

1. Особенности вентиляции гражданских зданий

1.1. Задачи вентиляции

Человек является источником выделений в воздух помещения: углекислого газа, водяных паров, неприятных запахов, характеризуемых в технике вентиляции как *вредные выделения* или, более кратко, - *вредности*. Поступление углекислого газа в воздух, может, со временем, изменить его состав до предела, при котором усвоение кислорода организмом в процессе дыхания станет невозможным. Такие ситуации возникают, в частности, на затонувших подводных лодках. Избыточные тепловыделения и выделения паров воды способны повысить температуру и относительную влажность воздуха выше значений, при которых человек в помещении чувствует себя комфортно. Предотвращают подобные ситуации устройством вентиляции. В подавляющем большинстве гражданских зданий основным источником вредных выделений является именно человек.

Вентиляцией называется совокупность устройств, позволяющих поддерживать в помещениях производственных, гражданских и жилых зданий состояние воздушной среды, благоприятное для пребывания человека и выполнения производственных процессов.

Поддержание требуемых параметров воздушной среды осуществляется организацией в помещении *воздухообмена путём удаления загрязнённого воздуха из объёма помещения и подачи в него чистого воздуха*.

Гражданскими принято считать жилые, административные здания, учебные и лечебные заведения и учреждения, офисные и здания зрелищных предприятий, музеев, картинные галереи, здания и помещения общепита и т. д. Приоритетом вентиляции в них является поддержание параметров воздушной среды, благоприятных для пребывания человека. В музеях и картинных галереях принято поддерживать параметры воздуха, способствующие сохранению экспонатов, но эти параметры комфортны и для пребывания человека.

Наряду со зданиями гражданскими, существует значительное количество *производственных* зданий и сооружений, предназначенных для выпуска про-

мышленных изделий, производства электрической и тепловой энергии. Но и среди них есть производства с вредными выделениями и требованиями к параметрам воздушной среды, идентичными параметрам перечисленным выше гражданских зданий (швейные, сборочные цехи приборостроительных предприятий...). Поэтому чёткой границы между производственными и гражданскими зданиями нет.

Поддержание параметров воздуха в предусмотренных нормами пределах осуществляется организацией в помещениях *воздухообмена*, заключающегося в удалении загрязнённого и подачи в него чистого приточного (обычно наружного) воздуха.

Понятия вредных выделений и предельно – допустимой концентрации. Пыль, углекислый газ, неприятные запахи способны наносить вред здоровью человека, являются, поэтому, *вредными выделениями* или *вредностями*. Повышенная концентрация пыли в воздухе - причина заболевания человеком *силикозом*. Тепловыделения и водяные пары становятся вредностями в избыточном количестве, когда они становятся *теплоизбытками* и *влагоизбытками*, возникающими в случае, если поступления теплоты и водяных паров превысит тепловые потери и потери водяных паров помещением. Теплоизбытки и влагоизбытки способны повышать температуру и относительную влажность воздуха в помещении.

Из вышеизложенного следует, что в помещениях гражданских зданий выделяются несколько видов вредностей, поэтому в вентиляции различают вредности *значимые*, по величинам которых вычисляется воздухообмен, и *незначимые*, по которым воздухообмен не вычисляется вследствие малости их выделения. Предполагается, что незначимые вредности удаляются полностью воздухообменом, определённым по величине значимых вредностей.

Концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны помещений не должна превышать *предельно – допустимую концентрацию* или *ПДК*.

Предельно допустимой концентрацией (ПДК) называется максимальное значение концентрации вредного вещества, которое за время действия не оказывает на человеческий организм патологического действия, выявляемого современными на данный момент времени средствами медицинской диагностики.

Понятие рабочей зоны. *Рабочая зона – часть помещения, предназначенная для постоянного пребывания ней человека и выполнения в её пределах технологических процессов с участием человека.*

Термин «технологический процесс» следует понимать расширенно: всё, что связано с осуществлением жизнедеятельности, учёбой, трудовой деятельностью человека в данном случае считаются технологическими процессами.

Рабочей зоной помещения является объём, ограниченный полом помещения и параллельной ему плоскостью, отстоящей от пола на величину роста человека. Расчётная высота роста взрослого человека – 1,8...2,0 м, в школах она может быть меньшей и приниматься в пределах 1,5...1,6 м, детских садах и яслях – до 1 м.

В залах массовых собраний может быть *несколько рабочих зон*. Это не только партер и амфитеатр, но ложи, балконы, на которых имеются места для зрителей. С целью экономии средств, вентиляция предусматривает создание благоприятных условий только в пределах *всех* рабочих зон помещения.

Целью устройства вентиляции в помещениях гражданских зданий является создание комфортных условий пребывания в них человека. Однако её возможности ограничены по причине отсутствия в приточных камерах теплообменников для охлаждения приточного воздуха в жаркий период года и аппаратов увлажнения притока в холодный период года. Поэтому в тёплый период года температура притока равна температуре наружного воздуха и может быть достаточно высокой. Подаваемый в холодный период воздух имеет весьма низкое абсолютное влагосодержание, что после нагрева его перед подачей в помещение приведёт в неприемлемо низкой его относительной влажности, и с этим

приходится мириться. Существенно большими возможностями плане поддержания комфортных условий в помещении обладают системы кондиционирования воздуха.

§ 2. Основные виды вредных выделений в гражданских зданиях

В условиях производства на самочувствие человека, производительность его труда влияют вредные выделения. Каждый вид вредного выделения имеет свой источник и негативно воздействует на конкретный орган или систему тканей человеческого организма.

Конвективная теплота передается воздуху помещения нагретыми поверхностями любой природы (люди, нагретые поверхности отопительных приборов...), вызывая повышение температуры воздуха. Повышенная температура воздуха ведёт к возникновению напряжений в системе терморегуляции человека и ухудшению его самочувствия, возрастанию нагрузки на сердечно-сосудистую систему человека.

Лучистая теплота большой интенсивности имеет место в «горячих» цехах предприятий общественного питания. Инфракрасные потоки электромагнитного излучения поступают от поверхностей варочно – жарочных плит, печей для выпечки хлебобулочных изделий, фритюрниц и т. п., для прочих помещений повышенная интенсивность лучистых потоков не является характерной. Инфракрасное облучение нагревает и кожу, и внутренние ткани тела человека, что может вызывать ухудшение самочувствия в большей степени, нежели конвективный теплообмен. Интенсивное тепловое излучение способствует обезвоживанию организма, следствием которого является *тепловой удар*.

Влага (водяные пары) поступает в воздух помещений гражданских зданий от человека, от технологических процессов, связанных с приготовлением и потреблением пищи. Влагоизбытки повышают относительную влажность воздуха в помещении, ухудшают условия испарения с поверхности кожи, тем самым снижая отдачу теплоты организмом в жаркий период года, тем самым, ухудшают самочувствие.

Оксид углерода CO – угарный газ, не имеет запаха и цвета, является продуктом неполного сгорания углерода. Оксид углерода более активно, нежели кислород воздуха соединяется с гемоглобином крови, связывает его и вызывает кислородное голодание организма. Оксид углерода легче воздуха, поэтому скапливается в верхней зоне помещения. Признаки отравления («угарания»): головная боль, тошнота, слабость, при длительном вдыхании возможен летальный исход. Выделение угарного газа имеет место в жилых и гражданских зданиях с печным отоплением, обычно, при преждевременном закрытии шиберов или вьюшки по окончании топки печи. Известны случаи гибели целых семей от отравления угарным газом.

Диоксид углерода или CO₂ – углекислый газ, не имеет запаха и цвета, является продуктом полного сгорания углерода, выделяется человеком и домашними животными. Не ядовит, но в больших концентрациях снижает парциальное давление кислорода в воздухе, затрудняя усвоение его организмом.

Пыль выделяется человеком в воздух помещения в незначительных количествах, состоит, преимущественно, из отмерших чешуек кожи (перхоть). Большую опасность представляет запылённость наружного воздуха, подаваемого в помещения в качестве притока. Нормы требуют установки в приточных камерах фильтров, если концентрация пыли в наружном воздухе превышает 30% от предельно – допустимых значений.

Жизнедеятельность человека и животных, производственные процессы сопровождаются выделением теплоты, вредных газов, паров и пыли, которые с течением времени делают воздух помещения непригодным для дыхания.

Первой и основной задачей вентиляции является поддержание в помещении благоприятного для пребывания человека и выполнения технологических процессов состояния воздуха.

В жилых и гражданских зданиях приоритетным является поддержание параметров воздушной среды, благоприятных для пребывания человека. В помещениях производственных зданий требование обеспечения оптимальных усло-

вий для проведения технологического процесса является определяющим и может вступать в противоречие с условиями комфортного пребывания в нём человека. Примерами тому являются хлопкопрядильные цехи ткацких фабрик, в которых в течение всего года поддерживается относительная влажность воздуха, близкая к 100%.

Второй задачей вентиляции является борьба с профессиональными заболеваниями.

Воздействие на человека вредных веществ, содержащихся в воздухе помещения, может вызвать заболевания, называемые «профессиональными», так как их причиной являются неблагоприятные условия на производстве. Часто это обычные заболевания (бронхит, ревматизм, астма, цирроз печени) «профессиональное происхождение» которых подтверждается более частой наблюдаемостью её у работников данного производства по сравнению с населением данного района, посёлка, города. Это могут быть и специфические заболевания, в природе не встречающиеся. К ним относятся лучевая болезнь, вызываемая радиоактивными излучениями. Из профессиональных заболеваний наиболее распространены пневмокониозы – следствие отложения и накопления пыли в лёгких. Некоторые виды пневмокониозов различают по видам вдыхаемой пыли:

- силикоз является следствием вдыхания в течение длительного времени пыли, содержащей двуокись кремния; признаком заболевания является выделение гнойной мокроты, силикоз часто является причиной заболевания туберкулёзом лёгких;
- асбестоз возникает при вдыхании волокнистой асбестовой пыли; симптомы болезни: приступообразный кашель, резкая слабость, сероземлистая окраска кожных покровов, осложнение – рак лёгких.

Существуют также пневмокониозы от вдыхания цементной и пыли стекловолокна.

заболеваниями путём обеспечения требуемых нормами условий на рабочих местах.

Третья задача вентиляции – защита атмосферного воздуха от загрязнения вентиляционными выбросами.

Удаляемый от местных отсосов, из производственных помещений воздух может содержать значительные количества пыли, вредных паров и газов. Борьба с этими видами загрязнений атмосферы ведётся путём:

- внедрения экологически чистых технологий;
- очистки вентиляционных выбросов от вредных веществ перед выбросом в атмосферу;
- рассеивания вентиляционных выбросов, уже очищенных, но содержащих некоторое остаточное количество вредных примесей таким способом, чтобы концентрация вредных веществ в приземном слое воздуха не превышала допустимых норм.

1.2. Гигиенические характеристики микроклимата вентилируемого помещения

Воздух помещений гражданских и производственных помещений должен быть чистым, в нём должны отсутствовать вредные примеси, а температура обеспечивать состояние теплового комфорта. Состояние комфорта формируют не только температура, влажность и подвижность внутреннего воздуха, а также температура внутренних поверхностей ограждающих конструкций.

Вредными выделениями, являются пары и газы, поступающие в воздух помещения и делающими воздух непригодным для дыхания, поступления конвективной и лучистой теплоты.

Теплота, представленная конвективной и лучистой составляющими, может быть теплонедостатками, если поступления теплоты в помещение меньше теплотопотерь или теплоизбытками, когда тепlopоступления превышают теплотопотери. Теплоизбытки повышают температуру воздуха в помещении выше требуемых норм, затрудняют теплообмен человеческого организма с окружающей средой, вызывают напряжение в системе терморегуляции организма, ухудшает

самочувствие человека. Это свойство теплоизбытков переводит их в разряд вредных выделений. Теплонедостатки вредностями не являются. Превышение теплопотерь над теплопоступлениями приводит к необходимости устройства в помещении отопления.

