЕТ КАЗАНСКИЙ ЗАВОД МЕДАППАРАТУРЫ (РИС. IV.6).

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЭФ-2М

Пропускная способность, $м^3/ч$ . . до 2000
Сопротивление фильтра, Па . . 10
Эффективность очистки (по методике СТНИИП), % 96–99
Пылеемкость, $г/м^2$, входного сечения 1600
Потребляемый ток, мА 4
Масса, кг 90

IV.6. ЦИКЛОНЫ

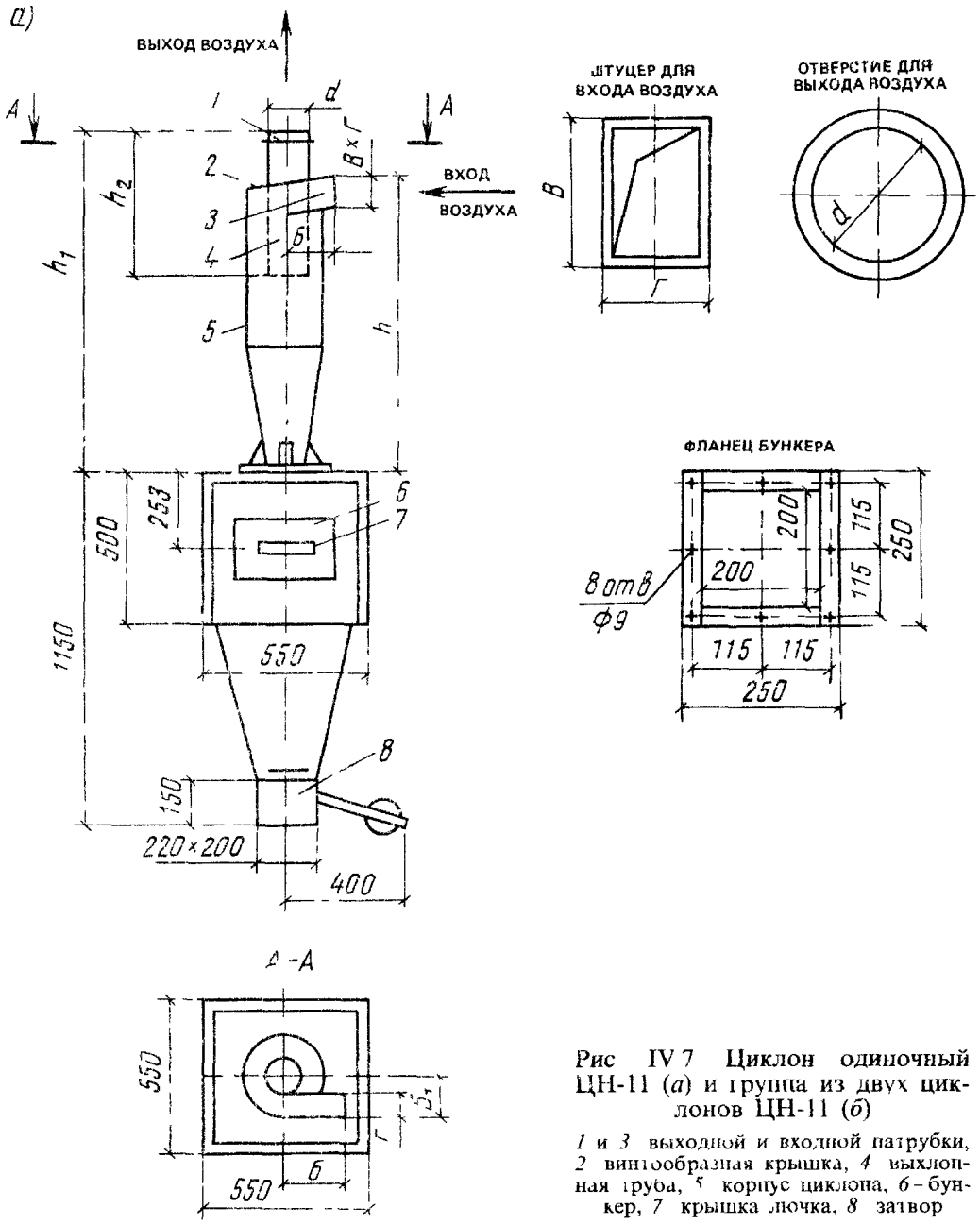


Рис IV.7 Циклон одиночный ЦН-11 (*а*) и группа из двух циклонов ЦН-11 (*б*)

1 и *3* выходной и входной патрубки, *2* винтообразная крышка, *4* выхлопная труба, *5* корпус циклона, *6* – бункер, *7* крышка лючка, *8* затвор

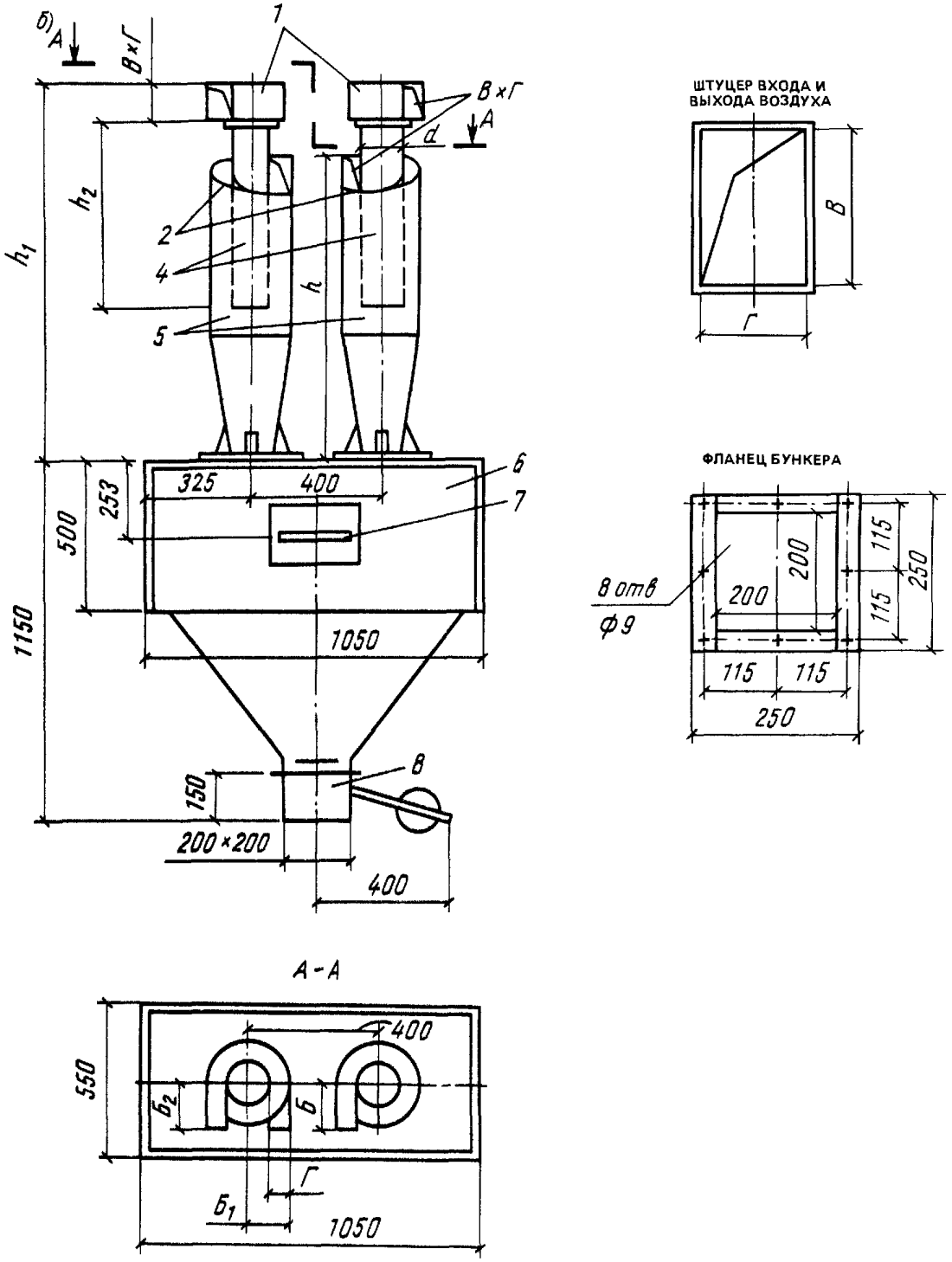


ТАБЛИЦА IV.8. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ОДИНОЧНЫХ ЦИКЛОНОВ ЦН-11 (РИС. IV.7, *А*) И ГРУППЫ ИЗ ДВУХ ЦИКЛОНОВ ЦН-11 (РИС. IV.7, *Б*)

Диаметр циклона, мм	*Б*	$Б_1$	$Б_2$	*В*	*Г*	*h*	h_1	h_2	*d*	Общая масса, кг
250	145	125	— 150	120	65	950	1070 1170	465 445	145	115,72 187,65
315	183	158	— 190	150	82	1220	1360 1493	580 560	183	128,94 221,37

Примечание. В числителе приведены данные для одиночных циклонов, в знаменателе – для группы из двух циклонов ЦН-11.

ТАБЛИЦА IV.9. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА, ММ, ОДИНОЧНОГО ЦИКЛОНА ЦН-11 (РИС. IV.8)

Диаметр циклона D, мм	$Б$	$Б_1$	$В$	$Г$	h	h_1	h_2	h_3	d	d_1	$Г_0$	Площадь поперечного сечения корпуса циклона, м^2	Масса циклона, кг
400	240	200	192	104	832	1862	734	800	240	120	80	0,1257	66
500	300	250	240	130	1040	2300	890	1000	300	150	100	0,1963	88
630	378	315	302	164	1310	2870	1095	1260	378	190	125	0,3117	247
800	480	400	384	208	1665	3615	1358	1600	480	240	160	0,5027	391

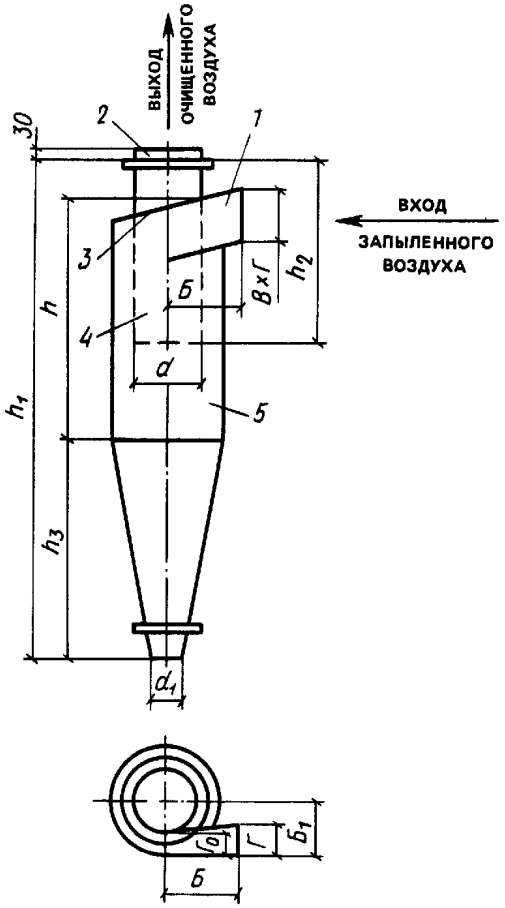


Рис. IV.8. Корпус одиночного циклона ЦН-11

1 и *2* – входной и выходной патрубки; *3* – винтообразная крышка; *4* – выхлопная труба; *5* – цилиндрическая часть корпуса

ТАБЛИЦА IV.10. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ЦИКЛОНОВ ЦН-11 НА ПОСТАМЕНТЕ (РИС. IV.9)

Обозначение компоновки	D	$А$	$Б$	$Б_1$	$В$	$Г$	$Н$	$Н_1$	h	h_1	d	Общая масса, кг
ЦН-11-400	400	856	240	200	192	104	4665	4880	1500	755	240	1364
ЦН-11-500	500	856	300	250	240	130	5065	5300	1500	755	300	1386
ЦН-11-630	630	1306	378	315	302	164	5885	6145	1800	1055	378	1723
ЦН-11-800	800	1306	480	400	384	208	6565	6855	1800	1055	480	1865

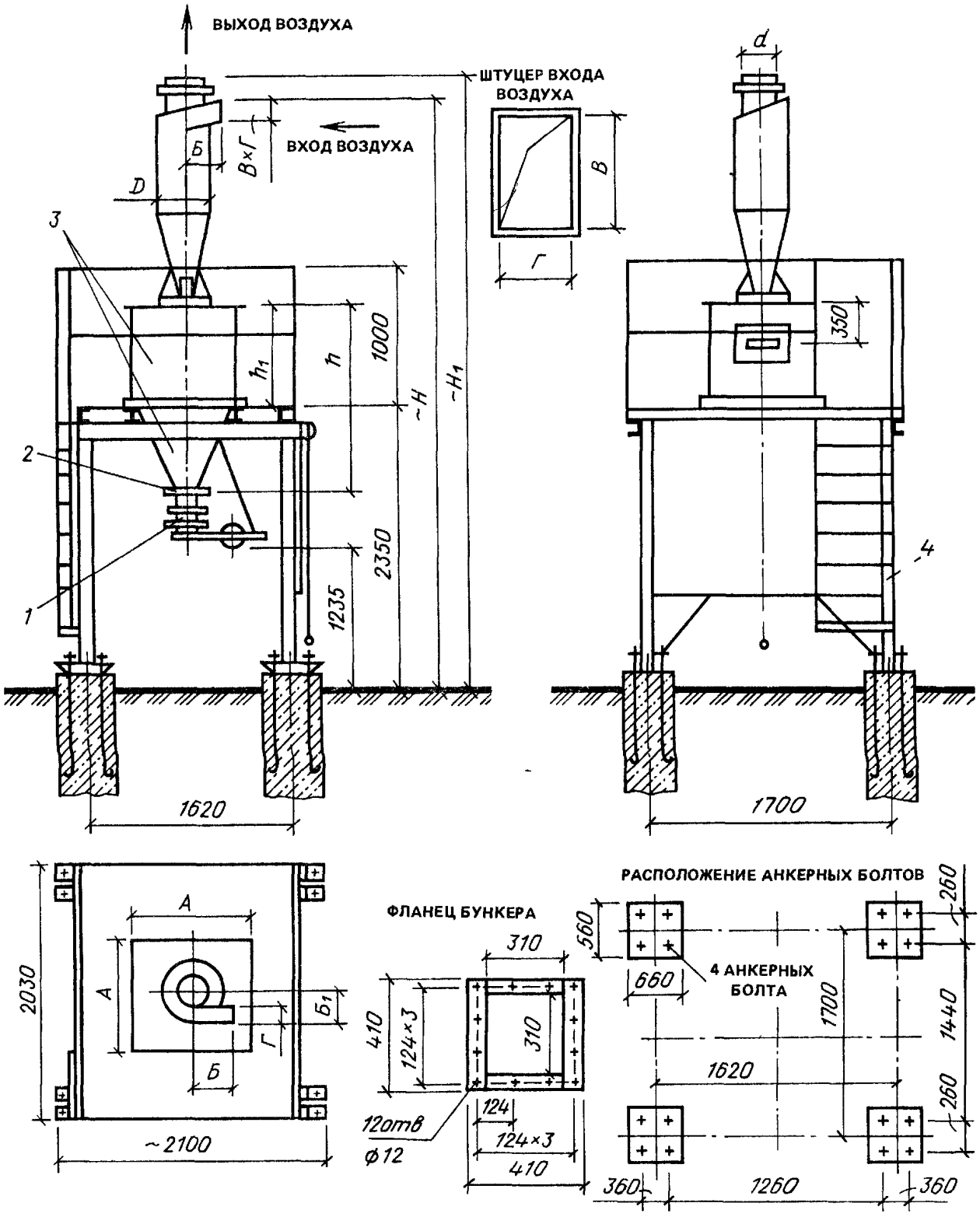
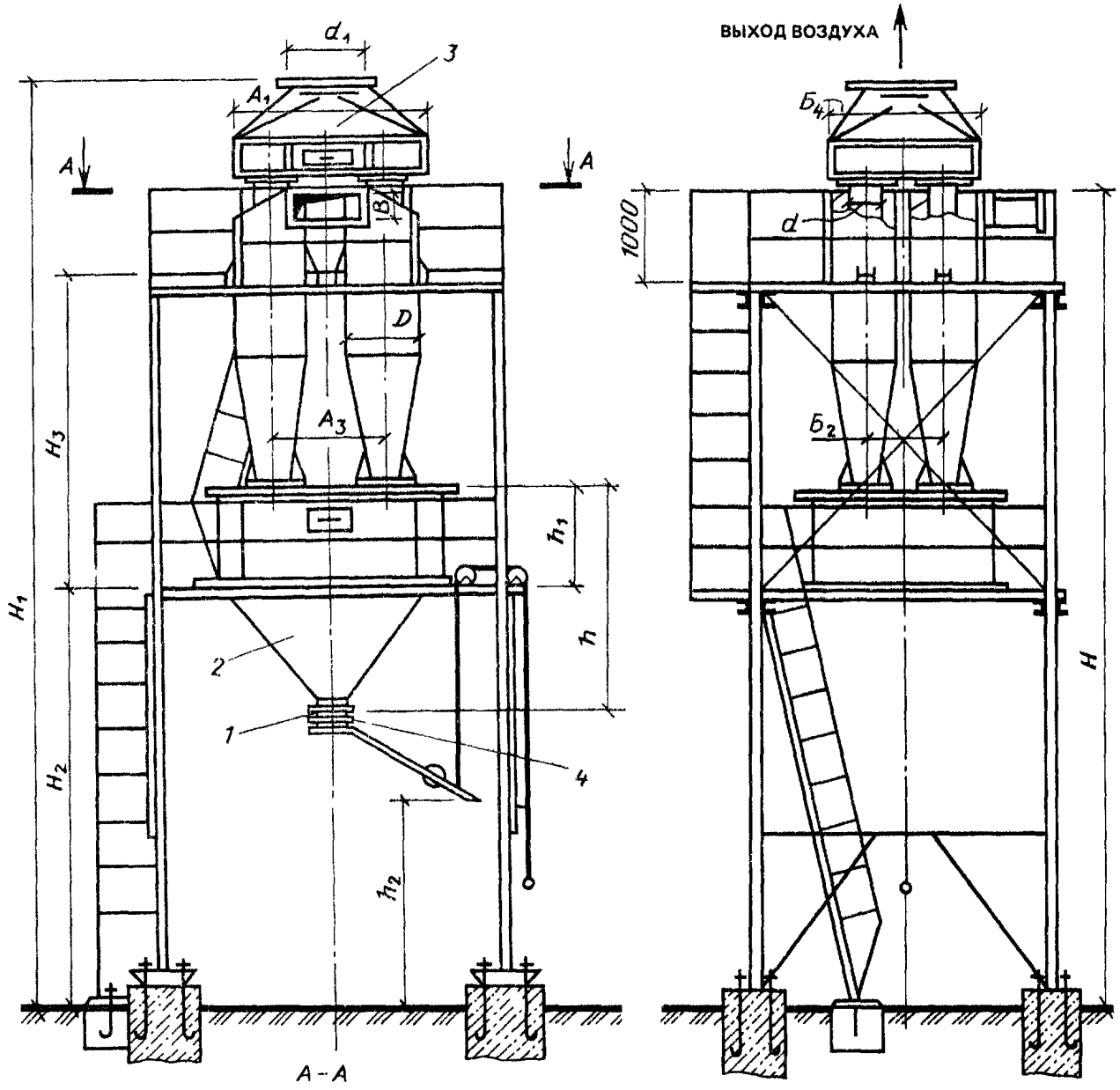


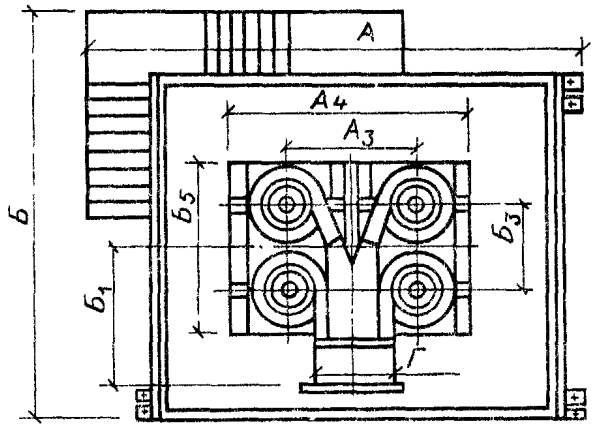
Рис. IV.9. Циклон ЦН-11 на постаменте

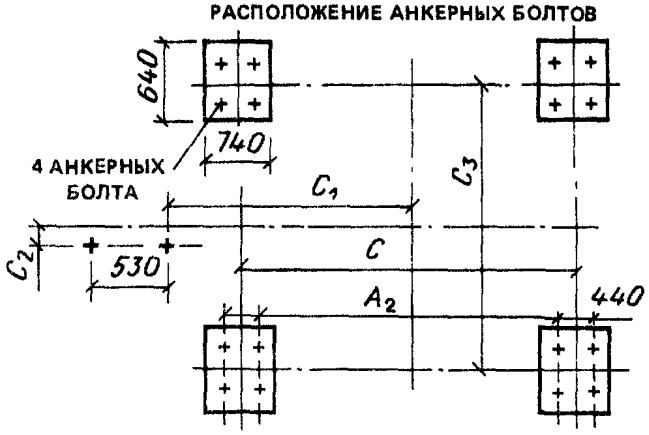
1 – затвор, *2* - фланец бункера; *3* – бункер, *4* – постамент

ТАБЛИЦА IV.11. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ГРУППЫ ИЗ ЧЕТЫРЕХ ЦИКЛОНОВ ЦН-11

Обозначение компоновки	D	A	A_1	A_2	A_3	A_4	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$	$Б_4$	$Б_5$	$В$	$Г$
БЦН-11-400	400		1076		618	1306		950		440	876	1306	192	426
БЦН-11-500	500	4640	1334	3060	770	2060	4040	1070	2520	540	1084	1660	240	530
БЦН-11-630	630		1664		972	2060		1215		670	1334	1660	302	670
БЦН-11-800	800	4840	2084	3260	1230	2560	4440	1400	2920	840	1684	2060	384	846







НА ПОСТАМЕНТЕ С ВЫХОДОМ ВОЗДУХА ВВЕРХ ЧЕРЕЗ СБОРНИК (РИС. IV.10)

C	C_1	C_2	C_3	H	H_1	H_2	H_3	h	h_1	h_2	d	d_1	Общая масса, кг
				6865	7850		2000	1800	1055	2740	240	450	5450
3500	1990	155	2860	7270	8350	4250	2300	2000	1058		300	630	5980
				7790	8990		2500	2000	1058	2540	378	710	6872
3700	2090	355	3260	8870	1020	4650	3350	2400	1058		480	900	8565

ТАБЛИЦА IV.12. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ОДИНОЧНЫХ ЦИКЛОНОВ ЦН-15 (РИС. IV.11)

D	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	$А$	$Б$	$В$	$Г$	$Е$	$в$	$г$	$д$	Масса, кг
400	3617	2696	2240						230	235	148	104	264		385
450	3865	2928	2435	715	785	365	1020	1020	265	265	166	117	297	800	409
500	4118	3164	2630						295	295	185	130	330		448
550	4721	3571	2995						325	320	203	143	363		569
600	4969	3812	3185	885	965	535	1180	1180	355	350	222	156	396	950	675
650	5222	4039	3380						385	380	240	169	429		672
700	5545	4275	3580						415	410	259	182	462		733
750	5893	4506	3770	885	1135	535	1276	1276	445	440	277	195	495	1050	783
800	6141	4738	3965						475	470	296	208	528		840

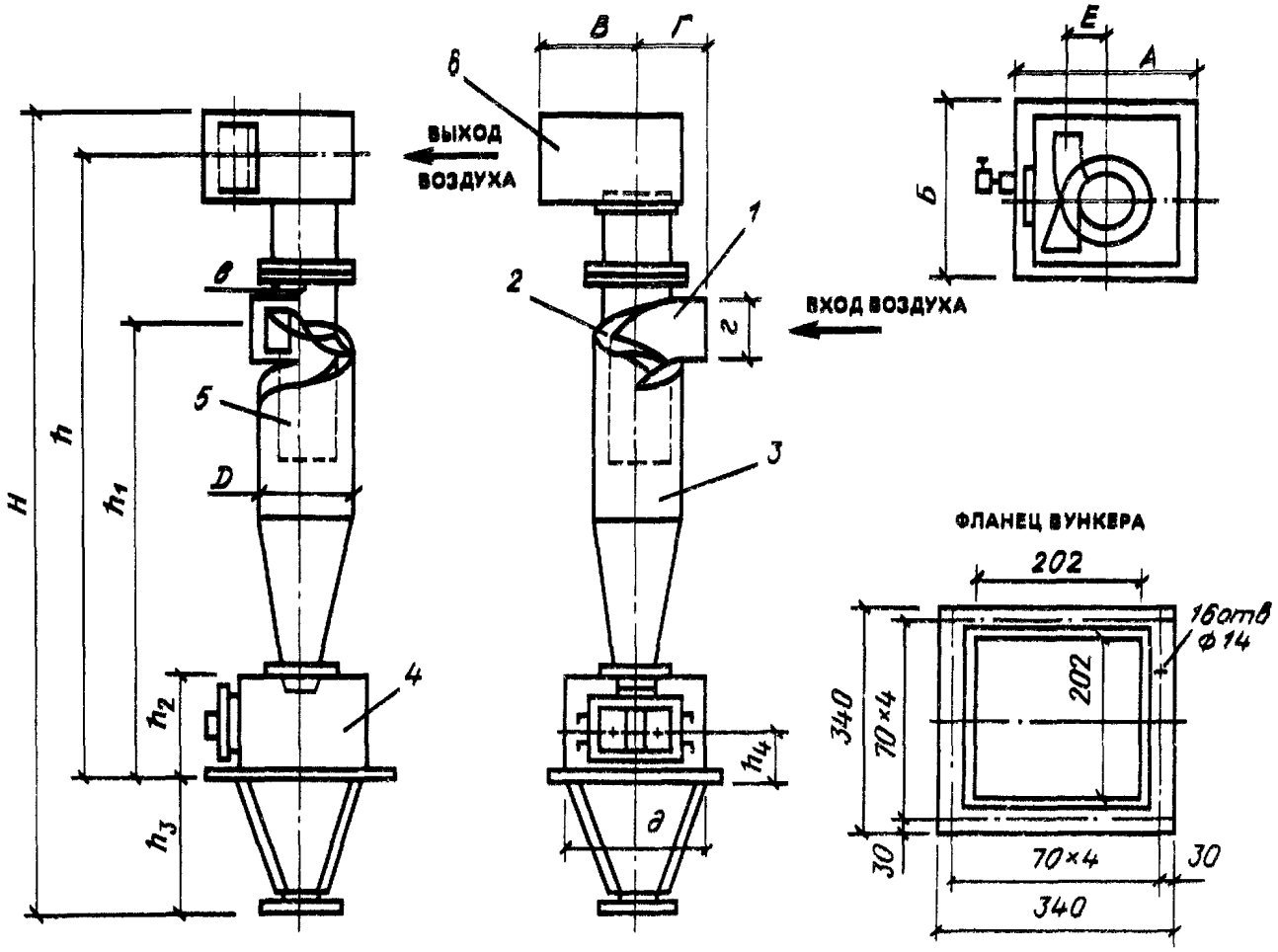


Рис.IV.11. Одиночные циклоны ЦН-15

1 – входной патрубок, *2* винтообразная крышка, *3* – корпус, *4* – бункер, *5* выхлопная труба, *6* – улитка для выхода газа

Рис. IV.10. Группа из четырех циклонов ЦН-11 на постаменте

1 – фланец бункера, *2* – бункер, *3* сборник, *4* затвор

ТАБЛИЦА IV.13. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ГРУППЫ ИЗ ДВУХ ЦИКЛОНОВ ЦН-15 С ВЫХОДОМ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ КОЛПАК (РИС.IV.12)

D	*d*	*H*	*B*	*Г*	h_1	Масса, кг
500	370	4770	1000	500	2630	805
550	430	5140	1100	550	2825	938
600	424	5505	1200	600	3075	1042
650	524	5725	1300	650	3325	1190
700	524	6195	1400	600	3580	1315
750	530	6685	1500	750	3825	1517
800	630	6985	1600	700	4075	1780

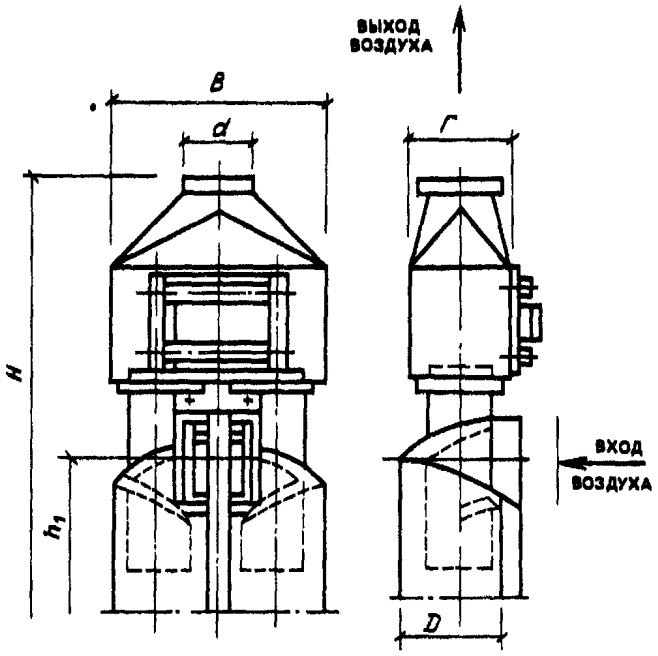
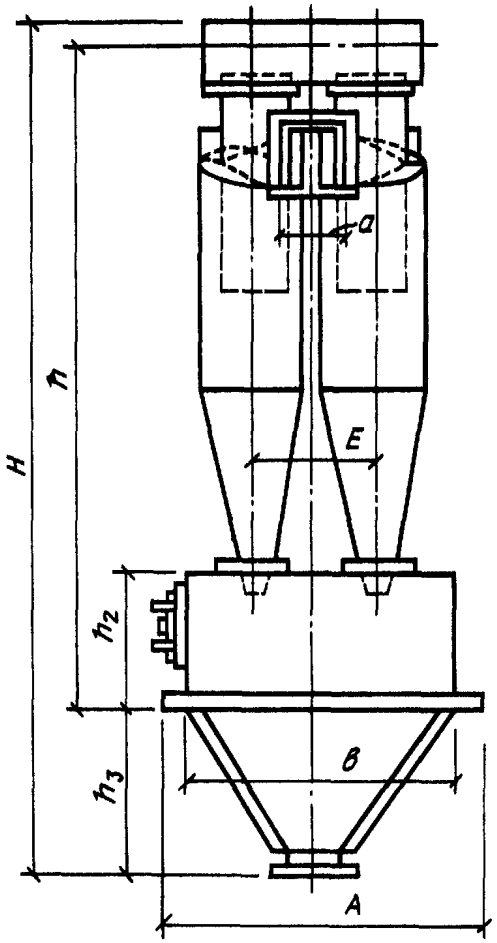
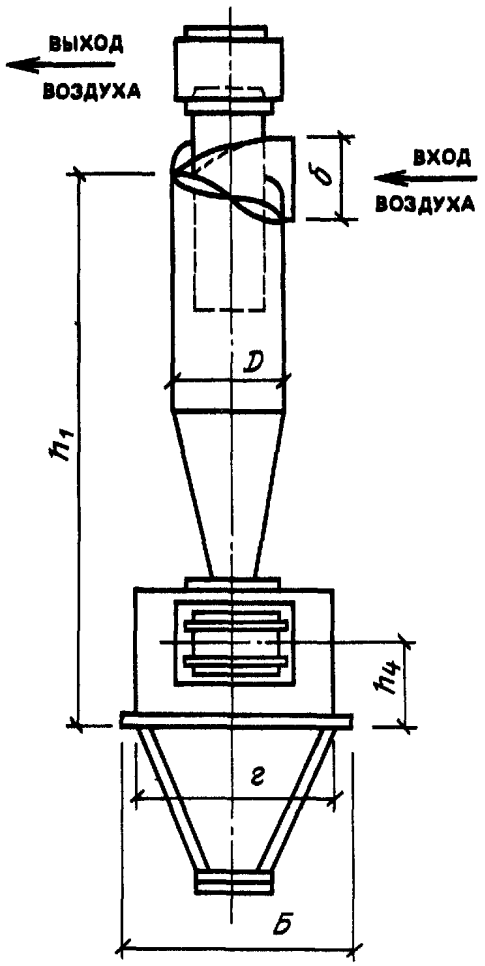


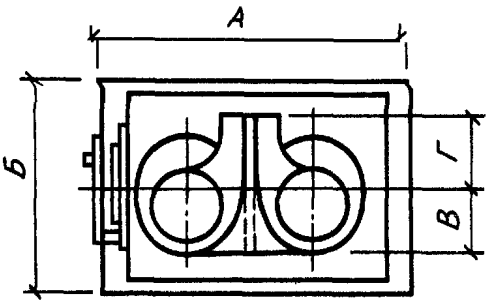
Рис. IV.12. Группа из двух циклонов ЦН-15 с выходом воздуха через колпак

ТАБЛИЦА IV.14. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ГРУППЫ ИЗ ДВУХ ЦИКЛОНОВ ЦН-15 С ВЫХОДОМ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ УЛИТКУ (РИС. IV 13)

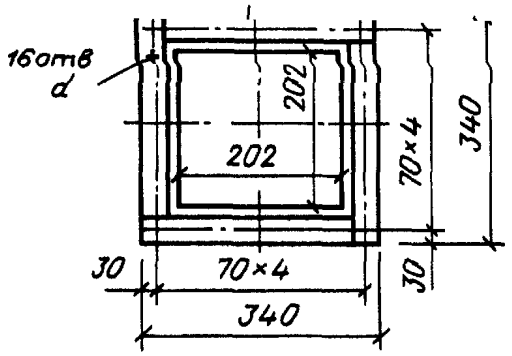
D	*H*	*h*	h_1	h_2	h_3	h_4	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Е*	*а*	*б*	*в*	*г*	*d*	Масса, кг
500	4198	3164	2630	715	865	365	1422	1204	295	295	540	300	330	1258	1008	14	749
550	4571	3400	2825	715	985	365	1555	1260	320	325	590	326	353	1380	1050	14	872
600	4919	3692	3075	775	1095	365	1667	1309	350	355	640	352	396	1508	1108	14	982
650	5172	3983	3325	830	970	480	1790	1350	380	385	694	383	429	1630	1150	14	1135
700	5625	4275	3850	885	1115	535	1912	1408	410	415	724	388	462	1758	1208	18	1276
750	6098	4561	3825	940	1285	590	2050	1500	440	445	790	431	495	1880	1280	18	1446
800	6431	4848	4075	995	1315	646	2162	1614	470	475	824	440	528	2008	1408	14	1747