В помещениях с обычным температурным режимом (практически все помещения гражданских зданий, большинство производственных помещений) воздействие лучистой теплоты на человеческий организм отдельно не учитывают, рассматривая совместное действие на организм конвективной теплоты и теплового излучения. Тепловое излучение внутреннего воздуха способно проникать в толщу тканей организма и нагревать их. Интенсивное тепловое облучение способно обезвоживать организм. следствием чего является «тепловой удар», сопровождающийся потерей сознания и судорогами. Учёт неблагоприятного воздействия лучистой теплоты на человеческий организм производится при интенсивности облучения, превышающем 140 Вт/м^2 .

Количество вырабатываемого тепла зависит от степени тяжести выполняемой работы. В нормативных документах различают три степени тяжести работы:

- а) легкая, к этой категории относят сидячую работу.
- б) труд средней степени тяжести, к этой категории относят немеханизированный труд, рукоделие и т. д.
- в) тяжёлый труд.

Человек является теплокровным существом, человеческий организм постоянно вырабатывает теплоту, которая должна отдаваться окружающей среде. Интенсивность теплоотдачи организмом определяется совместным действием температуры, относительной влажности и подвижности окружающего воздуха, а также температурой внутренних поверхностей ограждений помещения. В помещении различают: температуру воздуха помещения и радиационную температуру помещения.

Понятие радиационной температуры t_R подробно рассмотрено в курсе «Строительная теплофизика».

Кроме радиационной температуры, определяющими тепловое самочувствие человека являются сочетания:

- температуры воздуха и окружающих поверхностей, оцениваемые результирующей температурой;
- температуры воздуха, скорости воздушного потока, относительной влажности воздуха, оцениваемые эквивалентной температурой;
- температуры воздуха и относительной влажности воздуха, оцениваемой эффективной эквивалентной температурой;

Результирующая, эквивалентная и эффективная эквивалентная температуры используются в нормативных документах.

Эффективная температура – это температура насыщенного водяными парами неподвижного воздуха, вызывающего такое же тепловое ощущение, как ненасыщенный неподвижный воздух при исследуемой температуре.

Эквивалентная эффективная температура учитывает влияние на самочувствие человека воздушного потока определённой скорости.

Эквивалентная эффективная температура – температура насыщенного водяными парами воздушного потока определённой скорости, который вызывает такое же тепловое ощущение, как и воздушный поток ненасыщенного воздуха.

Теплоотдача организма определяется также сочетаниями параметров:

- температура воздуха, окружающих поверхностей, скорость воздушного потока;
- температура воздуха, окружающих поверхностей, скорость воздушного потока, относительная влажность воздуха;

Результирующая температура используется в действующих нормативно-технических документах, определяется как средняя арифметическая между температурой воздуха и радиационной температурой помещения.

$$t_{рез} = 0,5 (t_B + t_R) \quad (1.1)$$

$t_{рез}$; $t_{в}$; t_{R} – соответственно, результирующая температура помещения, температура воздуха и радиационная температура помещения °С;

Межгосударственным стандартом ГОСТ 30494 – 96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» предписывается результирующую температуру измерять с помощью шарового термометра, представляющего собой зачерненную снаружи полую сферу диаметром 150 мм внутрь которой помещены либо стеклянный термометр, либо термоэлектрический термометр. Измеряемая прибором температура является равновесной от радиационного и конвективного теплообмена между шаром и окружающей средой.

Дискомфорт, который вызываются в помещении потоками лучистой теплоты, определяется шаровым термометром, у которого одна половина имеет зеркальную поверхность, а другая – зачернённую. ГОСТ 30494 нормирует микроклимат в жилых и общественных зданиях по четырём параметрам: температуре воздуха, результирующей температуре, относительной влажности и скорости движения воздуха. В таблице 1.1 приведены оценки самочувствия человека, соответствующие различным значениям эффективной температуры.

Таблица 1.1

Оценка теплового состояния человека в зависимости от эффективной температуры

Значения эффективной температуры, °С	Теплоощущение	Физиологическое действие	Реакция организма.
42 ÷ 40	Очень жарко	Усиленное стрессовое воздействие параметров воздуха на потоотделение и кровообращение	Большая опасность теплового удара, нарушение кровоснабжения кровеносных сосудов.

35	Жарко	-	-
30	Тепло	Нормальная терморегуляция теплоотдачи организма путём потоотделения.	-
25	Комфорт	Регуляция мышечным кровообращением	Нормальная.
20	Прохладно.	Повышенную явную теплоотдачу приходится регулировать с помощью одежды.	Нормальная.
15	Холодно.	Сужение кровеносных сосудов ног и рук.	Сухость слизистой оболочки и кожи.
10	Очень холодно.	-	Боли в мышцах, нарушение периферийного кровообращения.

Концентрацию вредных газов и паров в воздухе помещения ограничивают предельно-допустимой концентрацией, (ПДК) с тем, чтобы исключить их вредное воздействие на организм.

Предельно-допустимая концентрация (ПДК) равна максимальной концентрации химического соединения, которая при ежедневном, в течение длительного времени воздействии на организм не вызывает в нём каких-либо патоло-

гических изменений или заболеваний, обнаруживаемых современными методами исследования.

Предельно-допустимая концентрация является расчётной при определении воздухообмена, если в помещении выделяется один вид вредного пара или газа. Если в воздух помещения выделяется несколько вредных веществ, фактические концентрации их в рабочей зоне помещения должно отвечать соотношению:

$$\frac{C_1}{ПДК_1} + \frac{C_2}{ПДК_2} + \dots + \frac{C_n}{ПДК_n} \leq 1 \quad (1.2)$$

$C_1, C_2 \dots C_n$ – фактические концентрации вредных примесей в воздухе, мг/м³; $ПДК_1, ПДК_2 \dots ПДК_n$ – предельно-допустимые концентрации вредных веществ в рабочей зоне.

В целях защиты воздушного бассейна от загрязнения вентиляционными выбросами нормативными документами введены и используются предельно-допустимая концентрация вещества в рабочей зоне помещений и предельно-допустимая концентрация вредного вещества в приземном слое воздуха вокруг здания. Последняя норма применяется при определении предельно-допустимых выбросов в разделе проекта, посвящённого защите окружающей среды.

1.3. Взрывоопасность газов и паров.

Взрывоопасность газов и паров следует учитывать при выборе концентраций взрывоопасных газов и паров в воздухе помещения. Взрыв смеси может произойти только при определенных соотношениях горючих газов с воздухом или кислородом, оцениваемым нижним и верхним пределами взрываемости. Нижним пределом взрываемости называется минимальная концентрация газа или пара в воздухе, которое при воспламенении может привести к взрыву. В нормативной литературе нижний предел взрываемости называется «нижний концентрационный предел распространения пламени (НКПП)». Верхним пределом взрываемости называется максимальное содержание газа или пара в воздухе, при котором в случае воспламенения еще может произойти взрыв. В слу-

чае превышения верхнего предела взрываемости воспламенение смеси и взрыв не происходят. Опасная зона взрываемости лежит между нижним и верхним пределами взрываемости.

В вентилируемых помещениях концентрация взрывоопасных паров и газов не превышает НКПРП. Безопасная концентрация газов с точки зрения взрывобезопасности в воздухе помещений производственных зданий и местных отсосов не должна превышать 30% от нижнего предела взрываемости или НКПРП.

В случае выделения в помещении нескольких взрывоопасных паров и газов предел взрываемости газовой смеси можно определить по формуле Ле-Шателье:

$$x_{см.} = \frac{100}{\frac{n_1}{x_1} + \frac{n_2}{x_2} + \dots + \frac{n_n}{x_n}} \quad (1.3)$$

1.4. Нормируемые параметры микроклимата помещений

Вентиляция поддерживает в помещениях допустимые параметры воздушной среды, системы кондиционирования воздуха – оптимальные параметры. Допускается поддерживать системами вентиляции один из оптимальных параметров воздуха, если это экономически обосновано.

Таблица 2.1

Допустимые параметры воздуха в жилых и общественных зданиях по

СНиП

Период года	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %, не более	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Теплый	Не более чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха	65	0,5

	(параметры А)*		
Холодный и переходные условия	18— 22	65	0,2

Стандарт ГОСТ 30494-96 нормирует внутренний микроклимат в жилых и общественных зданиях четырьмя параметрами:

- температура воздуха;
- результирующая температура помещения;
- локальная асимметрия результирующей температуры;
- относительная влажность воздуха;
- скорость движения воздуха.

Расчётными параметрами для проектирования вентиляции являются нормируемые ГОСТ 30494-96 температура и предельная подвижность (скорость движения) воздуха в рабочей зоне помещения.

Параметры микроклимата принимаются в соответствии с категориями помещений согласно ГОСТ:

- категория 1 - люди в положении лежа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха;
- категория 2 — люди заняты умственным трудом, учебой;
- категория 3а — имеет место массовое пребывание людей преимущественно в положении сидя без уличной одежды;
- категория 3б — помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя в уличной одежде;
- категория 3в — имеет место массовое пребывание людей преимущественно в положении стоя без уличной одежды;
- категория 4 — для занятий подвижными видами спорта;

- категория 5 — люди находятся в полураздетом виде (раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей и т.п.);

- категория 6 — помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые и т.п).

Рекомендуемые параметры микроклимата в рабочей зоне помещений гражданских зданий представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне общественных зданий

Период года	Наименование помещения или категория.	Температура воздуха $^{\circ}\text{C}$	Результующая температура $^{\circ}\text{C}$	Относительная влажность не более, %	Скорость движения воздуха не более, м/с
Холодный	1 категория	18 – 24	17 – 23	60	0,3
	2 категория	18 – 23	17 – 22	60	0,3
	3а категория	19 – 23	19 – 22	60	0,3
	3б категория	12 – 17	13 – 16	60	0,3
	3в категория	16 – 22	15 – 21	60	0,3
	4 категория	15 – 21	14 – 20	60	0,3

	5 катего- рия	20 – 24	19 – 23	60	0,2
	6 катего- рия	14 – 20	13 – 19	НН	НН
Тёплый	Помеще- ния с по- стоянным пребыва- нием лю- дей	18 – 28	19 – 27	65	0,5

В тёплый период года метеорологические условия не нормируются в помещениях зданий:

- жилых;
- общественных, административно – бытовых и производственных в нерабочее время и периоды, когда ими не пользуются.

Выводы по данным таблицы 1.1:

- приточная камера должна оснащаться теплообменниками для подогрева приточного воздуха в холодный период года;
- норма подвижности воздуха в рабочей зоне является исходной величиной для подбора воздухораспределителей.

В приточных струях скорость и избыточная температура на оси струи – максимальные. Нормы допускают повышенные скорости и избыточные температуры в точке пересечения оси струи с верхней границей рабочей зоны при подаче притока сверху и границы постоянного рабочего места при подаче притока в рабочую зону (точка А). В последнем случае скорость струи не нормируется на расстоянии 1 метр от приточного отверстия воздухораспределителя.

Допустимая скорость в расчётной точке А равна:

$$v_A = kv_{p.з}$$

$k > 1$ –коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха в помещении к максимальной скорости на оси струи в расчётной точке А, принимается в соответствии с таблицей 1.2; v_{pz} - нормируемая подвижность воздуха в рабочей зоне, принимается в соответствии с таблицей 1.1.

Таблица 2.3.

Коэффициент k перехода от нормируемой скорости в рабочей зоне к максимально - допустимой скорости в точке пересечения осью приточной струи границы рабочей зоны или постоянного рабочего места.

Размещение людей	Значение коэффициента k при категории работ	
	лёгкой	средней тяжести
В зоне прямого действия струи воздуха		
в пределах начального участка	1	1
в пределах основного участка	1,4	1,8
Вне зоны прямого действия струи воздуха	1,6	2,0
В зоне обратного потока воздуха	1,4	1,8

Пояснение. Зона прямого действия струи – часть площади поперечного сечения струи, ограниченная изотахой (линией с одинаковой скоростью), равной половине осевой скорости в данном поперечном сечении струи.

Максимальная температура в расчётной точке X принимается равной:
при восполнении недостатков теплоты в помещении

$$t_A^{норм} = t_{pz}^{норм} + \Delta t_1$$

при ассимиляции избытков теплоты в помещении

$$t_A^{норм} = t_{pz}^{норм} - \Delta t_2$$

Δt_1 и Δt_2 – допустимое отклонение от температуры, $^{\circ}\text{C}$, воздуха в струе от нормируемой, принимается в соответствии с таблицей 2.4.

Таблица 2.4

Размещение людей	Допустимое отклонение температуры, °С	
	при восполнении теплонедостатков Δt_1	при ассимиляции теплоизбытков, Δt_2
В зоне прямого действия струи воздуха	3,5	2,0
Вне зоны прямого действия струи воздуха	1,6	2,0

1.5. Параметры наружного воздуха для расчёта систем вентиляции

Вентиляционные расчёты проводят для трёх периодов года:

Тёплый (летний) период года	$> 8 \text{ }^\circ\text{C}$
Переходный	$8 \text{ }^\circ\text{C}$
Холодный (зимний) период года	$< 8 \text{ }^\circ\text{C}$

В действующих нормах расчётные характеристики тепловлажностного состояния наружного воздуха устанавливаются для двух категорий параметров климата: А и Б. Параметры категории Б соответствуют экстремальным значениям температуры и энтальпии воздуха, параметры А – некоторым средним значениям.

На параметры А в тёплый период года рассчитывают вентиляцию для жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений, а также установки воздушного душирования.

Параметры Б применяют для расчёта систем вентиляции и воздушного душирования в холодный период года.

Вредные выделения, содержащиеся в вентиляционных выбросах, поступают в приземный слой воздуха. Концентрация вредных веществ в приземном слое воздуха с учётом фоновых концентраций и рассеивания вентиляционных выбросов не должна превышать предельно-допустимых концентраций загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населённых мест – (ПДК): максимальной разовой и среднесуточной. Максимально-разовые концентрации наблюдаются вблизи предприятий, для технологического процесса которых характерны периодические выбросы в атмосферный воздух значительных количеств вредных веществ в течение короткого промежутка времени (так называемый «залповый выброс»).

1.6. Прочие факторы, влияющие на конструктивные решения вентиляционных систем

Категорийность производственных помещений по взрыво – и пожароопасности.

Технологические процессы в производственных помещениях могут сопровождаться выделением взрывоопасных газов и паров, пламени и искр. Системы вентиляции должны соответствовать определённым требованиям, чтобы не быть причиной взрыва или пожара. Общероссийскими нормами Государственной противопожарной службы МВД России производственные помещения разделяются на категории А, Б, В1–В4, Г и Д. Нормы устанавливают методику определения категорий помещений в зависимости от количества и пожаровзрывоопасных свойств находящихся (обращающихся) в них веществ и материалов с учётом особенностей технологических процессов.

К взрывопожароопасной категории А относятся помещения, в которых находятся горючие газы, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28°С в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчётное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа.

Вещества и материалы, способные взрываться и гореть при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом в таком количестве, что расчётное избыточное давление взрыва в помещении превышает 5 кПа.

К взрывопожароопасной категории Б относятся помещения, в которых находятся горючие пыли и волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки более 28°C, горючие жидкости в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные пылевоздушные или паровоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчётное избыточное давление взрыва в помещении превышающее 5 кПа.

К пожароопасной категории В1–В4 относятся помещения, в которых находятся горючие и трудногорючие жидкости, твёрдые горючие и трудногорючие вещества и материалы (в том числе пыли и волокна), вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категориям «А» и «Б».

К категории Г относятся помещения, в которых находятся негорючие вещества и материалы в горячем, раскалённом или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твёрдые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива.

К категории Д относятся помещения, в которых находятся негорючие вещества и материалы в холодном состоянии.

Разделение помещений на категории В1–В4 производится путём сравнения расчётного максимального значения удельной временной пожарной нагрузки с величиной нормативной удельной пожарной нагрузки

Указанные категории составляют основу обеспечения противопожарной безопасности производственных помещений на стадии проектирования. Они накладывают ограничения на температуру теплоносителя, предписывают к обязательному исполнению некоторых конструктивных решений вентиляции.

В объёме производственного помещения могут находиться участки с повышенной взрывоопасности, или вентиляционные установки, перемещающие взрывоопасные смеси. Проектирование вентиляции в указанных случаях должно проводиться в соответствии «Правилами устройства электроустановок» (ПУЭ).

Расчёт пожаро - взрывоопасной категории помещений можно выполнить самостоятельно по нормам НПБ 105-95 «Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности».

Классификация вредных веществ по классам опасности. Нормами установлены классы опасности вредных веществ, представленные в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Классы опасности вредных веществ

Класс опасности	Характеристика класса опасности	Примеры вредных веществ, соответствующих данному классу опасности
1	Чрезвычайно опасные	радиоактивные вещества
2	Высокоопасные	анилин, бензин, сероводород
3	Умеренноопасные	метиловый спирт, камфора
4	Малоопасные	аммиак, бензин, керосин, СО

Несмотря на краткость и качественный характер классификация способствует надёжному улавливанию вредных выделений, влияя на выбор величины скорости вытяжки через рабочий проём.

1.7. Поступления теплоты влаги и вредных выделений в воздух помещения

Величины потоков теплоты, влаги, вредных газов и паров, поступающих в помещения гражданских и производственных зданий, являются исходными данными для определения воздухообмена. Определение их величины является важной составляющей вентиляционных расчётов.

Вредные выделения подразделяют на однонаправленные и разнонаправленные. Вещества однонаправленные воздействуют на один или одну и ту же группу органов. В случае выделения разнонаправленных веществ каждое воздействует на один и тот же орган или одну и ту же группу органов. Показатель одно- или разнонаправленности действия вредных выделений является важным для вентиляционной техники, так как от него зависит способ определения расчётного воздухообмена.

Примерами вредностей разнонаправленного действия являются теплоизбытки, воздействующие на сердечно-сосудистую систему вследствие повышения температуры против нормативной, и пары кислоты, воздействующие на слизистые оболочки. Однонаправленного – пары кислоты различных видов.

Ниже приводится описание некоторых видов вредных выделений, которое может помочь в определении одно- и разнонаправленности.

Конвективное тепло передается воздуху помещения людьми и животными, нагретыми поверхностями технологического оборудования и т. п., вызывая повышение температуры в рабочей зоне против нормируемых величин, что ведёт к возрастанию нагрузки на сердечно-сосудистую систему.

Лучистое тепло (инфракрасное излучение) поступает от расплавленного металла, нагретых стенок и свода печей, горячих ванн, нагретых отливок и т. п. Интенсивность теплового излучения может достигать 2800 Вт/м^2 и более. Вызывает нагрев не только кожи, но и внутренних тканей тела человека, способствуют обезвоживанию организма, следствием которого является тепловой удар.

Водяные пары поступают в от человека, животных, технологических процессов, связанных с применением воды или водяного пара. Работа в условиях повышенной влажности может явиться причиной заболевания ревматизмом.

Следует отметить, что сами по себе тепло- и влаговыведения вредностями не являются. Ими они становятся в избыточном количестве (тепло- и влагоизбытками), что определяется составлением баланса поступлений и потерь. При-

веденные ниже вредные выделения являются причиной патологического воздействия на организм и профессиональных заболеваний.

Окись углерода CO – угарный газ без запаха и цвета, является продуктом неполного сгорания углерода, служит составной частью многих газовых смесей, применяемых в технологических процессах, выделяется отопительными печами, если шибер закрывается слишком рано. Окись углерода более активно, нежели кислород воздуха соединяется с гемоглобином крови, связывает его и вызывает кислородное голодание организма, при длительном вдыхании возможен летальный исход.

Признаки отравления: головная боль, тошнота, слабость,

Сернистый газ, SO₂ – бесцветный газ с едким запахом, образуется при сжигании топлива или обжиге материалов, содержащих серу. Соединяясь с влагой, образует кислоту, раздражающе действует на слизистые оболочки верхних дыхательных путей и глаз. Может явиться причиной отёка лёгких, заканчивающегося параличом дыхания и смертью.

Пары растворителей (углеводороды ароматического и жирного ряда) выделяются при окраске изделий и сушке окрашенных изделий, обезжиривании деталей, растворении органических веществ. К растворителям относятся бензин, метиловый спирт, ацетон, бензол, толуол, скипидар, уайт-спирит, дихлорэтан и др. Пары растворителей оказывают вредное воздействие на различные ткани организма человека, в частности, на ткани нервной системы.

Синильная кислота HCN – бесцветная жидкость с запахом горького миндаля. Её соли, цианиды или цианистые соли, применяют в термических цехах при цементации поверхности металлов. Цианистый водород выделяется в гальванических цехах в процессе цианистого меднения, латунирования, цинкования и др. Пары цианистых соединений и цианистый водород вызывают тяжелое отравление.

Марганец Mn и его соединения применяют в производстве марганцевых сплавов, при изготовлении гальванических элементов, в процессе электросвар-

ки электродами с качественной обмазкой, содержащей марганец и т.д. Пары и пыль марганца, попадая в организм человека, вызывают тяжелые заболевания.

Свинец Pb – интенсивно испаряется при температуре 500 °С. Пары свинца в воздухе быстро окисляются, образуя высокодисперсные аэрозоли. Свинец и его соединения выделяются на свинцовоплавильных заводах, при производстве аккумуляторов, свинцовых красок в полиграфии, при пайке изделий, содержатся в выхлопных газах автомобилей, использующих бензин с присадками тетраэтилсвинца и т. д. Соединения свинца вызывают болезненные изменения нервной системы, старение эритроцитов крови, сосудов.

Ртуть Hg – тяжелый жидкий металл, испаряющийся при комнатной температуре, применяют на производстве в чистом виде и в виде различных соединений. Пары ртути могут поступать в воздушную среду при изготовлении и повреждении приборов с ртутью (например ртутных термометров или ртутных выпрямителей), в химических лабораториях, стоматологических кабинетах и др. Вдыхание паров ртути приводит к тяжелому поражению центральной нервной системы.

Окислы азота вызывают удушье, тошноту, боли в животе, кашель, после чего наступает расстройство сердечной деятельности. Опасность окислов азота состоит в том, что находясь в атмосфере со смертельной концентрацией окислов азота, человек лишь через 8 – 48 часов начинает ощущать недомогание.

Соединения фтора разрушают зубы, сероуглерод, CS₂ – даже при небольших концентрациях вызывает головные боли, галлюцинации.

Меркаптаны – имеют отталкивающий запах и могут привести к потере сознания.

Озон – вызывает раздражение слизистых оболочек глаз и дыхательных путей, отёк лёгких, кровоизлияния, конъюнктивит.

Хлор – действует на верхние дыхательные пути, у вызывает предрасположенность к туберкулёзу и преждевременное старение, отравление хлором может привести к летальному исходу.

Хромовый ангидрид применяется при электрохромировании. Соединения хрома вызывают на коже и в дыхательных путях раздражение и воспалительные процессы.

Пыль выделяется в воздух производственных помещений в результате технологических процессов, связанных с дроблением, шлифовкой, механической очисткой поверхностей от окалины и т.д. Значительное выделение пыли происходит в цехах предприятий текстильной, горнорудной, металлообрабатывающей, деревообрабатывающей, зерноперерабатывающей и других отраслей промышленности. При этом пыль может в больших количествах попадать в атмосферу, загрязняя воздушную среду.

По действию на организм человека различают ядовитую пыль (свинцовая, ртутная и пр.) и неядовитую (песчаная, асбестовая и пр.). Ядовитая пыль вызывает отравления, неядовитая пыль при длительном вдыхании может вызывать у человека различные легочные заболевания под общим названием пневмокониозы (силикоз, асбестоз и др.).