ФЛАНЕЦ БУНКЕРА $D = 500-600$ мм



ФЛАНЕЦ БУНКЕРА $D = 650-800$ мм

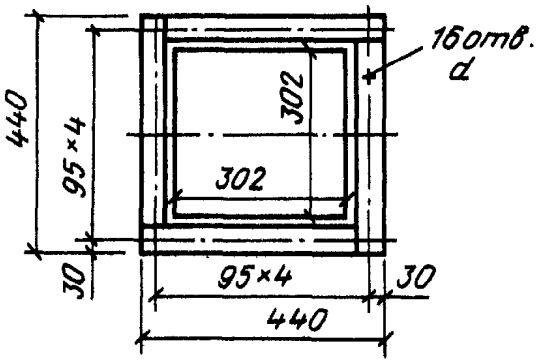


Рис. IV.13. Группа из двух циклонов ЦН-15 с выходом воздуха через улитку

ТАБЛИЦА IV.15. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ГРУППЫ ИЗ ТРЕХ ЦИКЛОНОВ ЦН-15 С ВЫХОДОМ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ КОЛПАК (РИС. IV.14)

D	d	H	h_1	B	Г	a	б	Масса, кг
650	612	6800	3226	2110	750	429	429	2319
700	625	7255	3581	2260	700	462	462	2457
750	718	7820	3826	2410	750	495	495	2786
800	718	8205	4076	2560	800	528	528	3116

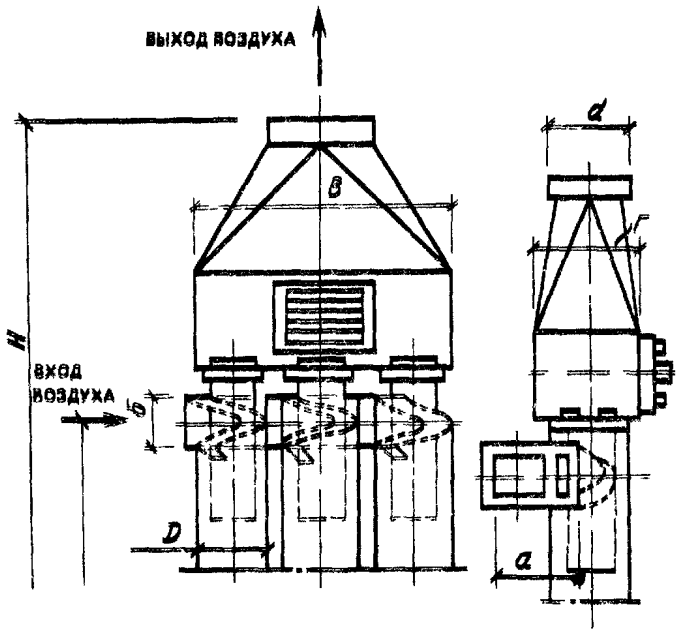


Рис. IV.14. Группа из трех циклонов с ЦН-15 с выходом воздуха через колпак

ТАБЛИЦА IV.16. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ГРУППЫ ИЗ ЧЕТЫРЕХ ЦИКЛОНОВ ЦН-15 С ВЫХОДОМ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ КОЛПАК (РИС. IV.15)

D	d	H	h	Г	И	a	б	Масса, кг
400	418	4235	2196	1000	455	456	264	1068
450	462	4490	2391	1125	510	508	297	1233
500	515	5070	2631	1250	565	560	330	1474
550	615	5375	2826	1375	615	620	363	1713
600	615	5750	3076	1500	680	672	396	1976
650	716	6080	3326	1620	725	724	429	2229
700	718	6569	3581	1750	780	776	462	2592
750	818	7000	3826	1870	835	828	495	2920
800	820	7470	4076	2000	890	880	523	3108

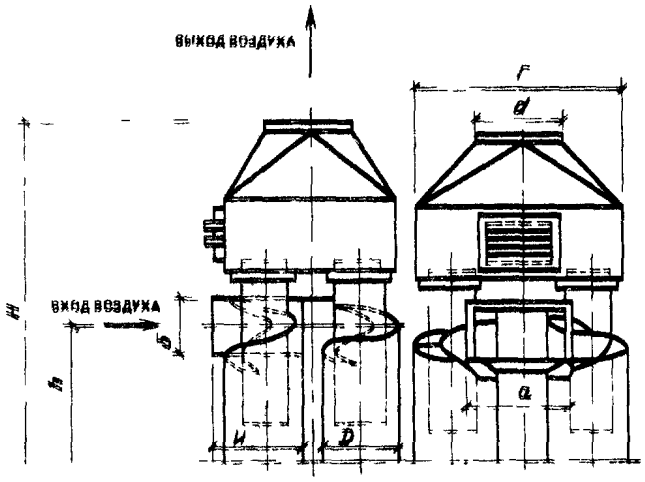


Рис. IV.15. Группа из четырех циклонов ЦН-15 с выходом воздуха через колпак

ТАБЛИЦА IV.17. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ГРУППЫ ИЗ ТРЕХ ЦИКЛОВ ЦН-15 С ВЫХОДОМ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ УЛИТКУ (РИС. IV.16)

D	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	A	$Б$	$В$	$Г$	$Е$	$Ж$	$а$	$б$	$в$	$г$	Масса, кг
650	6430	5887	3985	3326	831	1684	542	481	2605	2640	1110	1115	730	730	589	429	2440	1400	2092
700	6890	6315	4276	3581	886	1804	575	536	2772	1550	1190	1195	780	780	633	462	2610	1300	2313
750	7480	6873	4563	3826	941	2059	607	591	2955	1643	1270	1275	830	830	677	495	2785	1400	2672
800	7862	7221	4849	4076	996	2104	641	646	3124	1750	1350	1355	880	880	718	528	2960	1500	2829

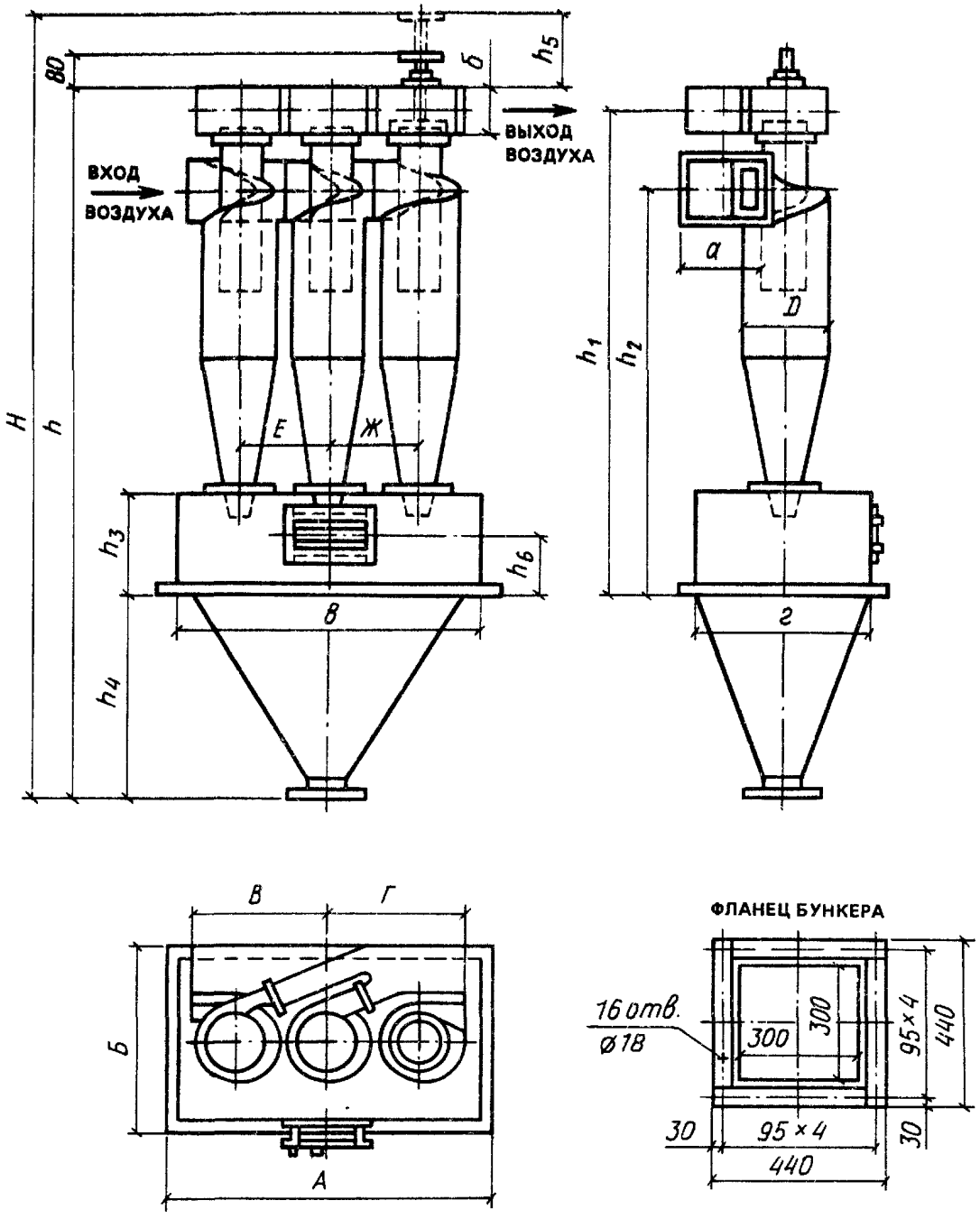


Рис. IV.16. Группа из трех циклонов ЦН-15 с выходом воздуха через улитку

ТАБЛИЦА IV.18. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ГРУППЫ ИЗ ЧЕТЫРЕХ ЦИКЛОНОВ ЦН-15 С ВЫХОДОМ ВОЗДУХА ЧЕРЕЗ УЛИТКУ (РИС. IV.17)

D	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	A	$Б$	B	$Г$	E	$Ж$	a	$б$	$в$	$г$	Масса, кг
400	3995	3647	2652	2196	671	829	378	321	1248	1380	455	450	440	648	456	264	1040	1200	974
450	4275	3865	3883,5	2391	671	829	410	321	1340	1528	510	510	480	724	508	297	1165	1350	1141
500	4880	4438	3164	2631	716	1104	442	366	1486	1676	565	565	540	800	560	330	1200	1500	1199
550	5247	4771	3401,5	2826	716	1184	476	366	1640	1830	615	620	590	884	620	363	1450	1650	1678
600	5628	5119	3693	3076	776	1224	509	426	1725	1960	610	675	640	960	672	396	1540	1800	1900
650	6014	5472	3984,5	3325	831	1269	542	481	1850	2120	725	730	590	1036	724	429	1660	1950	2148
700	6500	5925	4276	3581	886	1414	575	536	1972	2278	780	785	740	1112	776	462	1790	2100	2580
750	6985	6378	4562,2	3826	941	1559	607	591	2096	2416	835	840	790	1183	826	495	1910	2250	2868
800	7462	6821	4849	4076	996	1704	641	646	2230	2568	890	895	840	1264	880	528	2040	2400	3241

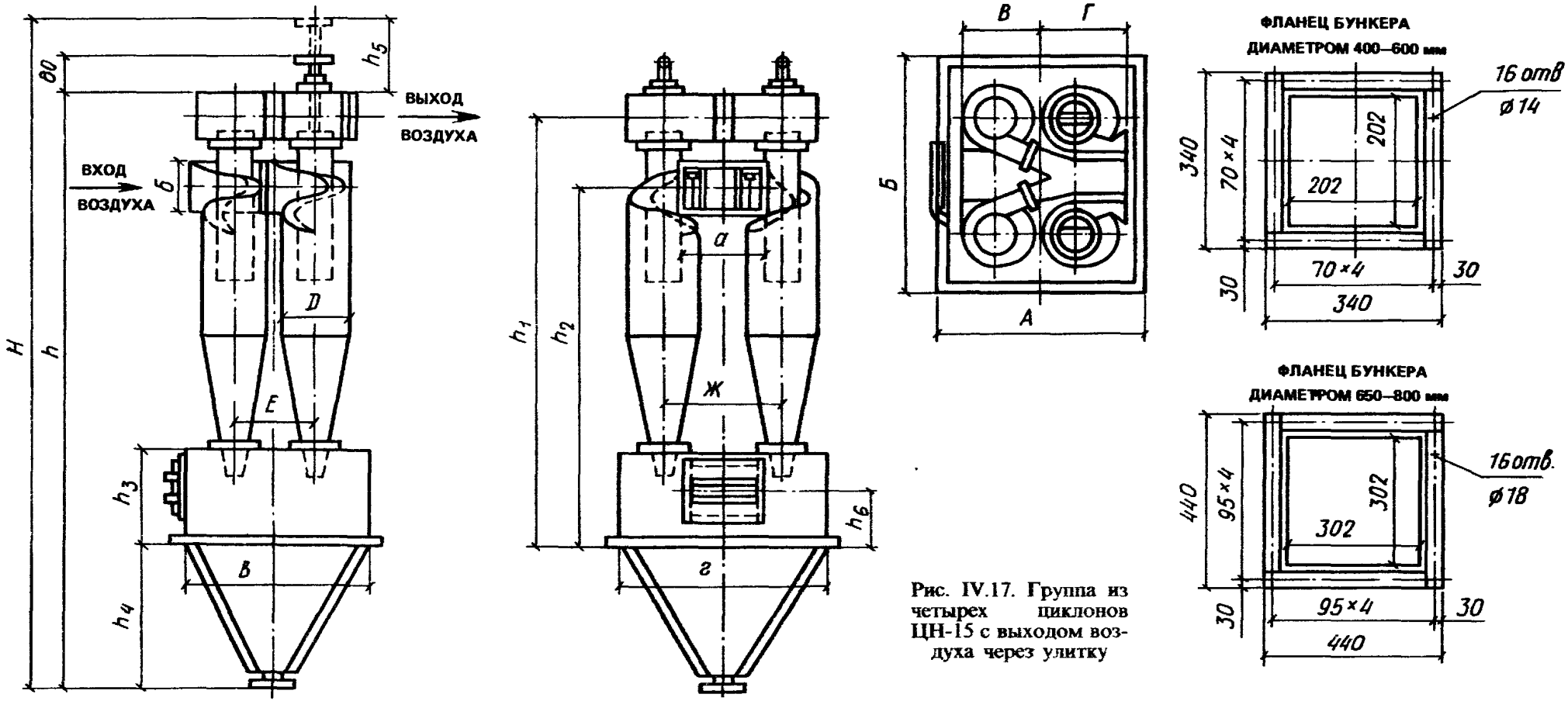


Рис. IV.17. Группа из четырех циклонов ЦН-15 с выходом воздуха через улитку

ТАБЛИЦА IV.19. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ЦИКЛОНОВ СИОТ (РИС. IV.18)

№ циклона	A	A_1	A_2	A_3	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	$Б_3$	$Б_4$	D	H	h	h_1	h_2	h_3	h_4	d	d_1	d_2	Масса, кг
1	703	368	264	135	675	345	255	355	760	650	1720	1360	235	130	95	595	170	68	325	51
2	1015	532	380	195	970	495	370	510	1100	930	2455	1960	335	175	135	850	245	98	465	102
3	1242	651	465	240	1184	610	450	624	1350	1140	2995	2400	407	305	165	1040	300	120	570	148
4	1428	748	535	275	1363	700	520	718	1550	1310	3440	2765	460	330	185	1195	345	138	655	195
5	1593	835	597	310	1520	780	580	800	1730	1460	3830	3075	525	360	205	1335	385	154	730	244
6	1698	890	635	330	1620	832	615	853	1840	1560	4080	3280	555	370	220	1420	410	164	780	275
7	1943	966	690	355	1758	900	670	926	2000	1690	4428	3555	605	385	240	1540	445	178	845	323

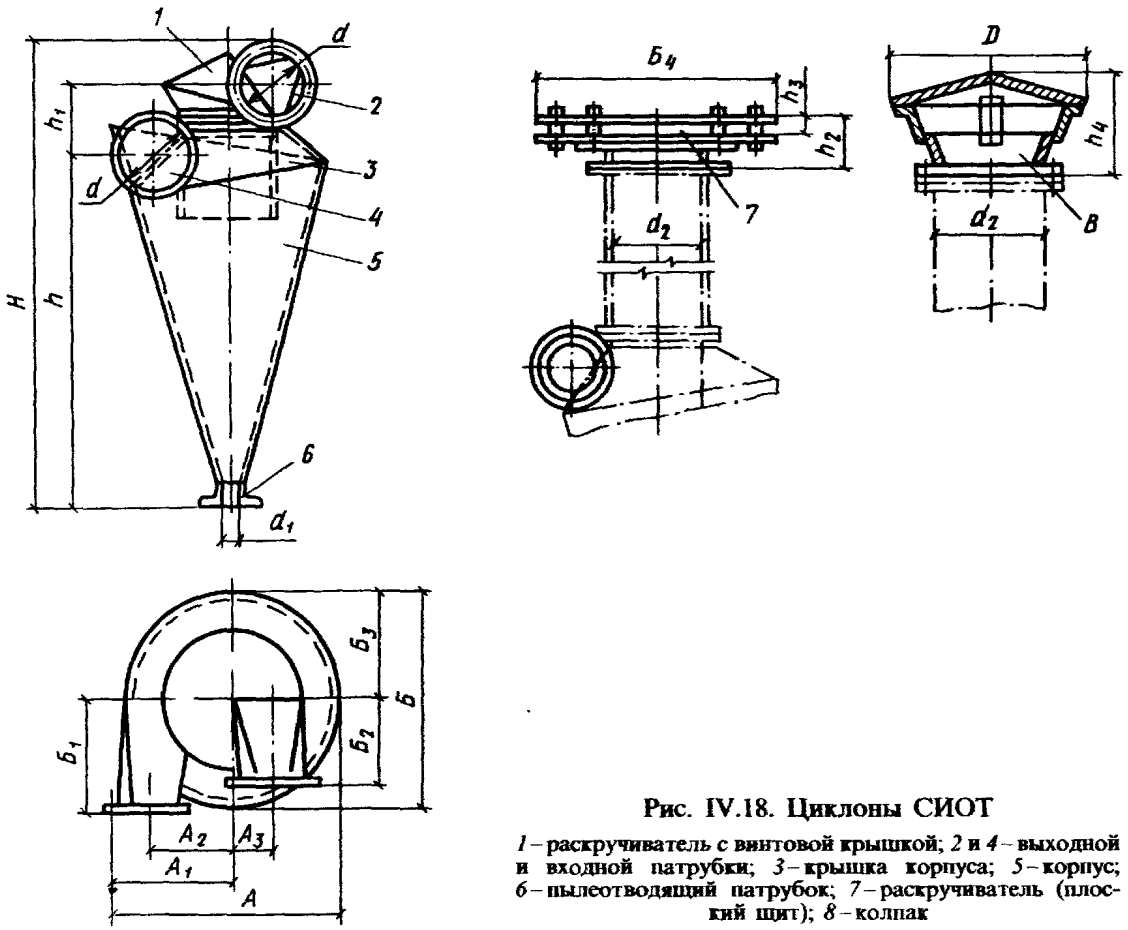


Рис. IV.18. Циклоны СИОТ

1 – раскручиватель с винтовой крышкой; *2* и *4* – выходной и входной патрубки; *3* – крышка корпуса; *5* – корпус; *6* – пылеотводящий патрубок; *7* – раскручиватель (плоский щит); *8* – колпак