1.8. Поступления теплоты в помещениях гражданских зданий

Теплопоступления от людей. Человек является источником конвективной, лучистой теплоты и влаги. Конвективная теплота изменяет температуру и теплосодержание воздуха помещения, поэтому в технике вентиляции её принято называть «явное тепло». Воздух лучепрозрачен, но тепловое излучение в помещении нагревает поверхности предметов и ограждений и тоже переходит в конвективную форму. Поэтому, как правило, его также рассматривают как явное тепло.

На испарение влаги с поверхности кожи слизистых оболочек также расходуется теплота, но в процессе испарения температура воздуха практически не изменяется, хотя теплосодержание (энтальпия) при этом увеличивается. Ассимилированные воздухом помещения водяные пары в технике вентиляции её принято называть «скрытая теплота». А энтальпию воздуха называют «полная теплота».

Количество явной теплоты, Вт, выделяемой человеком, может быть рассчитано по формуле

$$Q_{\text{ч.я.}} = \beta_{\text{и.}} \beta_{\text{од.}} (2,5 + 10,3v_{\text{в}}^{1/2}) (35 - t_{\text{п}}) \quad (3.1)$$

где $\beta_{\text{и.}}$ – коэффициент, учитывающий интенсивность выполняемой работы и равный 1 для лёгкой работы, 1,07 – для работы средней тяжести и 1,15 в случае тяжёлой работы; $\beta_{\text{од.}}$ – коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства одежды, равный 1 для лёгкой одежды, 0,65 для обычной и 0,4 для утеплённой одежды; $v_{\text{в}}$ – скорость движения окружающего воздуха, м/с; $t_{\text{п}}$ – температура помещения, °С.

В справочной литературе явные, скрытые и полные тепловыделения мужчин приводятся в табличной форме в зависимости от температуры воздуха помещения и степени тяжести выполняемой работы. Принято считать, что женщины выделяют 85%, а дети – 75% от тепловыделений мужчинами.

Теплопоступления от искусственного освещения при размещении светильников в пределах помещения равны электрической мощности осветительных приборов. Требуемая величина электрической мощности определяется уровнем освещённости, который необходимо создать в помещении на уровне рабочих мест. Если электрическая мощность освещения $N_{\text{осв.}}$, кВт, известна, то теплопоступления $Q_{\text{т.п.}}$ можно определить как

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000N_{\text{осв.}} \quad (3.2)$$

В тех случаях, когда источник света отделён от помещения остеклённой поверхностью, в него поступает только радиационное излучение (видимая и невидимая часть спектра электромагнитных излучений). От люминесцентных светильников при таком расположении в помещение поступает 40% теплоты.

Если электрическая мощность освещения неизвестна, её можно определить по величине нормируемой освещённости

$$Q_{\text{осв.}} = E F q_{\text{осв.}} \eta_{\text{осв.}}, \quad (3.3)$$

где E – расчётная освещённость, лк; F – площадь пола помещения, м²; $q_{\text{осв.}}$ – удельные тепловыделения Вт/м² на 1 лк освещённости, составляющая от 0,05

до 0,13 для люминисцентных светильников и от 0,13 до 0,25 для ламп накаливания; $\eta_{\text{осв.}}$ – доля световой энергии, поступающей в помещение, для светильников, размещённых в обслуживаемом помещении равен 1.

В таблице 3.3 приведены нормы освещённости для помещений различного назначения.

Таблица 3.3

Нормы освещённости помещений различного назначения

Помещения	Освещённость рабочих поверхностей, лк.
Общественные здания	
Проектные залы, конструкторские бюро	500
Торговые залы продовольственных магазинов	400
Читальные залы, проектные кабинеты, торговые залы магазинов промтоваров	300
Залы заседаний, спортивные, актовые и зрительные залы клубов, фойе театров	200
Крытые бассейны, фойе клубов и кинотеатров	150
Номера гостиниц	100
Палаты и спальные камеры санаториев	75
Производственные помещения	
Механические, деревообрабатывающие, сборочные цехи, помещения технического обслуживания и ремонта автомобилей	200
Кузнечные, термические, малярные, металлопокрытий, сборочные цехи	150
Помещения хранения автомобилей	20

Теплопотери через наружные стены и внутренние перегородки подробно изучались в курсе «Отопление». Теплопотери в тёплый период года невелики и определяются пересчётом теплопотерь, рассчитанных для холодного периода года. Потери теплоты через внутренние ограждающие конструкции помещений не учитываются, если температура в соседнем помещении не более, чем на 3°C меньше температуры в расчётном помещении.

Теплопоступления через бесчердачные покрытия в тёплое время года имеют нестационарный характер, так как поверхность покрытия периодически нагревается солнцем до температуры значительно превышающей температуру наружного воздуха. Теплопоступлениями через наружные стены пренебрегают вследствие их малости. Основные положения расчёта:

- суточное изменение температуры условно описывают правильным гармоническим колебанием с суточным периодом, определяемым средней за сутки температурой $t_{н0}$, амплитудой суточных колебаний $A_{тн}$;
- время наступления максимума наружной температуры наружного воздуха принимается равным $z_{тн}^{макс.} = 13$ часам для всех географических пунктов;
- расчёт теплопоступлений проводится по условной наружной температуре, которую получают прибавлением к температуре наружного воздуха эквивалентной добавки Δt_p

$$t_{усл.} = t_n + pq/\alpha_n \quad (3.4)$$

где p – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждения; α_n – коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения.

- в инженерной методике изменение условной температуры описывается как суточное гармоническое колебание, имеющее среднесуточное значение $t_{усл.0}$, амплитуду $A_{t.усл.}$ и время наступления максимума $z_{t.усл.}^{макс.}$.
- внутренней поверхности ограждения колебание температуры достигает через некоторое количество часов, оцениваемое коэффициентом запаздывания

ε , ослабленным в ν количество раз, оцениваемое коэффициентом затухания.

Температура на внутренней поверхности определяется формулой:

$$t_{\text{вн.пов}} = t_{\text{усл.0}} + A_{t,\text{усл.}}/\nu \quad (3.5)$$

коэффициент затухания

$$\nu = \approx 2^D(0,83 + 3\Sigma R_i/D)\beta_{\text{сл.}}\beta_{\text{в.п.}} \quad (3.6)$$

D – характеристика тепловой инерции ограждения;

ΣR_i – сумма сопротивлений материальных слоёв ограждения

$\beta_{\text{сл}}$ – коэффициент, учитывающий последовательность расположения основных (конструктивного и теплоизоляционного) слоёв.

$\beta_{\text{вп}}$ – учитывает наличие в ограждении герметичной воздушной прослойки.

Максимальные теплотери или теплопоступления в помещение через покрытие $Q_{\text{мас.}}$ равны

$$Q_{\text{мас.}} = \alpha_{\text{вн.}}(t_{\text{вн.пов}} - t_{\text{в}}) \quad (3.7)$$

где $t_{\text{вн.пов}}$ – температура внутренней поверхности, вычисленная по формуле (3.5).

Время поступления в помещение максимального количества теплоты определяется как

$$z_{\text{q}}^{\text{макс.}} = 13 + \varepsilon \quad (3.8)$$

Показатель запаздывания ε зависит от величины D ограждения и равен

$$\varepsilon = 2,71D - 0,41 \quad (3.9)$$

При расчёте совместных теплопоступлений в помещение через покрытие и окна, приходится рассчитывать теплопоступления через каждый час в пределах рабочего дня

$$Q_{\text{I}} = K_{\text{I}} F_{\text{I}} (t_{\text{усл.1.0.}} - t_{\text{в}}) + \beta\alpha_{\text{в}} F_{\text{I}} A_{t,\text{усл.1}}/\nu_{\text{I}} \quad (3.10)$$

где K_I , α_v , ν_I – коэффициенты теплопередачи, внутреннего теплообмена и затухания ограждения; β – временной коэффициент, равный $\cos \theta = 1$ для часа суток z_{QI}^{\max} , соответствующего времени максимальных тепlopоступлений в помещение, а для прочего времени

$$\beta = \cos \frac{(|z - z_{QI}^{\max}|)\pi}{12}.$$

Тепlopоступления через светопрозрачные ограждения формируются прямой и рассеянной солнечной радиацией и трансмиссионными тепlopоступлениями Q_T

$$Q_T = (t_H^{\text{учл.}} - t_y)A_{\text{ок.}}/R_{0,\text{ок.}} \quad (3.11)$$

где $R_{0,\text{ок.}}$ – термическое сопротивление заполнения оконного проёма или зенитного фонаря, $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Процесс поступления солнечной радиации через остекление сложен, сопровождается частичным отражением лучистого потока на каждой из поверхностей стекла и некоторым поглощением лучистого потока стеклом и рамой окна. Поэтому потоки проникающей в помещение радиации через окно с одинарным и двойным остеклением будут различны. На количество поступающего в помещение тепла влияют степень затенённости переплётками окна и загрязнённость остекления.

Через затенённую часть остекления в помещение поступает только рассеянная радиация q_p , через освещённую – и рассеянная q_p , и прямая $q_{\text{п}}$. Количества солнечной радиации, прямой и рассеянной, падающей на вертикальные, горизонтальные и наклонные поверхности различно, эти данные приводятся в справочной литературе.

Тепlopоступления собственно солнечной радиации Q_p через окно, полностью или частично освещённое солнцем, равно сумме тепловых потоков солнечной радиации, поступающих через освещённую $Q_{\text{п.о.}}$ и затенённую $Q_{\text{п.т}}$ части окна с учётом поправок на затенение переплётками окна и загрязнение атмосферы $K_{3,\text{за.}}$ и загрязнение стекла $K_{3,\text{ст.}}$.

$$Q_p = (Q_{p.o.} + Q_{p.t.}) K_{з.за} K_{з.ст.} = [(q_{п} + q_p)F_o + q_p F_T] K_{з.за} K_{з.ст.} \quad (3.12)$$

$$F_{ок.} = F_o + F_T$$

Полное количество теплоты, поступающей через окно, равно сумме трансмиссионных теплопоступлений Q_T и поступлений от солнечной радиации через освещённую и неосвещённую части остекления.

Теплопоступления от нагретых поверхностей не имеющих тепловой изоляции металлических стенок баков, ванн с водой и иными нагретыми жидкостями определяют в предположении, что температура поверхности стенки близка температуре жидкости, находящейся в них.

Количество теплоты, поступающей с 1 м^2 нагретой поверхности, имеющей температуру $t_{пов.}$, в помещение с температурой воздуха $t_в$ определяется как сумма потоков лучистого и конвективного тепла по формуле

$$q = \alpha_{нов.} (t_{нов.} - t_в) = (\varepsilon_{пр} C_0 b + A \sqrt[3]{t_{нов.} - t_в}) (t_{нов.} - t_в). \quad (3.13)$$

Коэффициент приведенного излучения $\varepsilon_{пр} C_0$ для небольшой металлической поверхности, обменивающейся излучением с помещением, стенки которого выполнены из неметаллических строительных материалов можно принять равным коэффициенту излучения нагретой металлической поверхности из соответствующего металла. Для ржавых или окисленных стальных и окрашенных поверхностей может быть принят равным 4,7. Температурный коэффициент b , равен

$$b = 0,81 + 0,005(t_{нов.} + t_в) \quad (3.14)$$

Коэффициент A в формуле 3.13 для вертикальной поверхности может быть принят по данным таблицы 3.2.

Таблица 3.2

$t_{пов.}, ^\circ\text{C}$	A	$t_{пов.}, ^\circ\text{C}$	A
20	1,67	380	1,41
80	1,60	480	1,36
180	1,53	580	1,33

280	1,47	980	1,19
-----	------	-----	------

Для нагретых горизонтальных поверхностей, обращённых вверх, коэффициент A увеличивают на 30%, обращённых вниз – уменьшают на 30% против значений, приведенных в таблице.