ТАБЛИЦА IV.20. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ЦИКЛОНОВ С ОБРАТНЫМ КОНУСОМ

№ циклона	Внутренний диаметр циклона, мм	Производительность циклона, $м^3/ч$, при скорости воздуха во входном патрубке, м/с			Общая масса, кг	
		14	15	16	с бункером	с выдвижным ящиком
1	100	130	140	150	17,46	20,57
2	150	290	302	314	30,55	35,39
3	200	525	563	600	45,7	54,2
4	250	880	900	920	64,8	73
5	300	1170	1250	1330	124,6	97
6	370	1790	1395	2000	169,4	136
7	455	2620	2810	3000	231	192
8	525	3500	3750	4000	438,7	244,8
9	585	4375	4687	5000	528,5	296
10	645	525	5625	6000	588,7	352
11	695	6130	6565	7000	654	401,6

ТАБЛИЦА IV.21. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ЦИКЛОНОВ КЛАЙПЕДСКОГО ОЭКДМ

№ циклона	Скорость воздуха во входном патрубке, м/с	Производительность циклона, $м^3/ч$	Сопротивление циклонов, Па	Площадь сечения, $м^2$	
				входного патрубка	цилиндра стакана
12	13	2200	500	0,042	0,385
	14	2360	600		
	15	2540	700		
	16	2700	800		
	17	2860	900		
	18	3040	1000		
14	14	4230	600	0,084	0,502
	15	4540	700		
	16	4850	800		
	17	5130	900		
	18	5430	1000		
16	14	6400	600	0,127	0,65
	15	6850	700		
	17	7800	900		
	18	8200	1000		
18	14	8100	600	0,161	0,83
	15	8700	700		
	16	9260	800		
	17	10000	900		
	18	10400	1000		
20	14	10000	600	0,2	1,04
	15	10750	700		
	16	11450	800		
	17	12150	900		
	18	12900	1000		

Продолжение табл. IV.21

№ циклона	Скорость воздуха во входном патрубке, м/с	Производительность циклона, $м^3/ч$	Сопротивление циклонов, Па	Площадь сечения, $м^2$	
				входного патрубка	цилиндра стакана
22	14	11900	600	0,236	1,32
	15	12750	700		
	16	13600	800		
	17	14400	900		
	18	15250	1000		
24	14	14400	600	0,286	1,5
	15	15400	700		
	16	16450	800		
	17	17500	900		
	18	18500	1000		
26	14	20000	600	0,397	2
	15	21400	700		
	16	22800	800		
	17	24300	900		
	18	25700	1000		
30	14	22200	600	0,44	2,33
	15	23750	700		
	16	25350	800		
	17	26950	900		
	18	28500	1000		
34	14	30200	600	0,6	3
	15	32400	700		
	16	34600	800		
	17	36700	900		
	18	38800	1000		

ТАБЛИЦА IV.22. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ЦИКЛОНА С БУНКЕРОМ (РИС. IV.19)

№ циклона	$D_{вн}$	D_1	D_2	D_3	D_4	A	$Б$	$Б_1$	B	H	H_1	h	h_1	h_2	a	a_1	a_2
1	100	140	165	50	10	268	130	200	75	520	750	200	300	50	100	70	18
2	150	210	247	75	15	368	195	300	112	780	875	300	450	75	150	105	18
3	200	280	330	100	20	468	260	400	150	1040	1000	400	600	100	200	120	18
4	250	350	412	125	25	568	325	500	188	1300	1125	500	750	125	240	150	18
5	300	420	495	150	30	730	930	600	225	1560	1250	600	900	150	200	137	35
6	370	518	610	185	37	870	481	740	278	1924	1425	740	1110	185	250	157	35
7	455	637	750	228	45,5	1040	592	910	341	2366	1638	910	1365	228	300	192	35
8	525	735	866	263	52,5	1254	683	1050	394	2730	1813	1050	1575	263	250	207	55
9	585	819	965	293	58,5	1374	761	1170	439	3042	1963	1170	1755	293	300	192	55
10	645	903	1064	323	64,5	1494	839	1290	484	3354	2113	1290	1935	323	250	202	55
11	695	973	1146	348	69,5	1594	904	1390	521	3614	2238	1390	2085	348	300	152	55

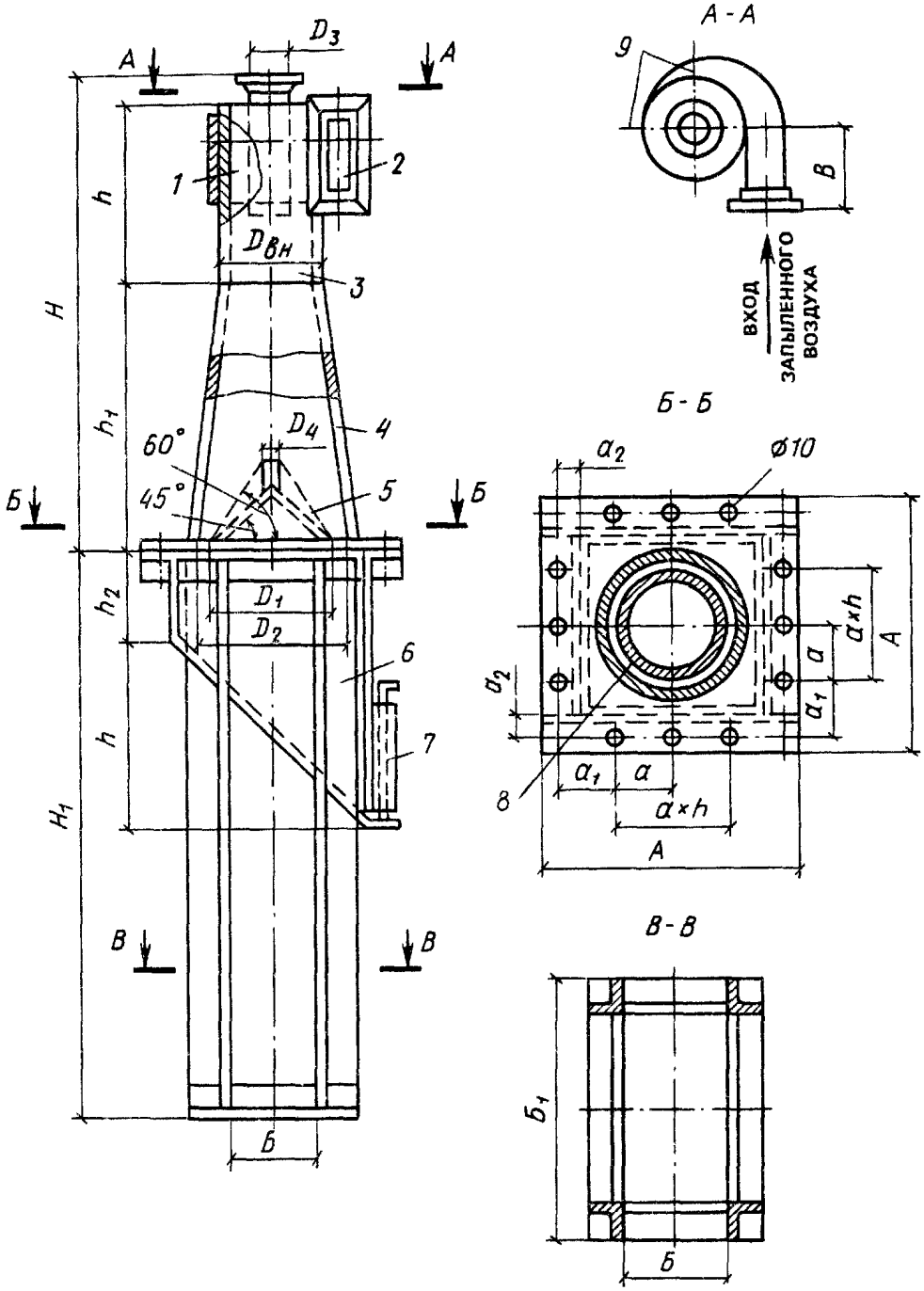


Рис. IV.19. Циклон с бункером

1 – выхлопная труба; *2* – входной патрубок; *3* – цилиндр; *4* обратный конус, *5* – внутренний корпус; *6* – бункер; *7* шибер; *8* – кольцевая щель; *9* – ось цилиндра циклона

ТАБЛИЦА IV.23. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ,

№ циклона	D	D_1	D_2	D_3	D_4	A	$Б$	B	$Г$	E
12	1200	170	700	1150	550	3780	2590	1190	1500	1360
14	1400	220	800	1300	650	4315	2935	1380	1700	1560
15	1600	300	910	1480	740	4915	3335	1580	1940	1760
18	1800	350	1030	1680	840	5565	3775	1790	2200	2020
20	2000	400	1150	1860	930	6150	4170	1980	2450	2260
22	2200	450	1300	2000	1000	6505	4365	2140	2490	2290
24	2400	480	1380	2230	1115	7295	4915	2380	2940	2740
26	2600	540	1595	2400	1215	8010	5415	2595	3300	3100
30	3040	600	1785	2790	1400	9160	6190	2970	3650	3380
34	3400	680	1950	3100	1550	10850	6975	3285	4110	3810

ТАБЛИЦА IV.24. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ЦИКЛОНОВ Ц ГИПРОДРЕВПРОМА

Тип циклона	Производительность циклона, тыс. $м^3/ч$	Площадь сечения входного патрубка, $м^2$
Ц-250	0,5–0,7	0,00845
Ц-300	0,9–1	0,01235
Ц-375	1–1,5	0,01755
Ц-450	1,5–2	0,025
Ц-550	2,2–3,2	0,0378
Ц-600	2,6–3,25	0,045
Ц-675	3,25–4,5	0,0533
Ц-730	3,85–4,8	0,0668
Ц-800	4,5–6,6	0,08

Продолжение табл. IV.24

Тип циклона	Производительность циклона, тыс. $м^3/ч$	Площадь сечения входного патрубка, $м^2$
Ц-870	5,45–6,85	0,0948
Ц-950	6,6–9,5	0,115
Ц-1050	7,95–9,95	0,138
Ц-1150	9,5–14	0,155
Ц-1235	11–13	0,19
Ц-1320	12,55–13,7	0,218
Ц-1400	14–20	0,249
Ц-1500	15–23	0,277
Ц-1600	18,4–23	0,32

ЦИКЛОНОВ КЛАЙПЕДСКОГО ОЭКДМ (РИС. IV.20)

Ж	З	И	К	Л	М	а	б	l	Масса, кг
860	215	260	380	550	1210	220	190	570	263
1010	225	340	400	640	1410	310	270	750	363
1165	230	390	460	730	1600	410	310	850	472,5
1300	275	440	520	830	1800	460	350	970	628,5
1440	280	490	570	920	2000	510	390	1100	1057
1570	305	540	630	1070	2200	550	430	1150	1284
1725	250	590	685	1105	2400	610	470	1250	1352
1800	300	600	795	1200	2600	750	530	1300	1831
2160	345	735	855	1380	3000	760	580	1370	2489
2450	400	840	975	1460	3400	860	700	1550	2897

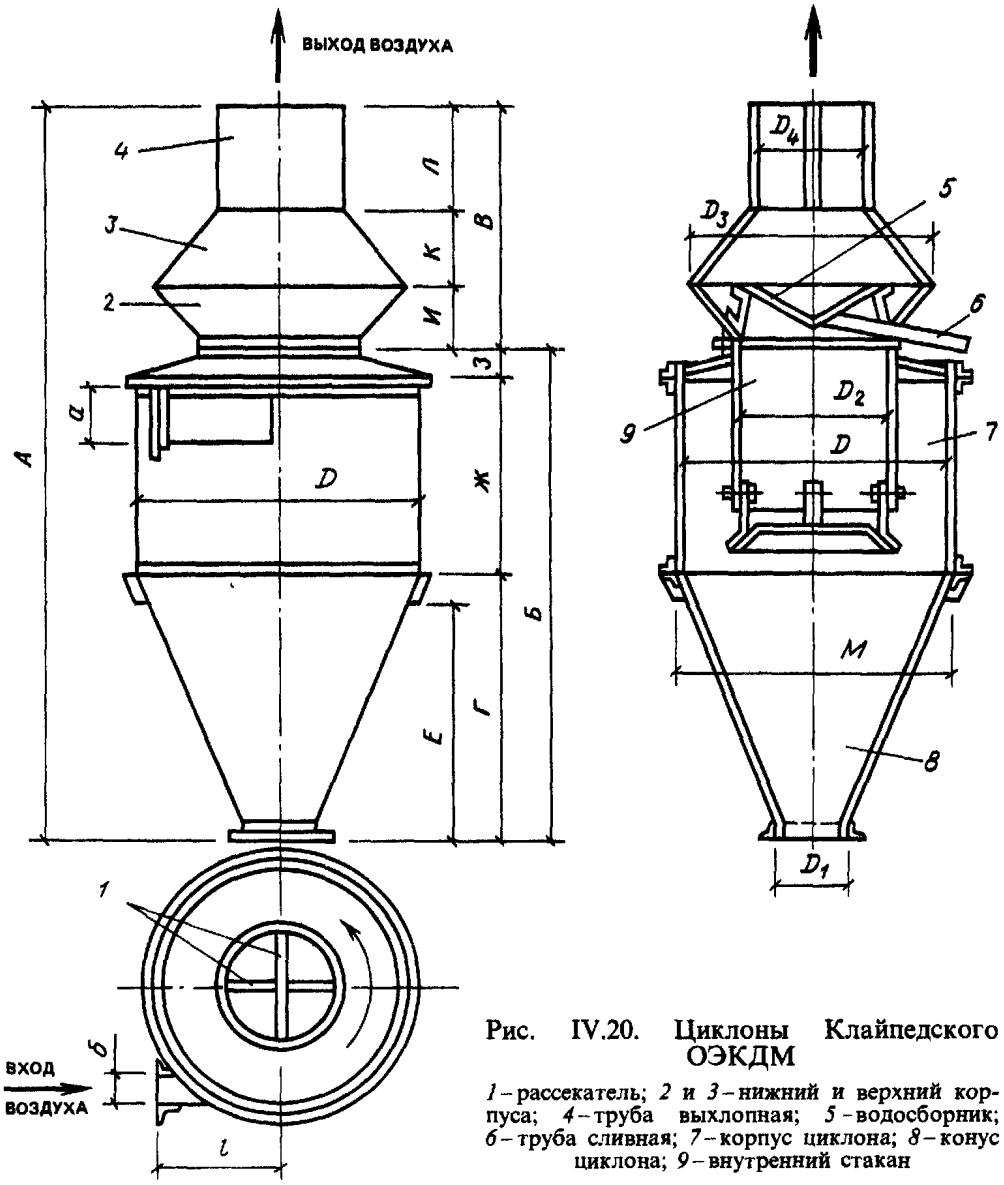


Рис. IV.20. Циклоны Клайпедского ОЭКДМ

1 – рассекатель; *2* и *3* – нижний и верхний корпуса; *4* – труба выхлопная; *5* – водосборник; *6* – труба сливная; *7* – корпус циклона; *8* – конус циклона; *9* – внутренний стакан

ТАБЛИЦА IV.25. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ЦИКЛОНОВ Ц ГИПРОДРЕВПРОМА (РИС. IV.21)

№ циклона	$D_{вн}$	D_1	D_2	d	d_1	H	H_1	H_2	h	h_1	h_2	h_3	h_4	l	A	Общая масса, кг
Ц-250	250	150	270	100	105	1150	425	600	150	300	75	45	75	190	340	18,2
Ц-300	300	185	340	110	125	1380	525	700	185	370	90	55	90	225	390	26,3
Ц-375	375	225	410	135	150	1720	635	900	225	450	110	70	110	300	470	36
Ц-450	450	270	490	160	170	2035	765	1050	270	540	135	80	135	340	550	53,8
Ц-500	500	330	600	200	205	2505	935	1300	330	660	165	100	165	450	650	71
Ц-600	600	355	655	220	215	2755	1020	1440	360	720	180	110	180	450	730	80
Ц-675	675	400	720	250	230	3053	1130	1600	400	800	200	120	200	570	810	106,5
Ц-730	730	440	795	270	245	3345	1240	1750	440	880	220	130	220	550	865	103,4
Ц-800	800	480	870	300	260	3650	1360	1900	480	960	240	145	240	600	970	165,6
Ц-870	870	520	950	320	285	3980	1480	2080	520	1040	260	155	260	650	1040	184,5
Ц-950	950	575	1030	350	310	4335	1625	2250	575	1150	285	170	285	750	1080	207,5
Ц-1050	1050	630	1145	390	350	4815	1785	2520	630	1260	315	190	315	790	1283	247
Ц-1150	1150	690	1240	420	390	5255	1950	2750	690	1380	345	205	345	900	1300	322,5
Ц-1235	1235	740	1345	460	420	5635	2100	2960	740	1480	370	220	370	930	1406	333
Ц-1320	1320	790	1440	490	450	6045	2240	3170	790	1580	395	240	395	990	1508	462,5
Ц-1400	1400	840	1500	500	480	6395	2370	3350	840	1680	420	250	420	1050	1550	460
Ц-1500	1500	900	1620	550	500	6865	2540	3600	900	1800	450	270	450	1140	1650	516
Ц-1600	1600	960	1750	590	520	7335	2750	3840	960	1920	480	290	480	1200	1740	573

IV.7. РУКАВНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Выпускаются рукавные фильтры СМЦ-101А (РП) (рис. IV.22) и Г4-БФМ (рис. IV.23) (изготовитель – Щебекинский машиностроительный завод).