Теплопоступления от нагретых поверхностей теплоизолированных металлических или неметаллических стенок. Расчёт основан на предположении о стационарном режиме теплопередачи через стенку. Сопоставляются поток теплоты, проходящий через толщу стены от воды, заключённой в баке, к наружной поверхности с потоками конвективной и лучистой теплоты, которые поступают в помещение от наружной поверхности стенки. Тепловой поток от жидкости, заключённой в ёмкости или трубе определяются как

$$q_{ст} = k^{\circ} (t_{жидк} - t_{нар.пов}) \quad (3.15)$$

где $k^{\circ} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{жидк-ст}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{мизол}}{\lambda_{мизол}}}$ – коэффициент теплопередачи от жидкости

до наружной поверхности тепловой изоляции.

Коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке ёмкости может быть принят равным 300 Вт/(м²·°С).

Теплоотдача поверхностью рассчитывается по формулам (3.12) и (3.13). Задача решается методом попыток, задаваясь температурой наружной поверхности изоляции. Тепловой поток определён правильно, если

$$q_{конвективное} + q_{лучистое} = q_{ст}$$

1.9. Тепловой баланс помещения

Цель составления теплового баланса помещения состоит в определении величины теплоизбытков или недостатков теплоты. Важная функция теплового баланса – определение удельных теплоизбытков, приходящихся на один кубический метр объёма помещения, иногда называемых теплонапряжённостью помещения. По их величине можно оценить наличие или отсутствие грубых оши-

бок в подсчётах теплопоступлений и теплопотерь, так как каждому виду технологического процесса соответствует некоторый известный диапазон удельных теплоизбытков или теплонедостатков. Согласно нормам тепловые балансы необходимо рассчитывать для тёплого, переходного и холодного периодов года. Продолжительность тёплого и холодного периодов значительна. Переходного – весьма кратковременна, так как в весенне-осенний период граница в $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ может преодолеваться несколько раз за сутки. Устройство какой-либо системы вентиляции, рассчитанной исключительно для работы в переходный период, не предусматривается. В переходный период теплоизбытки и расчётный воздухообмен обычно превышают расчётный теплообмен холодного периода и принимаются в качестве расчётных для системы вентиляции, обслуживающей и холодный, и переходный периоды. Для тёплого периода организация вентиляции и величина воздухообмена отличаются от вентиляции холодного и переходного периодов года.

Расчёт теплового баланса удобно производить в форме таблиц, в отдельные графы которых заносят данные о теплопотерях и теплопоступлениях. Ниже приводится примерная форма таблицы теплового баланса для помещения гражданского здания.

Форма таблицы теплового баланса помещения гражданского здания

Наименование помещения	Объём помещения, м ³	Расчётный период года	Теплопоступления в помещение, Вт						
			От людей		От солнечной радиации	От системы искусственного освещения	От потребляемой мощности.	От прочих источников	Скрытая теплота пара.
			Явные	полные					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Тёплый							
		Переходный							
		Холодный							

Продолжение таблицы 3.6

Теплопоступления в помещение			Теплопотери помещения			Избыточная теплота		
Скрытая теплота пара	Суммарные		Через ограждения	Прочие	Суммарные	явная		Полная, Вт
	явная	полная				Вт	Вт/м ³	
11	12	13	14	15	16	17	18	19

1.10. Определение поступлений теплоты и влаги с поверхности жидкости и прочих смоченных поверхностей в воздух помещения

С открытой поверхности нагретой воды поступают явная и скрытая теплота. При известной скорости движения воздуха над поверхностью v_B и температуре поверхности воды $t_{пов}$ приближённо количество поступающей в воздух явной теплоты с 1 м^2 поверхности можно определить по формуле

$$q_в^я = (5,71 + 4,06v_d)(t_{нов} - t_в) \quad (3.41)$$

Количество испаряющейся с поверхности воды $j_{п}$, $\text{кг}/(\text{ч}\cdot\text{м}^2)$, если парциальное давление водяных паров у поверхности воды $p_{пов}$ и в воздухе $p_в$ измеряется в мм. рт. ст., определится как

$$j_{п} = (a + 0,131v_в)(p_{нов} - p_в)$$

Температура поверхности воды всегда ниже температуры толщии водной массы, так как теплота на испарение отнимается от водной поверхности. При температуре толщии воды до $40\text{ }^\circ\text{C}$ эта разница не превышает $2\text{ }^\circ\text{C}$, при температуре $70 - 75\text{ }^\circ\text{C}$ эта разница максимальна и может достигать $12\text{ }^\circ\text{C}$. По мере приближения к температуре кипения ($100\text{ }^\circ\text{C}$) эта разность вновь понижается до $3\text{ }^\circ\text{C}$. Эта особенность изменения фактической температуры поверхности жидкости учитывается введением в формулу коэффициента a , зависящего от температуры поверхности воды.

$t_{пов}\text{ }^\circ\text{C}$ до...	30	50	70	90
a	0,022	0,033	0,041	0,051

Испарение с поверхности смоченного пола W $\text{г}/\text{м}^2$, обычно имеющего температуру точки росы, определяется по эмпирической формуле

$$W = 6,1(t_в - t_м) \quad (3.42)$$

где $t_в$ и $t_м$ – соответственно, температуры воздуха помещения по сухому и мокрому термометру. Испарение с поверхности кипящей воды происходит за счёт подводимой к воде теплоты. Масса поступающего в воздух водяного пара $M_{вп}$, $\text{г}/\text{ч}$,

$$M_{вп} = Q / i_{100} = 3600 Q / 1000 \cdot (2500 + 1,8t) = 3,6Q / (2500 + 1,8 \cdot 100) \approx 1,348Q \quad (3.43)$$

Q – количество подводимой в воде теплоты, Вт; i_{100} – энтальпия воды при температуре кипения.

1.11. Прочие случаи поступления газов и паров в воздух помещения

Выделение углекислого газа CO_2 людьми. Количество углекислого газа, выделяемого людьми, зависит от интенсивности выполняемой ими работы и может быть определено по табл. 3.8.

Таблица 3.8

Возраст людей и характер выполняемой работы.	Объёмный расход CO_2 , л/час.	Массовый расход CO_2 г/час.
Взрослые люди при выполнении работы: Умственной или в состоянии покоя	23	45
Лёгкой физической	30	60
Тяжёлой	45	90
Дети до 12 лет	12	24

Газовыделения при зарядке аккумуляторов. При зарядке наиболее распространённых свинцовых аккумуляторов выделяются водород и кислород; в виде так называемых «полых капель» - пузырьков газа, заключённых в оболочку электролита H_2SO_4 . Полые капли, поднимаясь над поверхностью электролита, лопаются и загрязняют воздух мельчайшими частицами серной кислоты. Наиболее интенсивное их выделение наблюдается в конце зарядки аккумуляторов.

В процессе зарядки идет реакция разложения серной кислоты, находящейся в аккумуляторе



Происходит выделение в воздух помещения водорода и кислорода, которые могут образовывать взрывоопасную смесь при содержании водорода в воздухе 4% по объему.

По закону Фарадея один элемент при пропускании тока в 1 А·ч при 0° С и 0,1 МПа (760 мм рт. ст.) выделяет следующие объем и массу водорода и кислорода

Таблица 3.9

Выделения водорода и кислорода одним элементом свинцового аккумулятора при зарядке

Удельные величины	Водород	Кислород
Объём, л	0,418	0,21
Масса, г	0,03748	0,2984

Обычный автомобильный аккумулятор состоит из шести элементов и является аккумуляторной батареей. При установке на зарядку нескольких батарей в аккумуляторном или ином помещении средний объемный расход выделяющегося водорода может быть определен по формуле:

$$V = 0,418 \cdot (T/273) \cdot (1/10B) \Sigma I \cdot n \cdot 10^3 \quad (3.44)$$

где V – средний объемный расход выделяющегося водорода, м³/ч; T – абсолютная температура воздуха, К, B – барометрическое давление, МПа; I – максимальная сила зарядного тока, А, для каждой из батарей, находящихся в аккумуляторном отделении. n – число элементов в батареях, находящихся под зарядкой. При проектировании вентиляции аккумуляторного помещения допустимое содержание водорода в воздухе из условия взрывобезопасности принимается равным 0,7% по объему.

1.12 Элементы вентиляционных систем и виды приточно – вытяжной вентиляции гражданских зданий

Вентиляционной системой называют совокупность устройств для обработки, транспортирования, подачи или удаления воздуха из помещения.

По назначению системы вентиляции разделяются на *приточные и вытяжные*.

Приточные системы подают обработанный, обычно, наружный воздух в помещение.

Вытяжные системы удаляют загрязнённый воздух из помещения. Одновременная работа приточной и вытяжной систем создают в помещении расчётный воздухообмен. В совокупности, обе системы создают *приточно-вытяжную систему вентиляции* помещения.

Вентиляционная установка является частью вентиляционной системы, состоит из устройств по обработке перемещаемого воздуха и побудителя тяги (вентилятора).

Воздуховоды и каналы, по которым транспортируется воздух, устройства для подачи (воздухораспределители) и удаления воздуха (вытяжные решетки, местные отсосы) частью вентиляционной установки не являются.

Приточная вентиляционная установка состоит из воздухозаборного устройства, утеплённого клапана, фильтра для очистки воздуха от пыли, воздухоподогревателя и вентиляционного агрегата, состоящего из вентилятора и электродвигателя. В некоторых приточных установках фильтр может отсутствовать. Виды обработки наружного воздуха в приточной установке:

- очистка приточного воздуха от пыли;
- подогрев воздуха в холодный период года.

Вытяжная вентиляционная установка может состоять из устройства для очистки вентиляционных выбросов от загрязняющих его веществ и вентиляционного агрегата. В гражданских зданиях очистка удаляемого в атмосферу воздуха не требуется, поэтому вентиляционная установка состоит только из вентиляционного агрегата.

Панельно – каркасные приточные и вытяжные установки допускают их совмещение, создавая *приточно-вытяжные вентиляционные установки*. Необходимость применения приточно-вытяжных агрегатов - требование утилизации теплоты удаляемого воздуха. Её распространению способствует поэтажная схема вентиляции здания, когда каждый этаж вентилируется собственными вентиляционными системами. Выброс загрязнённого воздуха производится на крыше, куда вытяжные воздуховоды выводятся через специальные шахты для размещения воздуховодов. Приточно-вытяжные агрегаты обычно устанавливают в вентиляционных камерах на обслуживаемом этаже.

Утилизация теплоты удаляемого воздуха и передача теплоты его воздуху приточному производится с помощью:

- поверхностных теплообменников через стенку, разделяющую потоки удаляемого и приточного воздуха;
- устройств утилизации теплоты, состоящих из тепловоспринимающих и теплоотдающих теплообменников и циркулирующего по ним промежуточного теплоносителя.

Общеобменная вентиляция вентилирует весь объём рабочей зоны. *Местная вытяжная* вентиляция удаляет загрязнённый воздух непосредственно от мест выделения вредных веществ, обычно через *местные отсосы*. Если приток подаётся непосредственно на рабочие места, вентиляция является, *местной вытяжной вентиляцией*. В гражданских зданиях местная вентиляция применяется наиболее часто в горячих цехах предприятий общественного питания, если в них установлено модульное технологическое оборудование.

По способу организации вентиляции помещения различают *централизованные* и *децентрализованные* системы вентиляции. *Централизованные системы вентиляции, приточные и вытяжные* обслуживают группу помещений или здание в целом. В помещениях большой площади предпочтительной может оказаться децентрализованная схема.

Децентрализованная система вентиляции не характерна для гражданских зданий. Применяется для отопления и вентиляции помещений большой площади в одноэтажных зданиях, в которых нет выделений токсичных вредностей.

По способу побуждения движения воздуха системы подразделяют на *системы с механическим побуждением* (побудитель тяги - вентилятор, эжектор и пр.) и системы *с гравитационным побуждением* (воздух перемещается действием ветра и разностью аэростатических давлений снаружи и внутри помещения).

С целью экономии теплоты в холодный период года приток наружного воздуха ограничивается *санитарной нормой*. Приточные воздухораспределители допускают температуру притока на 10...12 °С меньшую температуры рабочей зоны, поэтому расчётный воздухообмен бывает существенно больше санитарной нормы. Для сохранения его величины применяют *рециркуляцию*.

Рециркуляцией называют подмешивание части удаляемого воздуха к приточному наружному.

Рециркуляция бывает *полной* и *частичной*. В случае *полной рециркуляции* весь удаляемый из помещения вновь подаётся в него. При *частичной рециркуляции* в помещение подаётся смесь наружного и части удаляемого воздуха в количестве разности расчётного воздухообмена и санитарной нормы (рисунки 1.1-1.3). В режиме *полной рециркуляции* работают воздушно – отопительные агрегаты и приточные камеры, используемые для воздушного отопления в нерабочее время.

В последнее время с целью экономии теплоты для очистки воздуха помещений от неприятных запахов, табачного дыма применяют *регенерационные установки*. *Регенерация воздуха* – восстановление свойств уже использованного для дыхания и ассимиляции вредных выделений в помещении воздуха до состояния приточного. Выполняется регенерация очисткой его *адсорбентами*.

Ниже описываются виды приточно – вытяжной вентиляции, характерные для гражданских зданий.

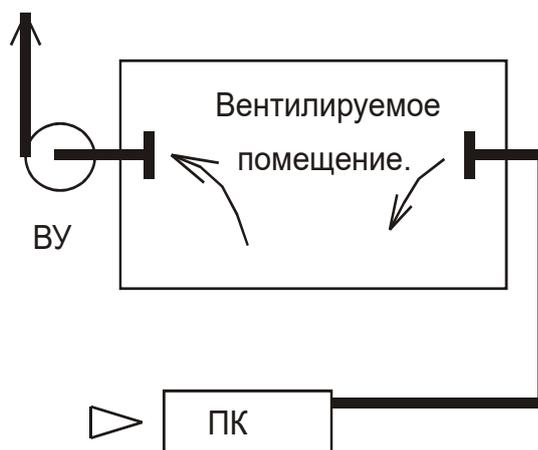


Рис. 1.1. Прямоточная приточно – вытяжная система вентиляции с механическим побуждением.
 ПК – приточная камера; ВУ – вытяжная вентиляционная установка.

Приточно – вытяжная система вентиляции прямоточная. Применяется для помещений, в которых применение рециркуляции запрещено. В номенклатуре гражданских зданий – это лечебные учреждения: поликлиники, больницы... Причиной запрета является обсеменённость воздуха помещений медицинских боксов, больничных палат, кабинетов врачей болезнетворными бактериями. Расход теплоты на подогрев приточного воздуха максимален. Расход теплоты может быть несколько снижен применением устройств по утилизации теплоты удаляемого воздуха.

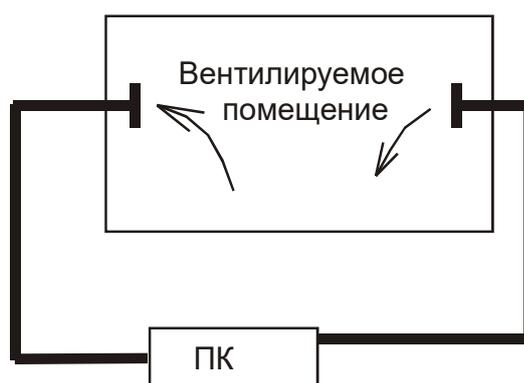
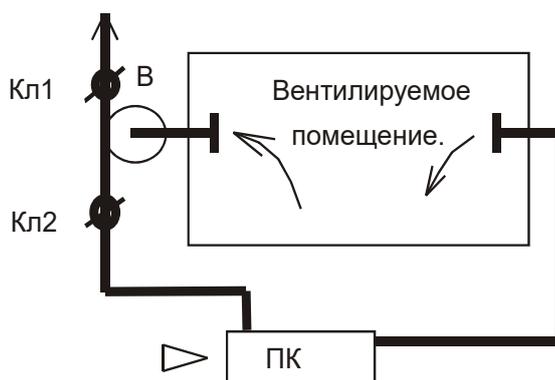


Рис.1.2. Приточно – вытяжная система вентиляции с полной рециркуляцией
 ПК – приточная камера

Приточно – вытяжная система с полной рециркуляцией. Полная рециркуляция характерна для работы воздушно – отопительных агрегатов и охлаждающих блоков сплит – систем, которыми оснащаются вентиляционные системы для «снятия» теплоизбытков в помещении. В этом режиме работают и вентиляционные установки, призванные устранять неприятные запахи и табачный дым из воздуха, пропуская его через фильтры содержащие сорбенты (активированный уголь, силикагель....).



*Рис. 1.3. Приточно – вытяжная система вентиляции с частичной рециркуляцией удаляемого воздуха
ПК – приточная камера; ВУ – вытяжная вентиляционная установка; Кл1 – клапан, регулирующий количество воздуха, удаляемого в атмосферу; Кл2 – клапан, регулирующий количество рециркулируемого воздуха.*

Приточно – вытяжная вентиляция с частичной рециркуляцией является обязательным решением вентиляции зрительных кинотеатров, театров, залов массовых собраний в холодный период года. Наружный воздух подаётся в помещения в пределах санитарной нормы, существенно меньшей расчётного воздухообмена для осенне – зимнего периода года, чем и достигается существенная экономия теплоты.

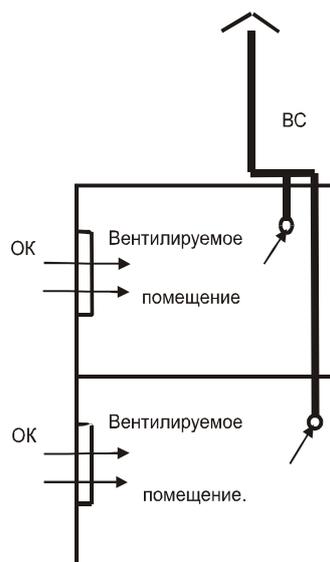


Рис. 1.4. Приточно – вытяжная система с гравитационной вытяжкой и неорганизованным притоком через неплотности оконных блоков.

Приточно – вытяжная система с гравитационной вытяжной системой и неорганизованным притоком применяется очень широко, так как является «штатной» системой многоэтажных жилых зданий массовой застройки (рисунок 1.4). При отсутствии приточных камер вентиляционная система является приточно – вытяжной, так как приток в помещения поступает через щели притворов окон и другие неплотности в ограждающих конструкциях, в том числе, частично, и из соседних помещений или коридора. Расчёты показывают, что при существующих нормативах воздухопроницаемости окон, балконных дверей система не обеспечивает требуемый воздухообмен в жилых комнатах.

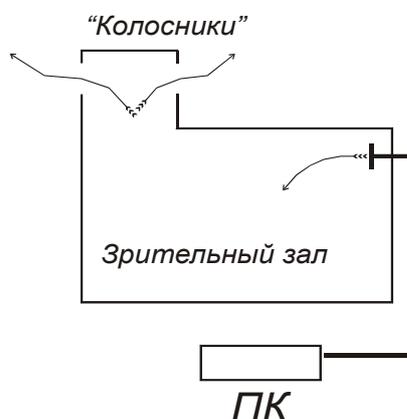
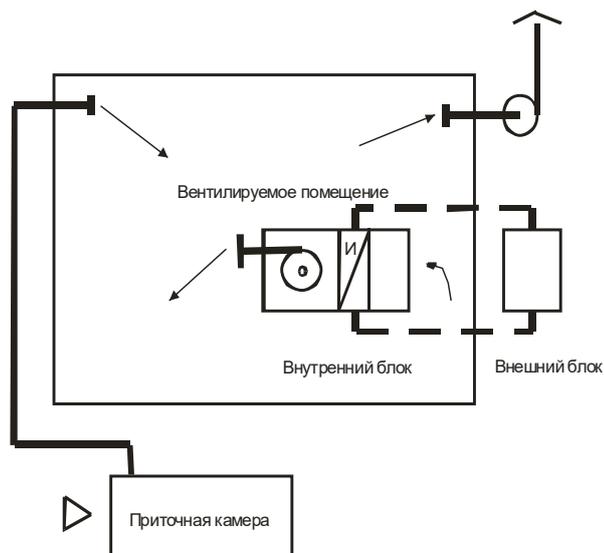


Рис. 1.5. Прямоточная приточно – вытяжная система вентиляции с механическим притоком вытяжкой «на выдавливание» (вариант аварийной системы вентиляции)

ПК – приточная камера; ВШ – вытяжная шахта, канал, отверстие, работающие на выдавливание.

Аварийная противодымная вентиляция зрительного зала с притоком в зрительный зал и удалением дымовых газов «на выдавливание» представлена на рисунке 1.5. При возникновении пожара в зал подаётся расчётный противодымный приток, удаление дыма производится через специальные дымовые клапаны, находящиеся в самой высокой части здания, так называемых «колосниках», где размещены дорны с намотанными на них полотняными декорациями (так называемые «задниками»).

а)



б)

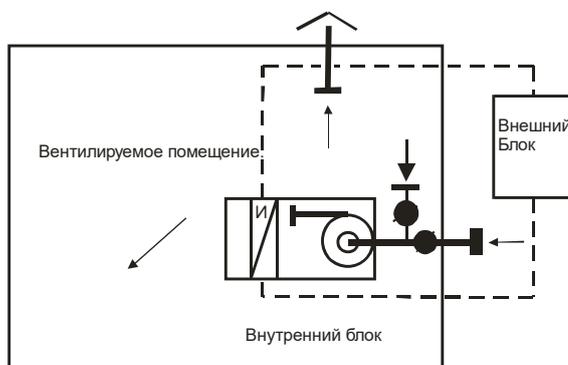


Рис.1.6. а - Система вентиляции со сплит – установкой для ассимиляции теплоизбытков и приточно – вытяжной системой вентиляции, создающей воздухообмен в объёме санитарной нормы. б - Система вентиляции со сплит – установкой, допускающей работу в режиме частичной рециркуляции воздуха.

Сплит – системы вентиляции – применяются в России сравнительно недавно. Принцип работы системы состоит в круглогодичном поддержании воздухообмена в объёме санитарной нормы, при этом теплоизбытки удаляются из помещения компрессионной холодильной машиной.

Холодильная машина разделена на блоки (поэтому и «сплит»): внешний и внутренний, монтируемые на фасаде здания и в помещении. Снаружи монтируются: компрессор, конденсатор с и вентилятор обдувающий его наружным воздухом. В помещении – испаритель и вентилятор, забирающий тёплый воздух из помещения и продувающий его через испаритель в это же помещение.

В случае схемы «а» определяющим эффективностью работы элементом является приточная камера. Но существуют сплит – холодильные установки, внутренний блок которых может выполнять одновременно и функцию приточной камеры. К вентилятору внутреннего блока может забирать и внутренний и наружный воздух, что позволяет осуществлять режим частичной рециркуляции. Но возможности этих машин воздух часто бывают ограниченными по притоку наружного воздуха.

1.12. Термодинамические характеристики влажного воздуха

Холодный период года, перед подачей в помещение, приточный наружный воздух должен подогреваться, поэтому возникает необходимость в определении количества затрачиваемой теплоты. Температура и относительная влажность воздуха изменяются вследствие ассимиляции теплоизбытков и влаги. Температура и относительная влажность являются нормируемыми параметрами воздушной среды помещения, поэтому необходимо уметь вычислять конечные па-

раметры воздуха в процессе изменения его теплового и влажностного состояния как в аппаратах приточных камер и кондиционеров, так и в результате ассимиляции поступлений теплоты и влаги в воздух помещения. Эти расчёты можно производить аналитически вручную (что весьма трудозатратно), при помощи компьютера и I-d диаграммы. Расчёты выполняются на основе термодинамических характеристик влажного воздуха.