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РУКАВНЫХ ФИЛЬТРОВ ТИПА РП

Типоразмер фильтра	РП1	РП2	РП3
Площадь фильтрующей поверхности, м^2 . .	55	115	205
Рабочая длина рукава, м	2,45	5,1	9,1
Производительность продувочного вентилятора, м^3/ч	2000	3000	6000

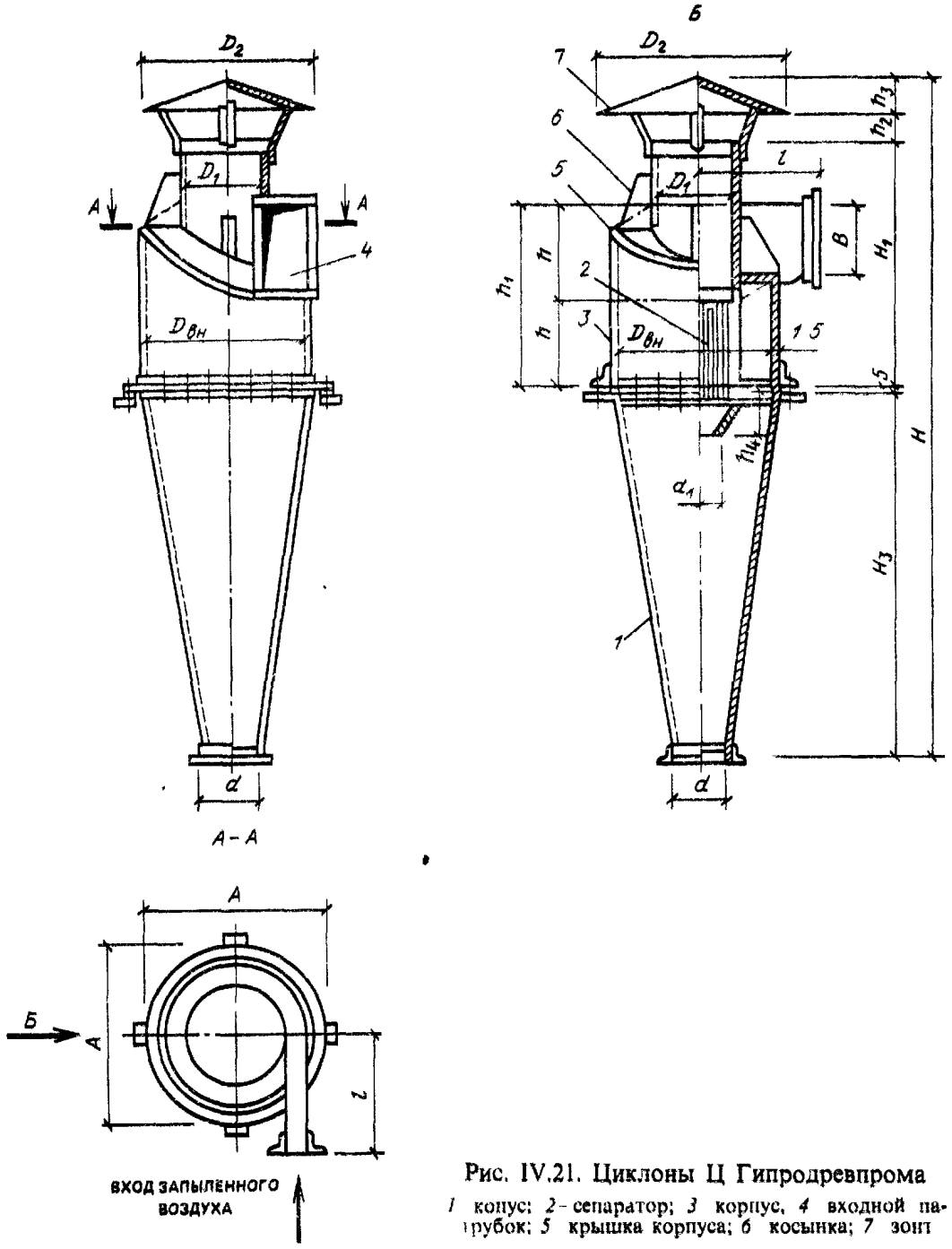


Рис. IV.21. Циклоны Ц Гипродревпрома

1 корпус; *2* – сепаратор; *3* корпус, *4* входной патрубок; *5* крышка корпуса; *6* косынка; *7* зонт

Габариты, мм	3170 × 1710 × 5700	3170 × 1710 × 8940	3170 × 1710 × 13760
Масса (без электрооборудования), т, не более	2,3	3,1	4,3
Фильтрующий материал	Лавсан (ТУ 17-РСФСР-8174-75)		
Удельная газовая нагрузка на ткань, $м^3/(м^2 \cdot мин)$	0,8–1,2		
Допустимая запыленность газа, $г/м^3$	50		
Диаметр рукава, мм	200		
Количество рукавов:			
в камере	18		
в фильтре	36		
Сопротивление фильтра перед регенерацией, кПа	1,9		
Продолжительность регенерации одной камеры, м/с	120–180		
Напор продувочного воздуха, кПа	0,8–1,5		
Установочная мощность, кВт	0,09		

ТАБЛИЦА IV.26. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ФИЛЬТРОВ ТИПА РП (РИС. IV.22)

Типоразмер фильтра	L	H	H_1	H_2	H_3	H_4	H_5
РП1	2520	5700	3335	1440	700	2080	2420
РП2	2720	8940	6015	1620	900	5100	5100
РП3	3160	13760	10035	1820	1300	9120	9460

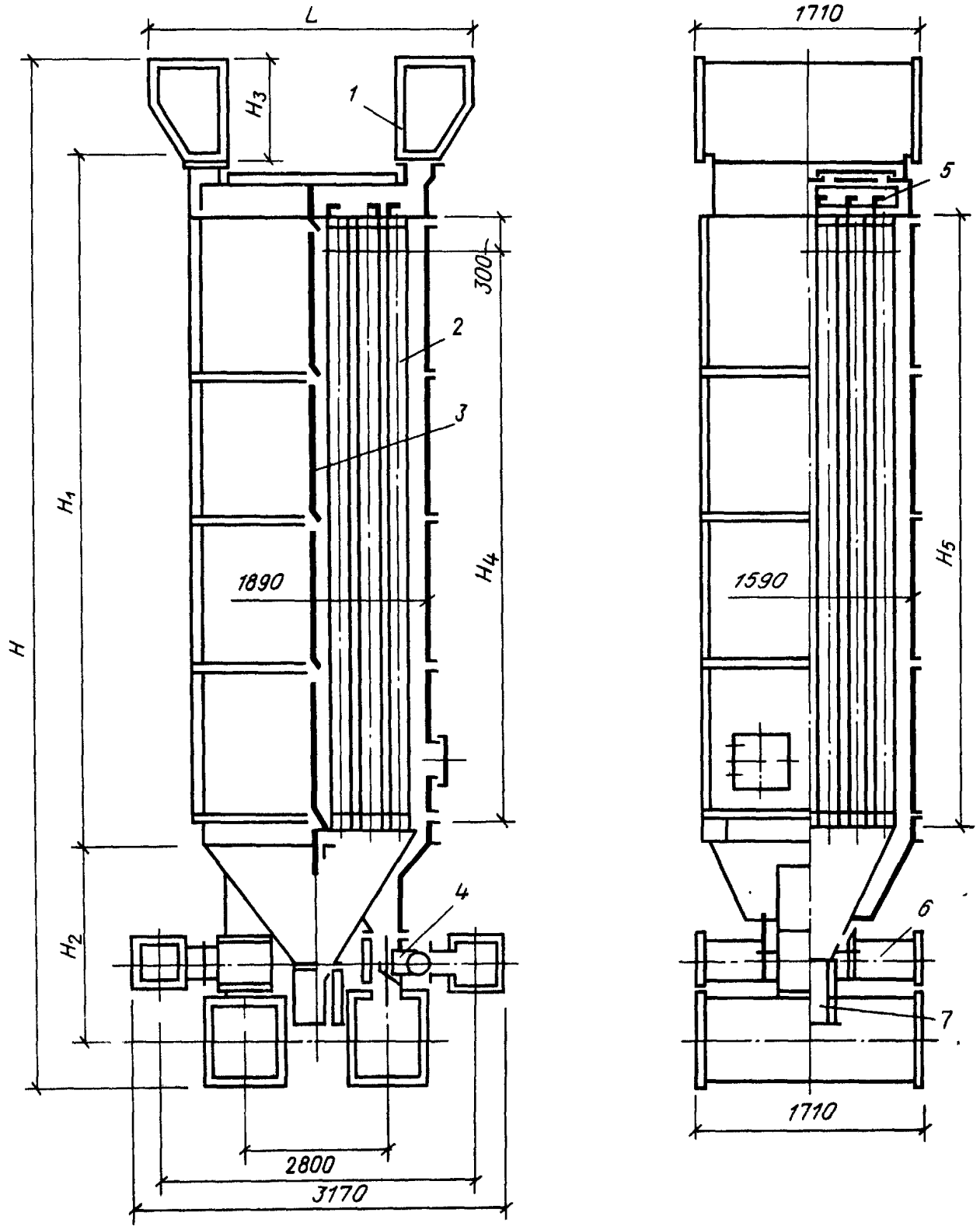


Рис. IV.22. Рукавный фильтр СМЦ-101А (РП)

1 – коллектор; *2* – рукав, *3* – корпус, *4* – клапан; *5* – подвеска; *6* – коллектор продувочного воздуха; *7* – затвор

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РУКАВНЫХ ФИЛЬТРОВ ТИПА Г4-БФМ

Типоразмер фильтра	Г4-1БМФ-30	Г4-1БФМ-45	Г4-1БФМ-60	Г4-1БФМ-90
Площадь фильтрующей поверхности, м²	30	45	60	90
Количество секций	2	3	4	6
Количество рукавов	36	54	72	108
Масса, т	1,1	1,4	1,65	2,22
Габариты, мм:				
длина	1435	1970	2490	3532
ширина	1580	1580	1580	1580
высота	4325	4325	4325	4325
Фильтрующий материал	Фильтровальное сукно № 2			
Диаметр рукава, мм	135			
Сопротивление, кПа	Не более 1,3			
Допустимое разрежение внутри фильтра, кПа	3			
Допустимая запыленность воздуха, г/м³	15			
Продолжительность встряхивания рукавов за один цикл, с	12–15			
Интервал между циклами встряхивания, мин	3–4			
Установленная мощность электродвигателей, кВт	Не более 1,4			

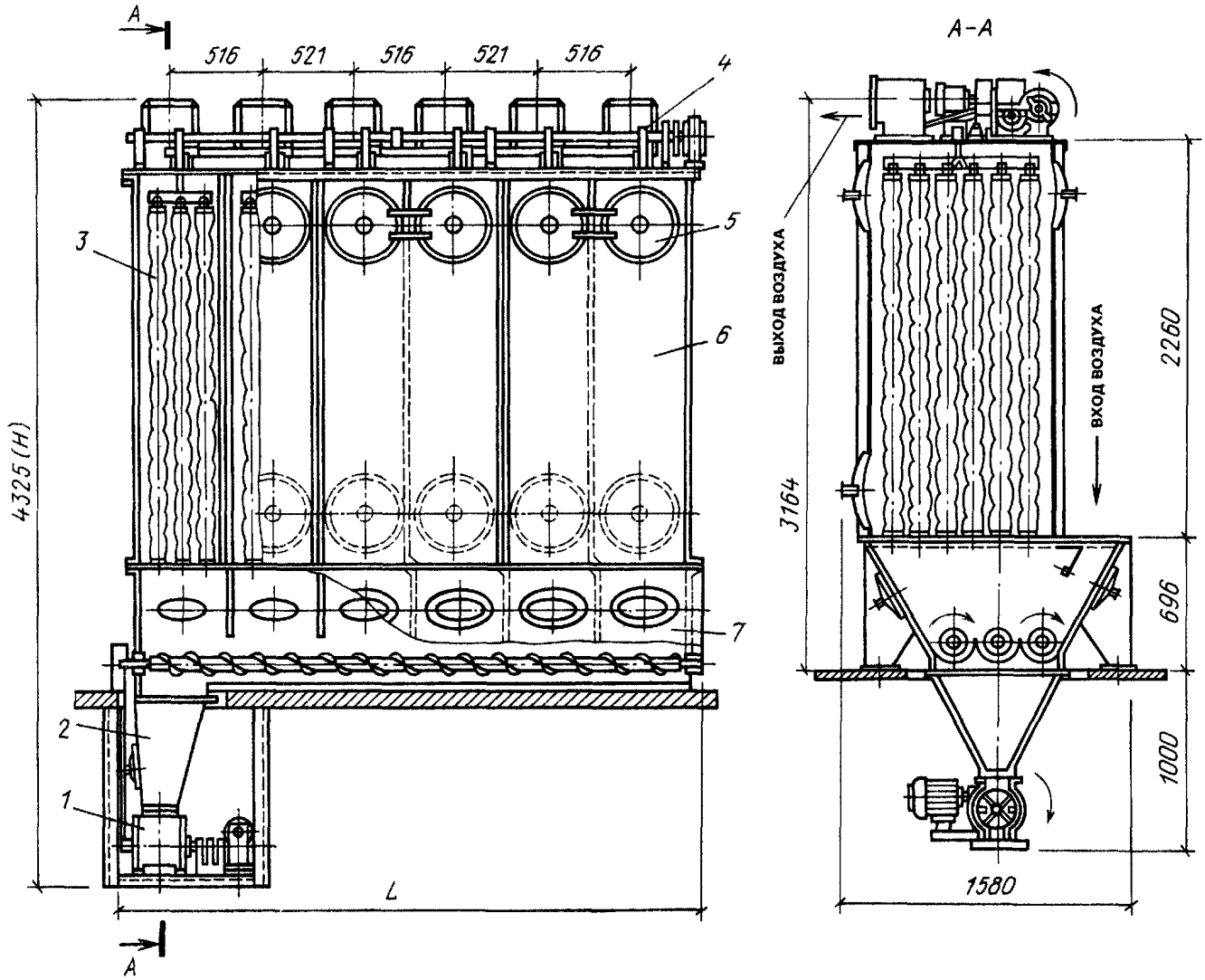


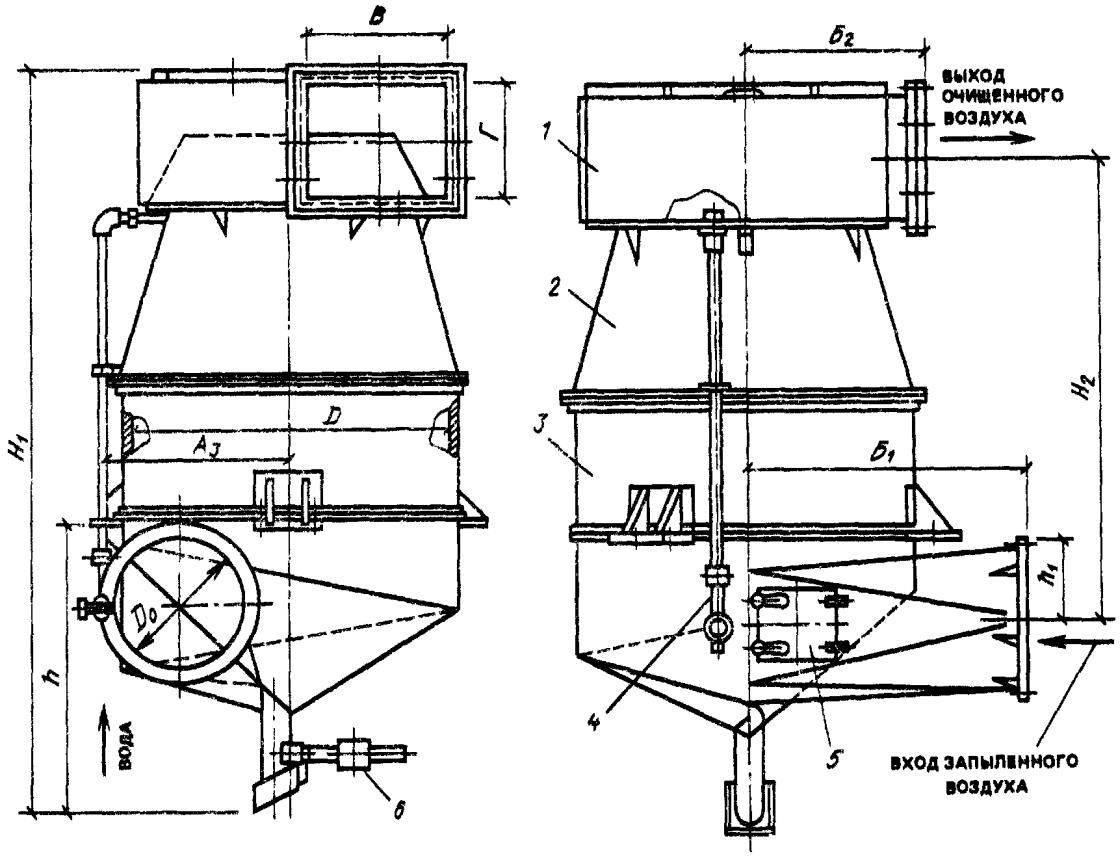
Рис. IV.23. Рукавный фильтр типа Г4-1БФМ