Теплофизические характеристики относят к 1 кг сухой части воздуха, её состав стабилен, так как компоненты смеси - перегретые пары указанных веществ в пределах оговоренного диапазона температур не подвержены фазовым превращениям. Прочая часть влажного воздуха – *водяные пары*, могут находиться в *перегретом*, и *насыщенном* состоянии. *Испарение* и *конденсация* влаги изменяют влагосодержание воздуха. В вентиляционной технике эти процессы называют, соответственно, *увлажнение* и *конденсации* содержащихся в воздухе водяных паров – *осушение воздуха*.

Состояние воздуха характеризуется *температурой t ($^{\circ}\text{C}$)*, *относительной влажностью воздуха ϕ (%)*, *влагосодержанием d (г/кг)*, *плотностью ρ (кг/м³)*, *давлением p (Па)*, *удельной теплоёмкостью c (кДж/кг $^{\circ}\text{C}$)*, *теплосодержанием или энтальпией I (кДж/кг)*, *барометрическим давлением B (Па, гПа)*, *парциальным давлением ненасыщенных водяных паров в воздухе e (Па, гПа)*, *насыщенных – E (Па, гПа)* и другими параметрами. Некоторые из перечисленных параметров используются в нормативных документах, другие применяют при решении перечисленных выше задач.

Перечисленные показатели состояния воздуха можно разделить на *базовые* и *производные*. Базовые характеристики состояния влажного воздуха:

- температура воздуха, определяется прямыми измерениями с помощью соответствующих физических приборов;
- удельная теплоёмкость сухой части воздуха ($c_v = 1,005$ кДж/кг $^{\circ}\text{C}$) при постоянном давлении, определяется экспериментально;
- удельная теплоёмкость водяного пара ($c_{п} = 1,8$ кДж/кг $^{\circ}\text{C}$) при постоян-

ном давлении, определяется экспериментально;

- парциальные давления водяного пара на линии насыщения, определяются специальными экспериментами;

- барометрическое давление влажного воздуха, измеряется барометром.

Все прочие характеристики состояния воздуха являются производными, получаемые на основе базовых характеристик.

2. Расчёт воздухообмена в помещении

2.1. Определение расчётного общеобменного воздухообмена и температуры притока

Избытки теплоты и влаги, выделение токсичных паров и газов, пыли приводят к нарушению нормального состава внутреннего воздуха. Нейтрализацию этих возмущающих воздействий на микроклимат компенсирует удаление из помещения загрязненного и подача в него свежего вентиляционного воздуха, т.е. обеспечение воздухообмена. Процесс формирования параметров микроклимата помещения с помощью воздухообмена и есть вентиляционный процесс.

Вентиляция помещений связана с большой затратой энергии на обработку и перемещение воздуха, что обусловлено малой плотностью и теплоемкостью воздуха. Поэтому очень важно обеспечить эффективное протекание вентиляционного процесса. Под эффективностью в данном случае понимается обеспеченность заданных параметров воздуха в пределах рабочей зоны при минимальной величине воздухообмена. Эффективность вентиляционного процесса оценивается двумя показателями:

1) степенью использования приточного воздуха в помещении, которая численно оценивается:

- коэффициентом воздухообмена по температуре t

$$m_t = \frac{t_{pz} - t_n}{t_y - t_n};$$

- коэффициентом воздухообмена по концентрации примесей C

$$m_C = \frac{C_{pz} - C_n}{C_y - C_n}$$

2) степенью равномерности распределения скорости (подвижности) и температуры по площади рабочей зоны, которая оценивается:

- коэффициентом неравномерности скорости

$$K_v = \frac{\sigma_v}{V_{pz}};$$

- коэффициентом неравномерности температуры

$$K_t = \frac{\sigma_t}{t_{pz} - t_{cmp}},$$

где индексом «рз» обозначены параметры воздуха в рабочей зоне, «у» – уходящего воздуха, «п» – приточного воздуха, «стр» – воздуха в струе; σ_v и σ_t – среднее квадратичное отклонение скорости и температуры в пределах рабочей зоны помещения объемом V_{pz} .

Достоверное определение коэффициентов m_t и m_v имеет важное практическое значение. Эти величины позволяют вычислить температуру и концентрацию вредных уходящего воздуха. В свою очередь, t_y и C_y являются исходными величинами при расчете воздухообмена.

Другой способ определения параметров уходящего воздуха использует понятие градиента температуры $\text{grad } t$, К/м:

$$t_y = t_{pz} + \text{grad } t \cdot (H - 2).$$

Величина градиента зависит от тепловой напряженности помещения

$$q_{y\partial} = \frac{Q_{я}^{изб}}{V},$$

где $Q_{я}^{изб}$ – избытки явной теплоты, Вт:

1) при $q_{уд} < 11,5 \text{ Вт/м}^3 \text{ grad } t < 0,5 \text{ К/м}$;

2) при $q_{уд} = 11,5 \div 23 \text{ Вт/м}^3 \text{ grad } t = 0,3 \div 1,2 \text{ К/м}$;

3) при $q_{уд} > 23 \text{ Вт/м}^3 \text{ grad } t = 0,8 \div 1,5 \text{ К/м}$.

Приведенные данные относятся к теплому периоду года. Для холодного периода в помещениях с незначительными теплоизбытками ($q < 23 \text{ Вт/м}^3$) можно считать $\text{grad } t = 0$ и $t_y = t_{pz}$. При кондиционировании воздуха в невысоких помещениях (до 4 м) обычно во всех случаях принимают $t_y = t_{pz} + 1$.

Рассмотрим идеализированную схему вентиляционного процесса в помещении. На рис. 2.11а, схема показана в виде условного пути приточного воздуха в помещении, а на рис. 2.11б – в виде канала с равномерно распределенным по длине выделением газовой вредности. Движение приточного воздуха по каналу моделирует вентиляционный процесс ассимиляции вредности. Для того чтобы найти распределение концентрации вредности по длине канала, составим балансовое уравнение для элементарного объема размером δx в стационарных условиях (см. рис. 2.11, б)

$$M\delta x = L\delta C,$$

где M – удельное, на 1 м длины канала, выделение вредности в мг/(ч·м).

Интегрирование уравнения баланса по x в пределах от 0 до x и по C в пределах от C_n до C дает линейную зависимость C от x

$$C = C_n + \frac{M}{L} x \quad (2.11)$$

Задача организации процесса состоит в обеспечении заданной концентрации C_{pz} в пределах рабочей зоны. Возможны три случая организации воздухообмена (см. рис. 2.11):

А. Подача и удаление воздуха из верхней зоны;

Б. Подача воздуха в рабочую зону и удаление из верхней зоны;

В. Подача воздуха из верхней зоны, удаление – из рабочей зоны.

Как видно из рис. 2.11, воздух проходит разный путь l и путь до рабочей зоны X_{pz} , ассимилируя по пути вредность.

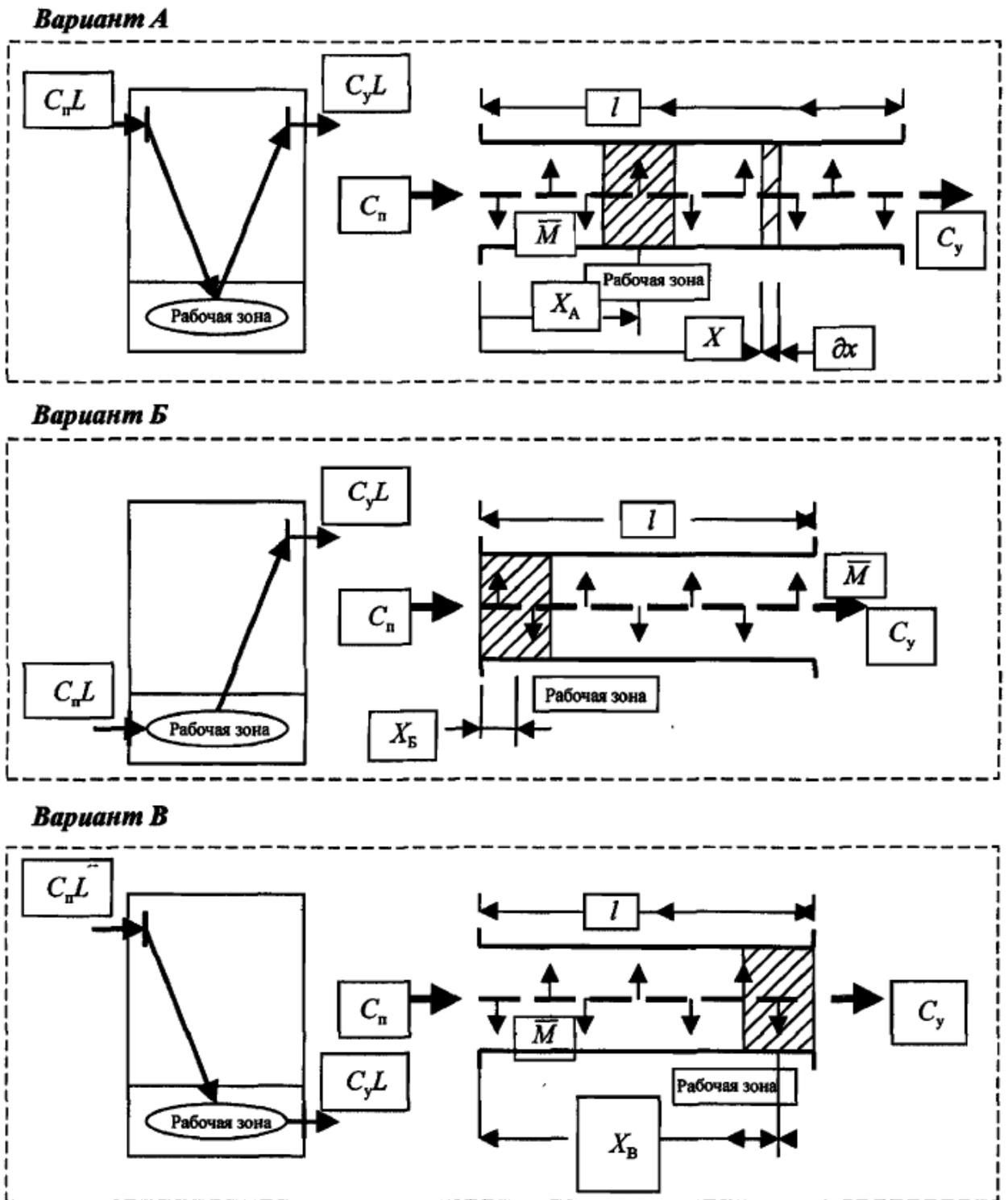


Рис. 2.11. Схематическое представление вентиляционного процесса: а - в виде движения воздуха в помещении; б - в виде движения воздуха в канале с равномерно распределенно вредностью

Полная разность концентрации $\Delta C = C_y - C_n$ в мг/м³ определяется в соответствии с (2.11) как отношение массы вредности $M_{вр}$, мг/ч, к расходу воздуха L в м³/ч:

$$\Delta C = \frac{M_{вр}}{L}.$$

На рис. 2.12 показаны графики изменения концентрации вредности по пути движения. Концентрация вредности в приточном воздухе одинаковая для всех вариантов. Из графиков видно, что для обеспечения концентрации в рабочей зоне вариант Б соответствует наибольшей разности концентрации ΔC , у варианта А величина ΔC меньше, а самый малый перепад ΔC у варианта В.