1 – шлюзовой затвор с электроприводом; *2* – сборник пыли; *3* – рукав; *4* – крышка с механизмом встряхивания; *5* – люк; *6* – шкаф; *7* – желоб

IV.8. СКОРОСТНЫЕ ПРОМЫВАТЕЛИ СИОТ

ТАБЛИЦА IV.27. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПРОМЫВАТЕЛЕЙ СИОТ

Показатель	№ скоростного промывателя СИОТ								
	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Диаметр входного патрубка, мм	560	665	790	940	1120	1330	1500	1880	2240
Производительность, тыс. $м^3$/ч, при входной скорости, м/с:									
14	12,5	17,5	25	35	50	70	100	140	200
20	17,5	25	35	50	70	100	140	200	280
Расход воды (максимальный), $м^3$/ч	2	2,8	3,9	5,5	7,7	11	15,5	22	31
Расчетная нагрузка на строительные конструкции, т	2,2	4	5,5	9	14	22	32	53	95



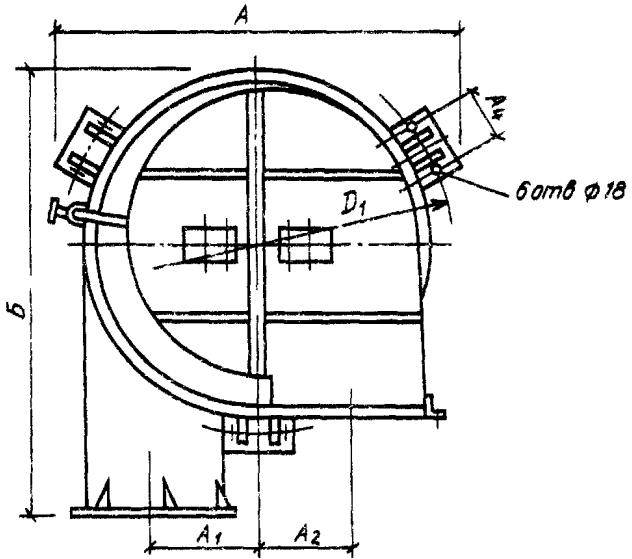


Рис. IV.24. Скоростные промыватели СИОТ

1 раскручиватель; *2* и *3* – конический и цилиндрический корпуса; *4* водоподающий трубопровод диаметром 1 2", *5* люк, *6* – дозатор

ТАБЛИЦА IV.28. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, СКОРОСТНЫХ ПРОМЫВАТЕЛЕЙ СИОТ (РИС. IV.24)

№ промывателя	Обозначение общего вида промывателя	D	D_1	A	A_1	A_2	A_3	A_4	$Б$	$Б_1$	$Б_2$	H_1	H_2	h	h_1	Общая масса, кг	D_0	B	$Г$
5	Ф105	1344	1545	1590	448	366	784	180	1855	1125	752	3170	1900	1295	367	755	560	618	504
6	Ф106	1596	1795	1800	532	435	910	180	2190	1335	850	3660	2255	1445	430	1070	665	734	600
7	Ф107	1896	2095	2085	632	517	1062	220	2590	1585	947	4250	2674	1632	500	1440	790	870	711
8	Ф108	2256	2515	2500	752	617	1251	230	3160	1885	1200	4970	3161	1835	531	2300	940	1036	846
9	Ф109	2688	2945	2900	896	734	1470	230	3740	2245	1347	5820	3758	1960	692	3150	1120	1234	1008
10	Ф110	3192	3450	3320	1064	872	1722	230	4415	2665	1655	6820	4465	2590	920	4500	1330	1465	1197
11	Ф111	3792	3905	3800	1264	1036	2060	250	5260	3165	1945	8000	5033	3170	1002	5950	1580	1741	1422
12	Ф112	4512	4625	4520	1504	1231	2420	310	6220	3765	2147	9430	6309	3650	1463	8700	1880	2072	1692
13	Ф113	5400	5565	5420	1800	1475	2915	430	7450	4495	2739	11 170	7526	4900	2380	14 030	2240	2480	2000

ТАБЛИЦА IV 29 РАЗМЕРЫ ФЛАНЦЕВ, ММ, ПАТРУБКОВ ПРОМЫВАТЕЛЕЙ СИОТ (РИС. IV.25)

№ промывателя	D	D_1	D_2	Число отверстий n_3	B	B_1	$Г$	$Г_1$	C	C_1	$a \times b$	Число шагов n	Число шагов n_1	Число отверстий n_2
5	570	610	640		628	728	514	614	172	191		4	3	14
6	675	715	745	12	744	844	610	710	161	167	13 × 18	5	4	18
7	800	840	870		880	980	721	821	188	195				
8	950	1000	1040		1046	1196	856	1006	189	189		6	5	22
9	1130	1180	1220	16	1244	1394	1018	1168	190	185	17 × 24	7	6	26
10	1340	1390	1430		1475	1625	1207	1357	195	185		8	7	30
11	1590	1640	1680		1751	1901	1432	1582	184	190		10	8	36
12	1890	1940	1980	24	2082	2232	1702	1852	197	199	17 × 24	11	9	40
13	2250	2300	2340		2492	2692	2012	2212	200	193		13	11	48

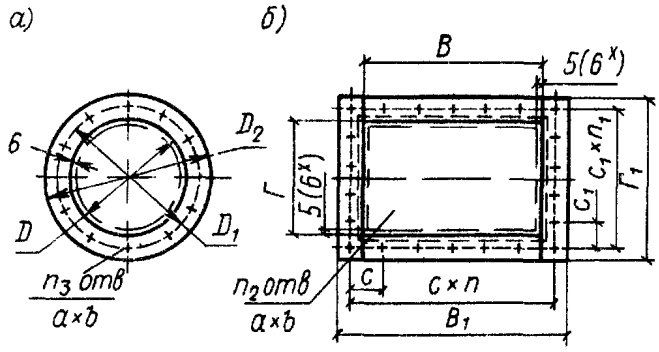


Рис IV 25 Фланцы патрубков входного (*а*) и выходного (*б*) (размеры со звездочкой относятся к циклону № 13)

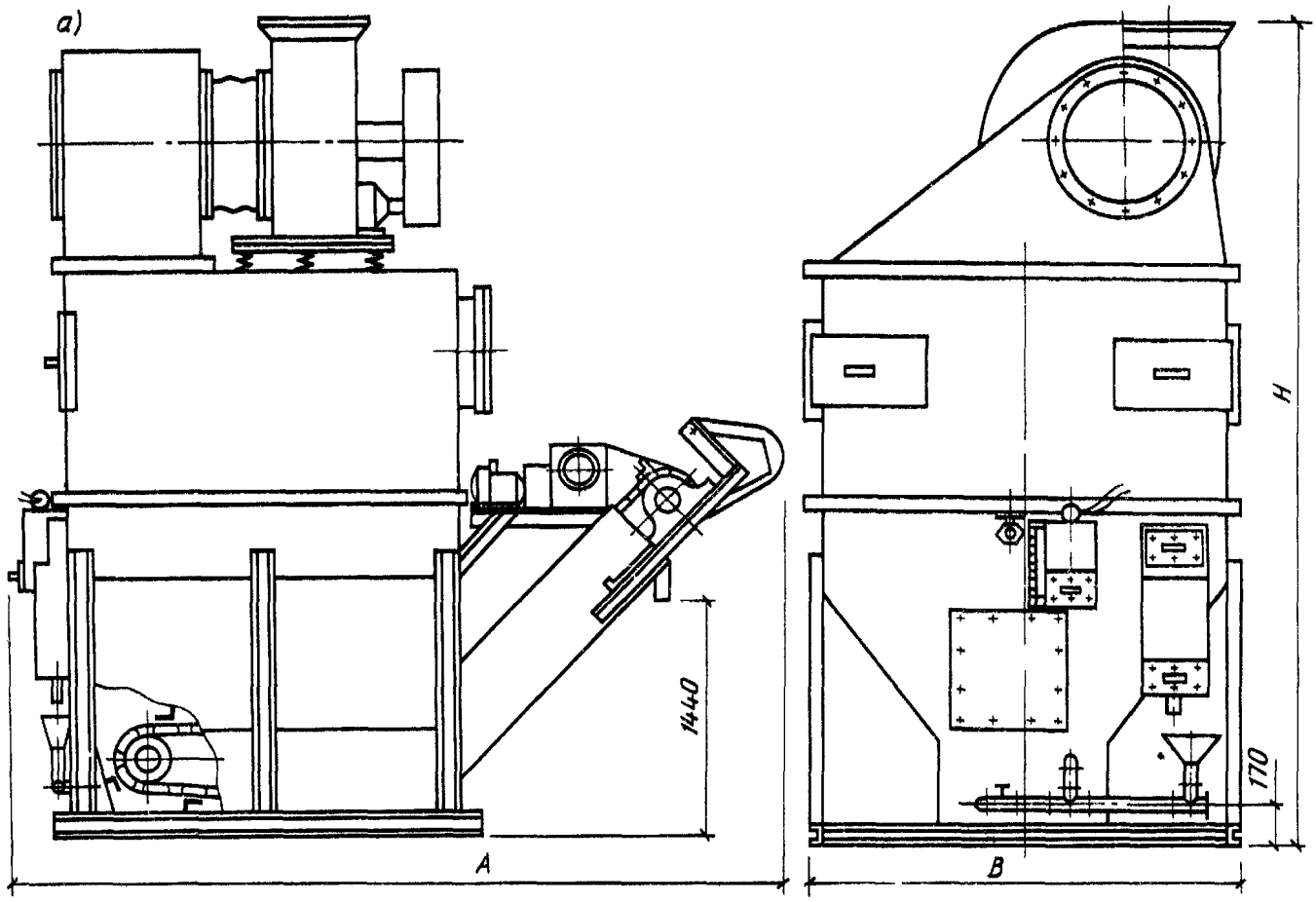
IV.9. ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

ТАБЛИЦА IV 30 РАСХОД ВОДЫ НА ОДИН ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЬ ТИПА КМП

Индекс установки	Расход воды для пленочного орошения конфузора, м³/ч	Максимальный диаметр сопла центральной форсунки, мм	Расход воды, м³/ч при периодическом смыве со стенок каплеуловителя	Число форсунок
КМП2,5-00 00.000	0,65	8,5	1,2	8
КМП3,2-00.00.000	1	12	1,5	10
КМП4,0-00.00.000	1,5	14	1,8	12
КМП5,0-00 00.000	2,2	17	1,8	12
КМП6,3-00.00.000	3	22	2,7	18
КМП7,1-00.00.000	3,4	24	3	20
КМП8,0-00.00.000	3,8	28	3,6	24

ТАБЛИЦА IV.31. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ ПВМ (РИС. IV.26)

Показатель	Типоразмер пылеуловителей													
	3СА	5СА	5КБ	5КМА	10СА	10Б	10КБ	10КМА	20СА	20Б	20КБ	40СА	40Б	40КБ
Номинальная производительность по воздуху, $м^3/ч$	3000		5000			10 000				20 000			40 000	
Тип и № установленного вентилятора	В-Ц14-46 № 2,5		В-ЦП6-45 № 5			В-ЦП6-45 № 6,3				В-ЦП6-45 № 8			В-Ц4-76 № 10	
Объем воды в бункере пылеуловителя, $м^3$	0,7	1,2	2	0,75	1,45	1,45	2,3	1,25	2,2	2,2	3,0	5,5	5,5	5,8
Масса пылеуловителя без воды и электродвигателя, кг	747	1200	1265	835	2610	1520	1828	1100	2625	2320	2005	3750	4150	3932
Габариты, мм:														
ширина *A*	1145	1590	1536	1165	2390	2360	1414	2100	2390	2810	2114	4385	2900	2304
длина *B*	1315	1370	3040	2300	1514	1950	3840	2300	2290	2360	3840	2314	4520	5930
высота *H*	3185	3575	3600	2505	4145	4140	4000	2550	4575	4575	4425	5010	5010	4900



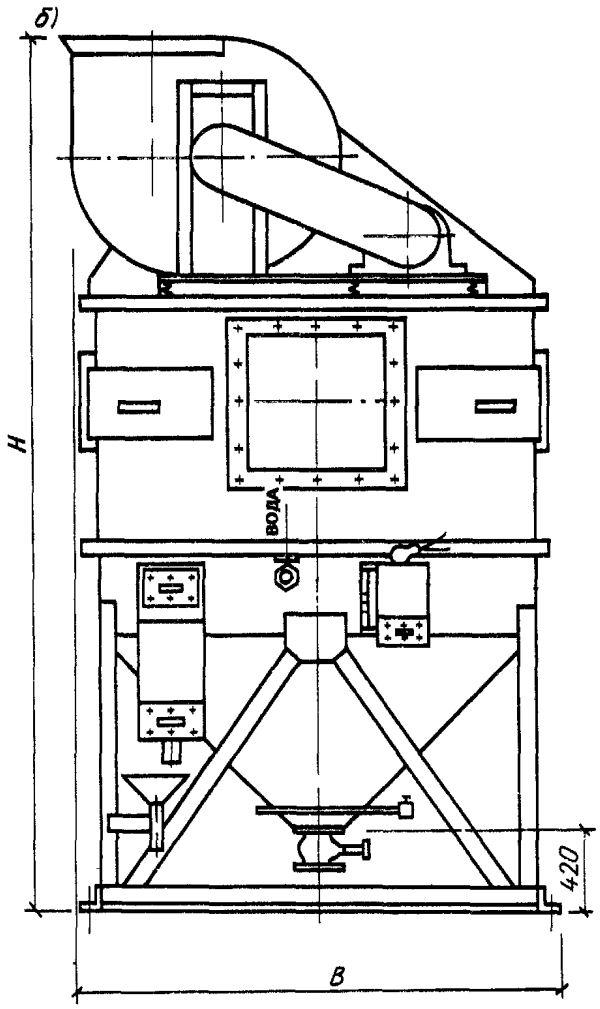
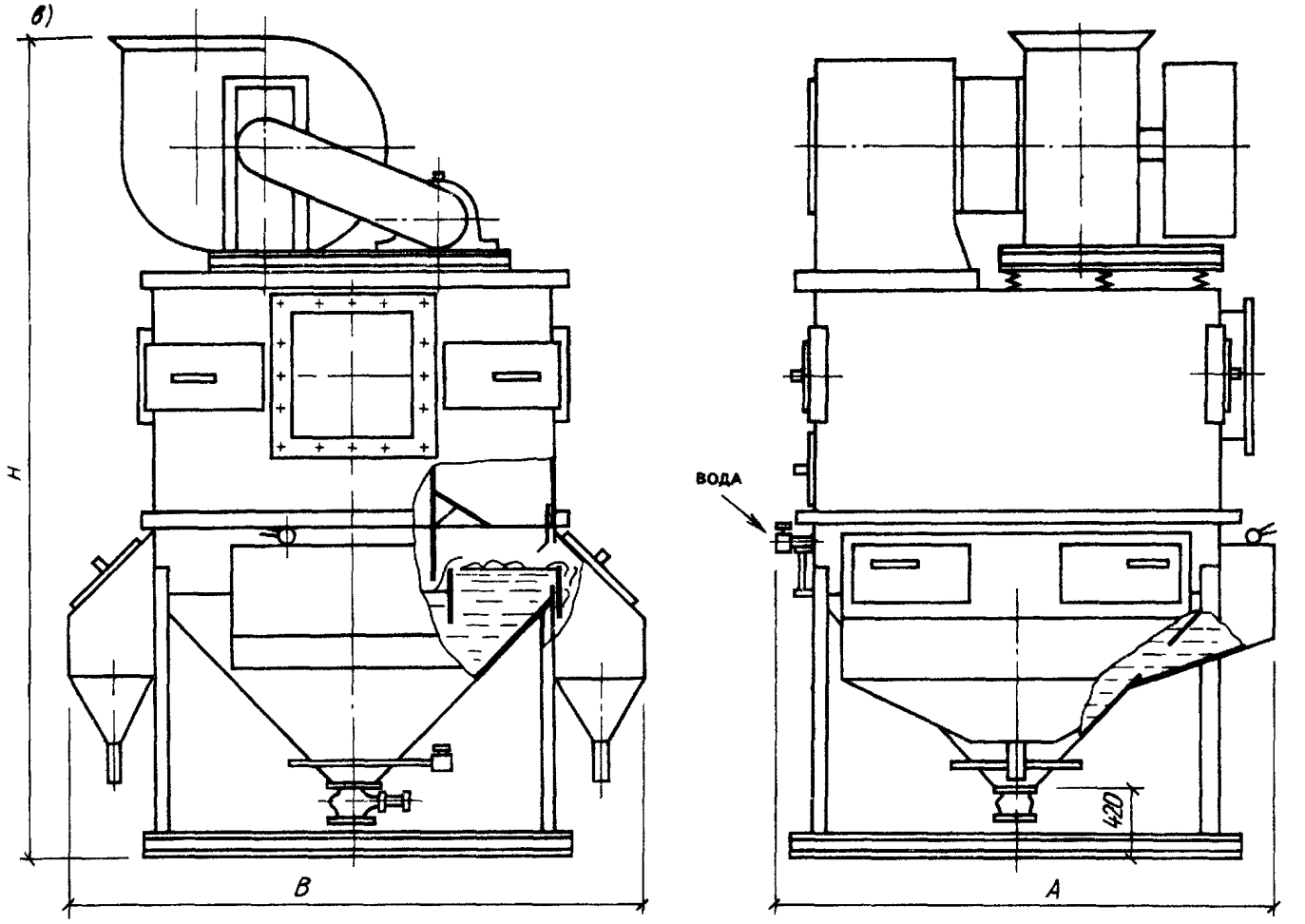


Рис IV 26 Пылеуловители ПВМ

а – ПВМКБ со скребковым удалением шлама, *б* ПВМСА со сливным удалением шлама, *в* ПВМБ для улавливания плохосмачиваемой мелкой пыли, *г* ПВМКМА для улавливания алюминиевой, цинковой и г п пылей


в)
H
B
ВОДА
420
A

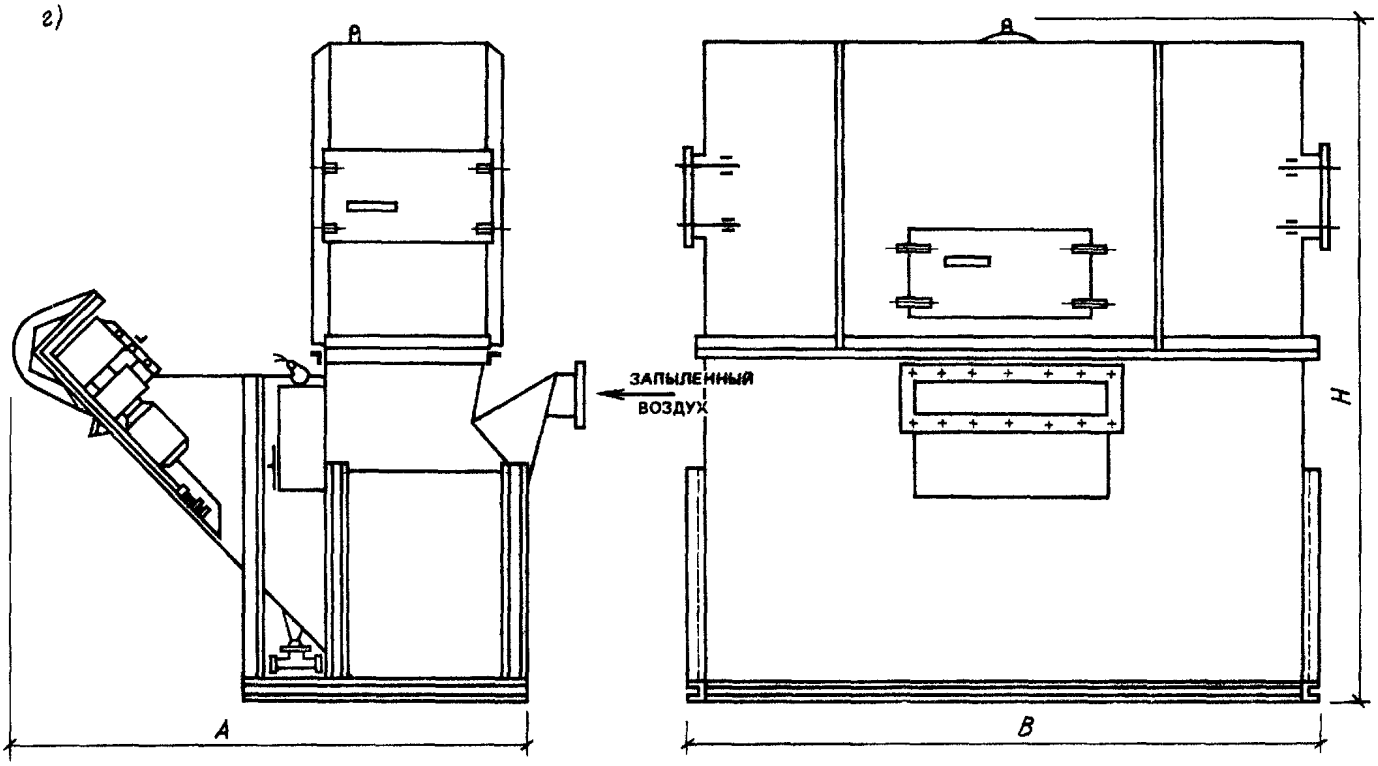

г)
ЗАПЫЛЕННЫЙ
ВОЗДУХ
A
B
H

ТАБЛИЦА IV.32. КОМПЛЕКТАЦИЯ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ ТИПА КМП

Обозначение установки	Индекс		
	трубы коагулятора	каплеуловителя исполнения	
		правого	левого
КМП2,5-00.00.000 КМП2,5-00.00.000-01	КМП2,5-01.00.000	КМП2,5-02.00.000 —	— КМП2,5-02.00.000-01
КМП3,2-00.00.000 КМП3,2-00.00.000-01	КМП3,2-02.00.000	КМП3,2-02.00.000 —	— КМП3,2-00.000-01
КМП4,0-00.00.000 КМП4,0-00.00.000-01	КМП4,0-01.00.000	КМП4,0-02.00.000 —	— КМП4,0-02.00.000-01
КМП5,0-00.00.000 КМП5,0-00.00.000-01	КМП5,0-01.00.000	КМП5,0-02.00.000 —	— КМП5,0-02.00.000-01
КМП6,3-00.00.000 КМП6,3-00.00.000-01	КМП6,3-01.00.000	КМП6,3-02.00.000 —	— КМП6,3-02.00.000-01
КМП7,1-00.00.000 КМП7,1-00.00.000-01	КМП7,1-01.00.000	КМП7,1-02.00.000 —	— КМП7,1-02.00.000-01
КМП8,0-00.00.000 КМП8,0-00.00.000-01	КМП8,0-01.00.000	КМП8,0-02.00.000 —	— КМП8,0-02.00.000-01

Продолжение табл. IV.32

Обозначение установки	Индекс				Суммарная масса установки, кг
	отвода	гидрозатвора	опорных лап		
			на трубе-коагуляторе	на каплеуловителе	
КМП2,5-00.00.000 КМП2,5-00.00.000-01	КМП2,5-03.00.000	КМП1-03.00.000	КМП1-01.00.000	КМП1-02.00.000	1060
КМП3,2-00.00.000 КМП3,2-00.00.000-01	КМП3,2-03.00.000	То же	То же	КМП1-02.00.000-01	1260
КМП4,0-00.00.000 КМП4,0-00.00.000-01	КМП4,0-03.00.000	»	»	КМП1-02.00.000-02	1777
КМП5,0-00.00.000 КМП5,0-00.00.000-01	КМП5,0-06.00.000	»	»	КМП1-02.00.000-03	3949
КМП6,3-00.00.000 КМП6,3-00.00.000-01	КМП6,3-03.00.000	КМП1-04.00.000	»	КМП1-02.00.000-04	5495
КМП7,1-00.00.000 КМП7,1-00.00.000-01	КМП7,1-03.00.000	То же	»	КМП1-02.00.000-05	—
КМП8,0-00.00.000 КМП8,0-00.00.000-01	КМП8,0-03.00.000	»	»	КМП1-02.00.000-06	10 759

ТАБЛИЦА IV.33. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ ТИПА КМП (РИС. IV.27)

Индекс	$D_г$	$D_к$	D_1	D_2	D_3	d_1	d_2	d_3	d_4	H	$H_г$
КМП2,5-00.00.000	250	1000	450	1200	740	50	25	50	20	4312	2570
КМП3,2-00.00.000	320	1200	560	1440	980	70	32	80	20	5010	3020
КМП4,0-00.00.000	400	1500	680	1800	1240	70	32	80	20	5850	3580
КМП5,0-00.00.000	500	1900	900	2120	1450	80	40	80	20	7416	4500
КМП6,3-00.00.000	630	2500	1120	2520	1600	100	40	100	25	8641	5280
КМП7,1-00.00.000	710	2700	1250	2920	1850	125	40	100	25	9591	5790
КМП8,0-00.00.000	800	3000	1400	3220	2050	125	40	100	25	10 506	6425

Продолжение табл. IV.33

Обозначение	$H_к$	h_1	h_2	h_3	h_4	A	B	M	K	L	N
КМП2,5-00.00.000	3933	240	620	1129	780	350	620	2314	450	1110	600
КМП3,2-00.00.000	4820	240	620	1440	1000	410	750	2790	590	1230	765
КМП4,0-00.00.000	5630	240	750	1800	1030	530	930	3540	720	1600	900
КМП5,0-00.00.000	7064	526	1140	2250	1450	670	1180	3985	900	1800	1080
КМП6,3-00.00.000	7355	335	1140	2830	1700	810	1430	4620	1090	2150	1300
КМП7,1-00.00.000	9806	370	1140	3190	1960	950	1680	5240	1270	1470	1500
КМП8,0-00.00.000	10 860	350	1140	3600	2140	1250	1860	5720	1430	2660	1650

ТАБЛИЦА IV.34. ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ ЦВП

Исполнение циклона	Скорость воздуха, м/с		Гидравлическое сопротивление, Па	
	во входном отверстии циклона	условная в поперечном сечении циклона	одиночного циклона	установки из двух циклонов
Основное	16–25,6	4,5–7,05	360–910	390–1000
С повышенной скоростью	32–44	4,5–6	940–1780	980–1830

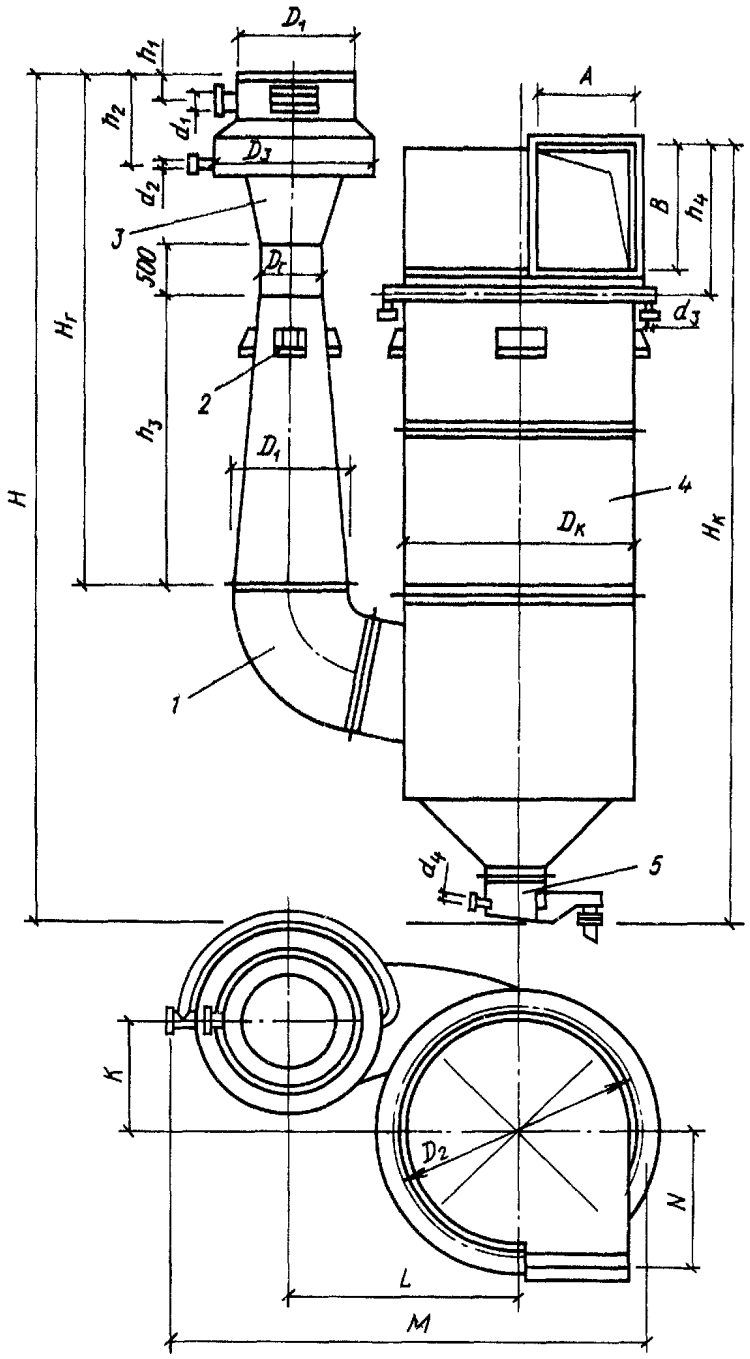


Рис. IV.27. Пылеуловители типа КМП

1 отвод; *2* - лапа опорная; *3* - труба-коагулятор; *4* - каплеуловитель; *5* - гидрозатвор

ТАБЛИЦА IV.35. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ ЦВП (РИС. IV.28)

Циклон	D	$Б$	$Б_1$	H_1	H_2	h_1	h_2	h_3	a	d	Общая масса, кг
ЦВП-3	315	445	283	2434	1711	132	250	595	102,5	19	63,9
ЦВП-4	400	505	360	3014	2173	159	320	685	130	21	106,7
ЦВП-5	500	640	450	3684	2806	189	400	792	162,5	23	161
ЦВП-6	630	765	565	4554	3401	229	500	927	205	26	237
ЦВП-8	800	1025	720	5699	4305	282	640	1116	260	29	369,7
ЦВП-10	1000	1335	900	7044	5367	344	800	1336	325	32	569,5

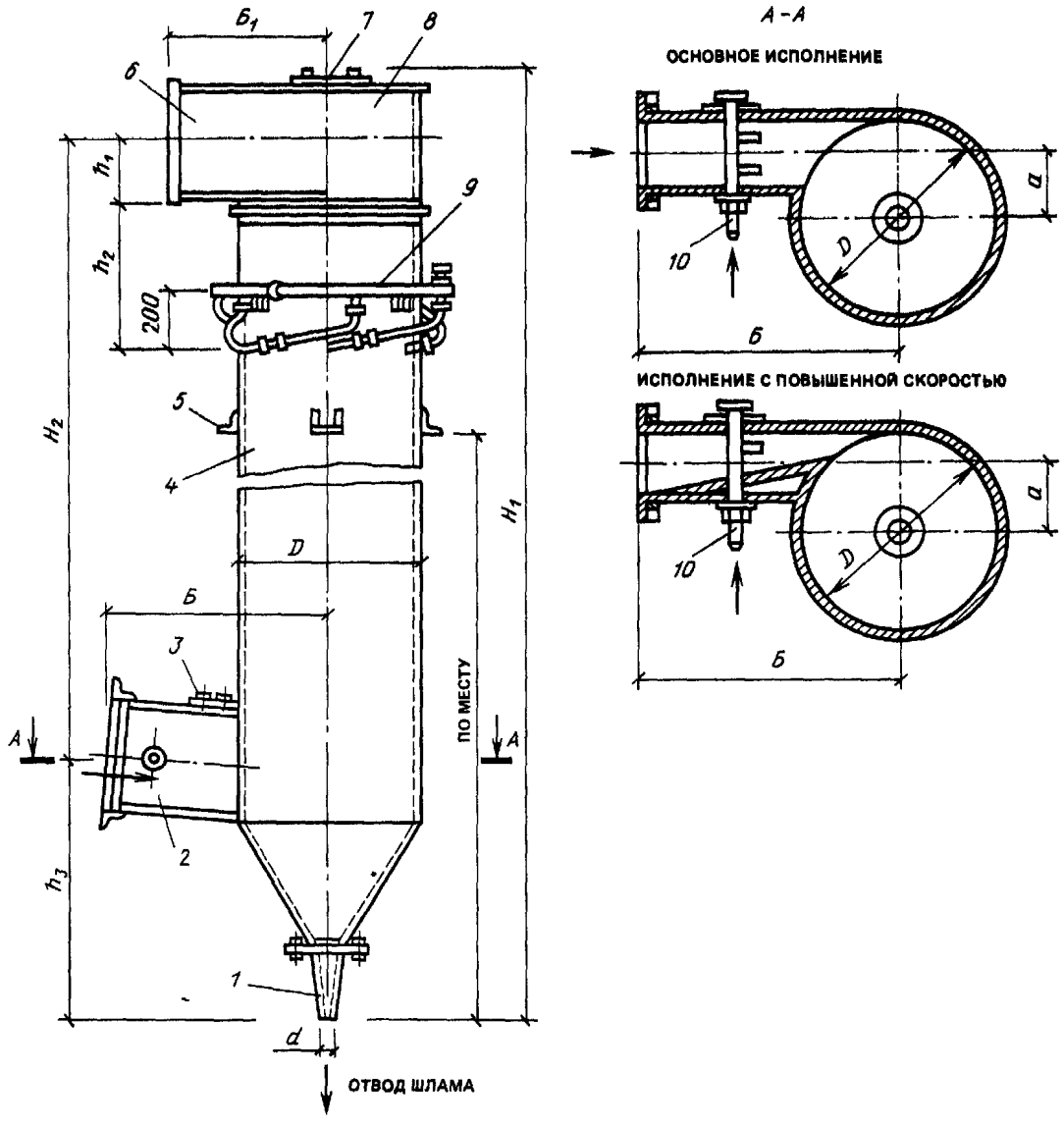


Рис. IV.28. Пылеуловители ЦВП

1 – конусный патрубок-гидрозатвор; *2* и *6* – входной и выходной патрубки; *3* – лючок; *4* – корпус циклона; *5* – опора; *7* – люк; *8* улиточный раскручивающий аппарат, *9* – оросительная труба диаметром 3/4" для непрерывной промывки корпуса; *10* – подвод воды

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автоматизация систем 155
Агрегаты вентиляторные 352–357
Адсорбенты 93–96
Адсорбция 95
Аппарат направляющий 35
Алюмогель 93
Аэродинамическое сопротивление орошаемых слоев 62
Аэроионизация воздуха 100, 101

Б

Бак-аккумулятор 112, 113
Блоки приемные 351, 352
– присоединительные 352
– тепломассообмена 53, 54, 338–340
– теплоутилизации 340–342
Блокирование автоматическое 162

В

Ввод тепловой с элеватором 157
Вентиляторы крышные осевые 298
– – радиальные 296, 297
– потолочные перемешивающие 51
– радиальные общего назначения высокого давления 278–291
– – – низкого и среднего давления 246–278
– – пылевые 291–295
Вентиляция противодымная 176
Влажность воздуха относительная в пограничном слое над водными растворами солей 79
Вода артезианская 102
Воздуховоды круглые из листовой стали 199, 207–212
– – из винипласта 199, 200
– – общего назначения 237
– перфорированные 133
– прямоугольные из листовой стали 200
– – из винипласта 201
– систем аспирации 236, 238, 242–244
– – вентиляции при естественном побуждении
Воздухонагреватели 336–338
– биметаллические со спирально-накатным оребрением 299–313
Воздухообмен 114–116
Воздухоосушитель с вращающимся ротором 94
– с неподвижным слоем 95
Воздухоохладители поверхностные 66–78
– с орошаемыми насадками 60
Воздухораспределители 35, 124–129, 215, 216
Выбор регулирующего клапана 153, 154

Г

Глубина количественного регулирования воздухораспределителей 34, 35

Д

Давление парциальное водяного пара 81–83
Диаграмма фазовая для раствора поваренной соли 79
Диафрагма 220, 232–236
Диффузор конический 219
– пирамидальный 218, 230
– плоский 230
– с отводом квадратного сечения 231
Доводчик эжекционный 369
Доувлажнение местное 60
Дроссель-клапан 220

Е

Емкости в системах холодоснабжения 112

З

Завеса воздушно-тепловая 163
Зависимость давления воды перед форсунками от расхода 58, 59
– холодопроизводительности от температуры хладоносителя 105
Защита воздухонагревателей автоматическая 161

И

J-диаграмма воздуха влажного 80
– – наружного 22
– процесса осушения воздуха водным раствором хлористого кальция 92
– – приготовления воздуха 18, 26, 27, 30, 37
Изменение температуры воды холодной и горячей 42
– – воздуха первичного 42
Изотерма сорбции 95
Индекс Невиса и Вэрда 10
Источники холода 102, 103

К

Кавитация 153
Калориферы стальные пластинчатые 318–325
––с гофрированными пластинами и плоскоовальными трубками 314–317
Камеры воздушные 348
–обслуживания 348
–орошения форсуночные 51, 53, 58, 331–333
––сеточные 53, 55, 59, 331, 334, 335
–осушения 90
–реконцентрации 90
Каналы вентиляционные из кирпича 200–203
–––пеноглинистых или пеностеклянных плит 203
–––шлакогипсовых или шлакобетонных плит 202
––с сеткой или решеткой 213
Клапан воздушный 348–351
–дымовой 172
–регулирующий 151–155
Классификация СКВ 6
Колено *z*-образное 216
–П-образное 217
–90° с направляющими лопатками 217
––острыми кромками 216, 229
Коллектор конический 213
Кондиционеры местные автономные 361–367
––неавтономные 358–361
–––шкафные 368
–центральные 326–330
––теплоутилизаторы 330
Кондиционирование воздуха индивидуальное 49
––комфортное 4
––технологическое 4
Конфузор 219, 229
Короба вентиляционные асбестоцементные 200
Коэффициент аппроксимации 55
–вариации 133
–взаимодействия струй 117–120
–воздухообмена 139–143
–использования холода 29
–кавитации 154
–неизотермичности 118, 119
–орошения воздуха 55, 66, 82
–перехода от нормируемой скорости движения воздуха и максимальной 115
поправочный на потери давления 227
–стеснения струй 117, 120, 136, 137
–теплообмена 60, 195
–теплопередачи 189, 190
–униполярности 101
–учета потерь воздуха 10
–эффективности адиабатной 55–57
––испарительного охлаждения воды в градирне 64
––тепло- и массообмена 88, 93
––тепло- и массоотдачи 88, 89, 91
––энтальпийной 55–57
Кратность воздухообмена 35
Кривые равновесного состояния водяного пара в силикагеле 96
–адсорбции влаги силикагелем 96
Критерий Архимеда 118

М

Машины холодильные абсорбционные 106, 107
––воздушные 108
––водоохлаждающие винтовые 105
–––турбокомпрессорные 105
––парокомпрессионные 103–106
––пароэжекторные 107, 108
Метод окисления деструктивный 99
–расчета СУПТ графоаналитический без подогрева теплоносителя 187
––––с подогревом 194
Муфта скольжения электрическая индукторная 35

Н

Насадки регулярной и нерегулярной структуры 60, 61

О

Обозначения условные оборудования и приборов СКВ 16
Озонирование 98
Определение концентрации раствора хлористого лития 84, 85
–общей теплоты сорбции 84, 85
Осушение воздуха поглотителями жидкими 79
–––твердыми 93
–––твердо-жидкими 97
Отверстие с утолщенными краями 219
Отвод круглого сечения 217, 229, 238
–прямоугольного сечения 227
Отклонение температуры в приточной струе от нормируемой 116
Охлаждение воздуха двухступенчатое 64–66
––испарительное 64–66

П

Панель для установки ячейковых фильтров 372, 373
Параметры воздуха оптимальные 7 9
– – для особо чистых помещений 49
Перепады температур для группы теплообменников 191
Переходник с квадратного на круглое сечение 231
Поглотители 78, 79
Построение процесса приготовления воздуха 11, 26, 27
– – сухого охлаждения 69
Потери давления на трение в воздуховодах 204
– – по воздуху в теплообменниках 77 78
Потолки перфорированные 133, 134
Приборы теплотехнического контроля 156, 157
Примеры расчета воздухораспределения 146
Промыватели скоростные СИОТ 400 402
Промывка воздуха водой 98
Процесс обработки воздуха адиабатный 52
политропный 52
технологический 22–24
приготовления воздуха 18, 26, 27, 30, 37
Пылеуловители 402–410

Р

Расход воздуха кондиционированного полезный 10, 11
наружного 12, 14, 29, 138, 149, 179
на рециркуляцию 141
– теплоты максимальный 29, 32, 39
– на десорбцию 97
– холода 29, 32, 39
Расчет воздухоохладителей поверхностных 66
– – теплотехнический 76
– воздухораспределителей 134–137
– камер орошения 53, 54
– – осушения 90
– – реконцентрации 90
– количества форсунок 54
– производительности СКВ 49
– сети воздуховодов систем аспирации 242–245
– вентиляции 245 246
– СУПТ с подогревом 196, 197
– теплотехнический осушительных камер 87
– экономически целесообразной скорости движения воздуха 205, 206
Регулирование автоматическое местное 161
– – индивидуальное 161
– – центральное 160
– процессов теплопередачи 151
Решетка вентиляционная унифицированная 216
– щелевая 214

С

Свойства раствора хлористого кальция 85
– – – лития 85
– теплоносителей 183
Силикагель 93, 94
Система аспирации 243–245
– воздухораспределения программная 145, 146
Системы кондиционирования воздуха местные 15, 43, 44
– – комбинированные 44
центральные водовоздушные 39, 40
для особо чистых помещений 46 49
– термоконстантных помещений 45, 46
многозональные 25–34, 36, 37
однозональные 15 25
– – одноканальные 40, 41
с воздушными холодильными машинами 50, 51
– количественным и количественно-качественным регулированием 34–36
– – комбинированным косвенным и прямым испарительным охлаждением воздуха 65
– – – осушительной камерой 86
– потолочными перемешивающими вентиляторами 51
– – установкой для дезодорации воздуха 100
– местного доувлажнения 60
– регулирования автоматические 159
– утилизации теплоты ВЭР 181–184, 187
– циркуляции теплоносителя 113
Соединение холодильных машин параллельное 112
– – – последовательное 112
Соотношения для определения коэффициентов воздухообмена 142, 143
Сопротивление воздухонагревателей аэродинамическое 336
– – гидравлическое 306, 311, 315, 323
– насадок аэродинамический 60, 62
Способы подачи воздуха 123–133, 142, 143
– регулирования производительности вентиляторов 34, 35
Станции холодильные 111
Струи подачи воздуха 116 123
Схема блокировки многозональных кондиционеров 28
присоединения ТУБ к циркуляционному контуру 188

– процессов тепло- и влагообмена при орошении соляным раствором 85
– расчетная сети воздуховодов общего назначения 236, 237
установки воздухораспределителей в ряд 120
Схемы использования артезианской воды в СКВ 103
– обвязки теплообменников по воде 67, 68
– обработки воздуха 13, 15
– подачи воздуха 121, 130, 131, 134, 136
– присоединения воздухоохладителей к линиям холодоснабжения 110
– – теплоутилизационных блоков 188
– процесса ассимиляции теплоты и влаги 144
– технологические СУПТ 186, 187
– циркуляции хладоносителя 109–111

Т

Температура воздуха наружного 5, 50
– – в помещении 9, 10
– замерзания раствора незамерзающего теплоносителя 182, 183
– «сквозняка» эффективная 10
Теплоноситель промежуточный 182
Теплообменники базовые 67, 68
– роторные контактные 60
Теплоутилизаторы 183, 196
Точка эвтектическая 79
Тройник прямой 90° вытяжной 218
– – – приточный 217
– круглого сечения 239–241
Труба цилиндрическая, заделанная в стену 213, 215
Трубки вихревые 49, 50

У

Увлажнение воздуха паром 63
Уголь активированный 93, 94
Удаление воздуха из помещения 137, 138
– дыма из помещений 173–179
– – – коридоров 171, 172
Узел ответвления 221–226
Управление электродвигателями диспетчерское 164
– – дистанционное 164
– – местное 164
Установка пневматическая «Туман» 61, 63
– приточно-вентиляционная 157
– регенерационная 347

Ф

Фильтры воздушные 342–346
рукавные 396, 398, 399
– рулонные 374–376
– складчатые волокнистые 374
– электрические 378, 379
– ячейковые унифицированные Фя 370, 371
Форсунка пневматическая 63

Х

Характеристики аэродинамические вентиляторов 248–255, 264, 265, 271, 279–282, 292, 296
– воздухораспределителей 123–129
– геометрические диффузоров 228
– клапана регулирующего 152, 153
– теплообменников 70–75
– теплоутилизаторов 196
Холодопроизводительность холодильной станции 112
Холодоснабжение кондиционеров децентрализованное 108
– – централизованное 109

Ц

Циклоны Гипродревпрома 394, 396, 397
– групповые 380–382, 384, 386–390
– Клайпедского ОЭКДМ 392, 394, 395
– на постаменте 382, 383
– одиночные 380–382, 385
– СИОТ 391
– с бункером 393
– с обратным конусом 392

Ш

Шахта вытяжная с зонтом 214
– приточная 214
Шероховатость эквивалентная материалов воздуховодов 203
Шибер 220
Шкала запахов 98

Э

Элементы составные 231
Энергоресурсы вторичные низкотемпературные 180
Энтальпия воздуха 5, 25
Эффект Ранка 49
Эффективность нейтрализации запаха 99

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава 15. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА 4

15.1. Общие положения 4
15.2. Расход кондиционированного воздуха 10
15.3. Системы кондиционирования воздуха 15
15.4. Форсуночные камеры орошения 51
15.5. Воздухоохладители с орошаемыми насадками 60
15.6. Увлажнение и охлаждение воздуха 60
15.7. Поверхностные воздухоохладители 66
15.8. Осушение воздуха сорбентами 78
15.9. Борьба с запахами, озонирование и аэроионизация 97

Глава 16. ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 102

16.1. Естественные источники холода 102
16.2. Холодильные машины 103
16.3. Системы холодоснабжения кондиционеров 108
16.4. Холодильные станции 111
16.5. Емкости, баки-аккумуляторы 112

Глава 17. ОРГАНИЗАЦИЯ ВОЗДУХООБМЕНА И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ 114

17.1. Общие положения 114
17.2. Приточные струи 116
17.3. Выбор способов подачи, типов и количества ВР 123
17.4. Распределение воздуха через перфорированные воздуховоды, потолки и панели 133
17.5. Удаление воздуха из помещения 137
17.6. Определение расхода приточного воздуха 138
17.7. Расчет воздухообмена и воздухораспределения на ЭВМ 145
17.8. Примеры расчета воздухораспределения 146

Глава 18. РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ НА ТРУБОПРОВОДАХ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ . . . 151

Глава 19. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМАТИЗАЦИИ ВНУТРЕННИХ САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ 155

19.1. Общие сведения 155
19.2. Теплотехнический контроль и сигнализация 156
19.3. Автоматическое регулирование систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха 159
19.4. Автоматическое регулирование систем горячего и холодного водоснабжения 161
19.5. Автоматическая защита оборудования и блокирование 161
19.6. Управление электродвигателями и диспетчеризация 164

Глава 20. ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ 165

20.1. Общие положения 165
20.2. Системы отопления 165
20.3. Системы вентиляции, кондиционирования воздуха и воздушного отопления 166
20.4. Удаление дыма при пожаре из коридоров или холлов 171
20.5. Удаление дыма непосредственно из помещений, в которых произошел пожар 173
20.6. Приточная противодымная вентиляция 176

Глава 21 НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВТОРИЧНЫЕ ЭНЕРГОРЕСУРСЫ . . . 180

21.1. Источники, потребители и целесообразность использования низкопотенциальных вторичных энергоресурсов 180
21.2. Системы утилизации теплоты ВЭР в жидкостно-воздушных теплоутилизаторах с промежуточным теплоносителем 181

Глава 22. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ КАНАЛОВ . . 198

22.1. Размеры и масса воздуховодов 198
22.2. Размеры вентиляционных каналов 200
22.3. Расчет воздуховодов и каналов приточных и вытяжных систем вентиляции общего назначения 202
22.4. Расчет потерь давления в местных сопротивлениях вблизи вентиляторов 228
22.5. Расчет диафрагм для круглых и прямоугольных воздуховодов . . 232
22.6. Расчет конусных диафрагм . . 236
22.7. Расчет воздуховодов систем аспирации 236
22.8. Расчет воздуховодов систем вентиляции при естественном побуждении 245

Приложение I. ВЕНТИЛЯТОРЫ 246
I.1. Вентиляторы радиальные . . . 246
I.2. Вентиляторы крышные 296
Приложение II. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ (КАЛОРИФЕРЫ) 299
II.1. Воздухонагреватели биметаллические со спирально-накатным оребрением 299
II.2. Калориферы стальные с гофрированными пластинами и плоскоовальными трубками 314
II.3. Калориферы стальные пластинчатые 318
Приложение III. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ И КОНДИЦИОНЕРЫ-ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРЫ КТЦ3 326
III.1. Центральные кондиционеры . . 326
III.2. Кондиционеры-теплоутилизаторы 330
III.3. Камеры орошения 331
III.4. Воздухонагреватели 336
III.5. Блоки тепломассообмена . . . 338
III.6. Блоки теплоутилизации . . . 340
III.7. Фильтры воздушные 342
III.8. Установка регенерационная УР-1-02А 347
III.9. Камеры обслуживания КО-1 . . 348
III.10. Камеры воздушные КВ 0,5-3 и КВ 1-3 348
III.11. Клапаны воздушные 348
III.12. Блоки приемные 351
III.13. Блоки присоединительные . . 352
III.14. Вентиляторные агрегаты . . 352
III.15. Кондиционеры местные неавтономные типа КНБ 358
III.16. Кондиционеры автономные типа КПА1 361
III.17. Кондиционеры автономные типа КТА 366
III.18. Кондиционер неавтономный шкафной КТН-1,6-01 368
III.19. Доводчик эжекционный Д-Э2-0,56 369
Приложение IV. ФИЛЬТРЫ И ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ 370
IV.1. Унифицированные ячейковые фильтры Фя 370
IV.2. Панели УсФя для установки ячейковых фильтров типа Фя в строительных конструкциях и центральных секционных кондиционерах . . 372
IV.3. Фильтры ФяЛ 374
IV.4. Фильтры ФРС 374
IV.5. Электрофильтры ФЭ и ЭФ-2М 378
IV.6. Циклоны 380
IV.7. Рукавные фильтры 396
IV.8. Скоростные промыватели СИОТ 400
IV.9. Пылеуловители 402
Предметный указатель 411

Справочное издание

ВНУТРЕННИЕ САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

В трех частях

Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха

Книга 2

Баркалов Борис Владимирович, Павлов Николай Николаевич, Амирджанов Сурен Саакович, Моор Лев Федорович, Гримитлин Моисей Иосифович, Позин Гарри Моисеевич, Креймер Борис Наумович, Рубчинский Виктор Михайлович, Садовская Тамила Ивановна, Березина Наталия Ивановна, Бычкова Людмила Анатольевна, Ушомирская Аина Исаевна, Финкельштейн Семен Мордкович, Пирумов Александр Иванович

Художественный редактор *Л. Ф. Егоренко*. Технический редактор *Л. И. Шерстнева*. Корректор *Г. Г. Морозовская*

ИБ № 3887

Сдано в набор 18.06.91. Подписано в печать 20.05.92. Формат 70×100 1/16. Бумага офс № 2—60 гр. Гарнитура Таймс. Печать офсетная. Усл. печ. л. 33,54. Уч.-изд. л. 39,15. Тираж 15 000 экз. Изд. № АХ—1094. Заказ 1976. С 108

Стройиздат. 101442 Москва, Долгоруковская, 23а
Московская типография № 4 Министерства печати и информации РФ
129041 Москва, Б. Переяславская, 46