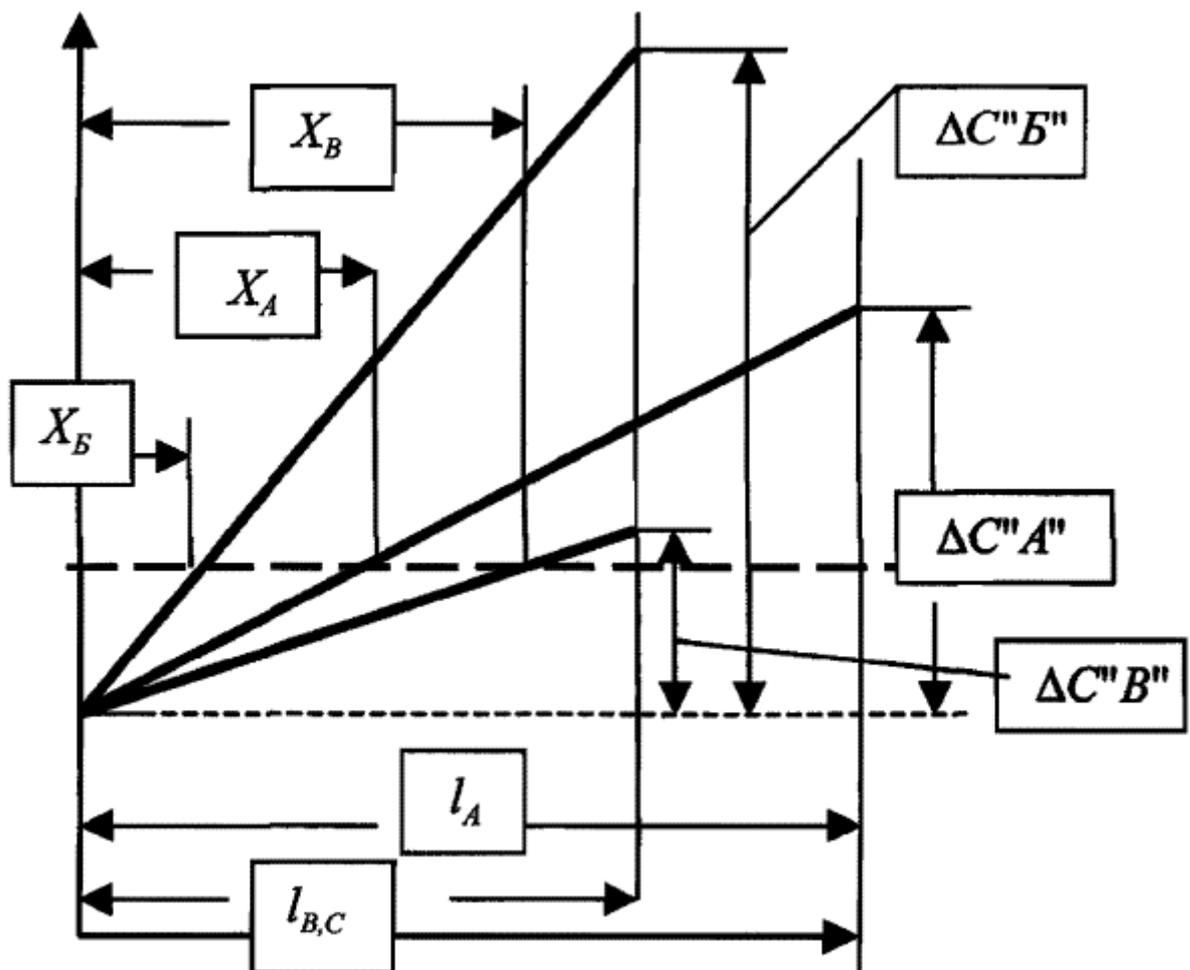


Рис. 2.12. Диаграмма величины перепада концентрации вредности при разных способах организации вентиляционного процесса

Из сказанного следует, что вариант подачи воздуха в рабочую зону и удаления из верхней зоны требует наименьшего расхода воздуха, при подаче и удалении воздуха из верхней зоны требуемый расход воздуха возрастает, и наибольший расход воздуха соответствует удалению воздуха из рабочей зоны при подаче в верхнюю зону. Изложенные представления о вентиляционном процессе при ассимиляции газовых вредностей справедливы также и для процесса ассимиляции системой вентиляции избыточной теплоты и влаги. Для этих случаев диаграмма на рис. 2.12 будет построена точно также для температуры и влажности воздуха.

Однако в системе кондиционирования температура приточного воздуха может быть произвольной, что может внести некоторые коррективы в представления о вентиляционном процессе.

2.2. Балансы вредностей в помещении, определение воздухообмена по теплоизбыткам и влаге, по газовым выделениям и по кратности. Санитарная норма воздуха

Исходными для определения воздухообмена являются величины тепловой, влажностной и газовой нагрузки на систему вентиляции, а определяющим – распределение температуры и концентрации вредностей в объеме помещения. В значительной мере это относится к температуре и концентрации вредностей в уходящем воздухе.

В помещении может иметь место сочетание разных схем вентиляционного процесса. Рассмотрим одну из типовых схем организации воздухообмена, представленную на рис. 2.21. Схема включает общеобменный приток в вытяжку в верхней зоне и местный отсос из рабочей зоны.

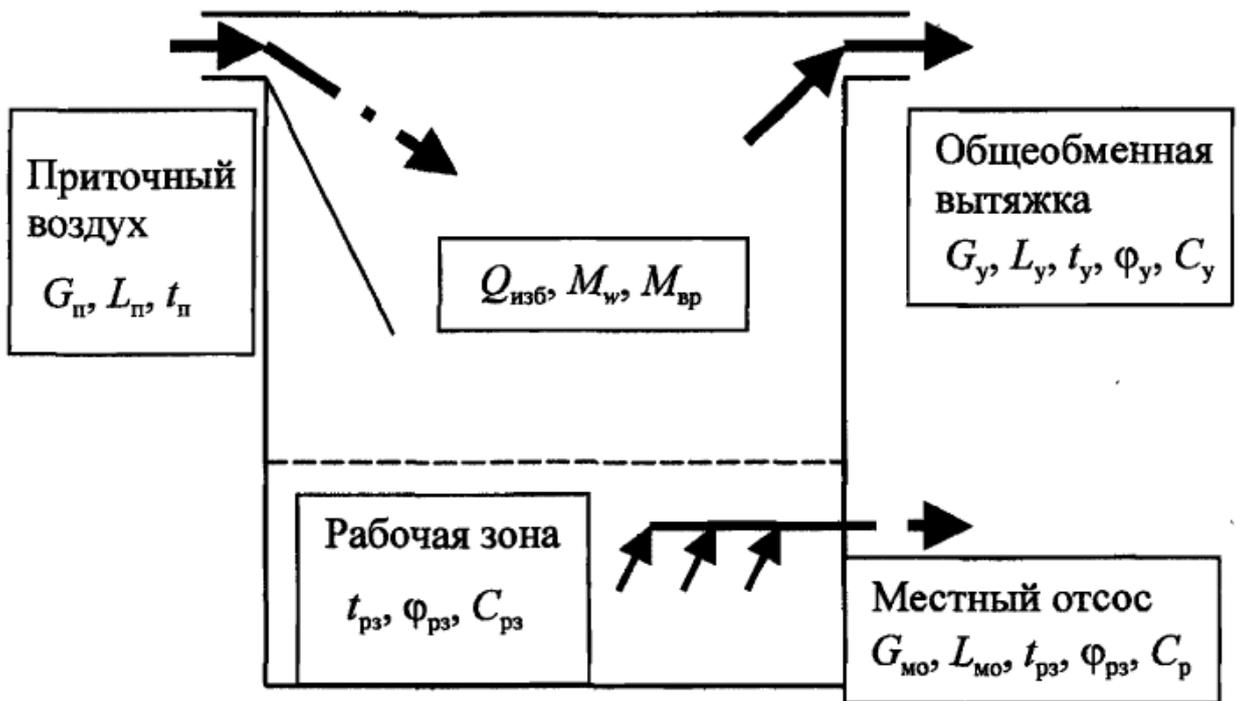


Рис. 2.21. К составлению балансовых уравнений воздухообмена в помещении

Воздухообмен, т.е. производительность по воздуху общеобменных систем вентиляции и (или) кондиционирования, определяется из уравнений баланса по теплоте, влаге и газовым вредностям.

Баланс по явной теплоте имеет вид

$$G_n c_{\theta} t_n + 3,6 \cdot Q_{я}^{изб} = G_{мо} c_{\theta} t_{рз} + G_y c_{\theta} t_y \quad (2.21)$$

Уравнение баланса по явной теплоте дополним уравнением баланса по воздуху

$$G_n = G_y + G_{мо} \quad (2.22)$$

В балансовых уравнениях две неизвестных: G_n, G_y . Расход воздуха в местном отсосе $G_{мо}$ в кг/ч определяется заранее:

$$G_{мо} = 3600 \rho A_{мо} V_{мо}, \text{ кг/ч} \quad (2.23)$$

где $A_{мо}$ – площадь рабочего проема местного отсоса, м^2 ;

$V_{мо}$ – скорость воздуха в проеме, м/с; зависит от вида местного отсоса и удаляемой вредности в местном отсосе.

Совместное решение уравнений (2.21) и (2.22) позволяет определить искомую величину G_y , кг/ч

$$G_y = \frac{3,6Q_{я}^{изб} - G_{мо}c_{\epsilon}(t_{pz} - t_n)}{c_{\epsilon}(t_y - t_n)}.$$

Величина $G_{пр}$ определяется из уравнения (2.23). Аналогично находят величины расхода воздуха из уравнений баланса влаги и полной теплоты. Разница состоит лишь в том, что в уравнение баланса влаги входят соответствующие значения влагосодержания воздуха d в г/кг, а в уравнение баланса по полной теплоте – соответствующие значения теплосодержания воздуха I в кДж/кг

$$G_n d_n + M_w \cdot 10^3 = G_{мо} d_{мо} + G_y d_y \quad (2.24)$$

;

$$G_n I_n + 3,6Q_n^{изб} = G_{мо} I_{мо} + G_y I_y. \quad (2.25)$$

Балансовые уравнения (2.24) и (2.25) написаны в традиционных символах. Корректнее следовало бы подставить в уравнения вместо избытков явной и полной теплоты $Q_{я}^{изб}$, $Q_{п}^{изб}$, Вт, и влагопоступлений в помещение M_w , кг/ч, максимальные величины тепловой нагрузки на систему по явной и полной теплоте и влаге W_c^M .

Вообще нет надобности в составлении балансов одновременно по явной, полной теплоте и влаге. Можно показать, что результат при расчете воздухообмена должен быть одинаков для всех трех случаев. Расхождения в практических расчетах объясняются лишь их неточностью.

В частном случае, при $G_{МО} = 0$, т.е. при наличии только общеобменного притока и общеобменной вытяжки, что характерно для основной части помещений в жилых и общественных зданиях, из (2.21) и (2.22) получаем

$$G_n = G_y = \frac{3,6Q_{я}^{изб}}{c_{\epsilon}(t_y - t_n)} = \frac{3,6Q_n^{изб}}{I_y - I_n} = \frac{M_w \cdot 10^3}{d_y - d_n}.$$

Отсюда имеем, что $\frac{3,6Q_n^{изб}}{M_w} = \frac{\Delta I}{\Delta d} \cdot 10^3 = \varepsilon$, где ε - коэффициент луча про-

цесса. В данном случае речь идет конкретно о вентиляционном процессе, т.е. процессе изменения состояния воздуха в помещении.

В последнее выражение входят заранее известные величины, что и позволяет изобразить соответствующий процесс на I-d - диаграмме (подробнее см. п. 3.2, Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин Основы обеспечения микроклимата зданий).

Воздухообмен из условия ассимиляции газовой вредности определяется для каждой i -й вредности по формуле:

$$L_i = \frac{M_{вр.i}}{C_y - C_n}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (2.26)$$

Пример расчета воздухообмена по избыткам явной и полной теплоты, влаги и по газовым выделениям приведен в приложении (п. 5.4, Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин Основы обеспечения микроклимата зданий). Концентрация вредности в уходящем воздухе равной предельно допустимой концентрации вредного вещества в воздухе рабочей зоны. В свою очередь, концентрация вредности в приточном воздухе не должна превышать 0,3 от ПДК рабочей зоны.

При одновременном выделении в рабочую зону помещения нескольких вредностей, не обладающих однонаправленностью токсикологического воздействия на человека, в качестве расчетной величины принимается наибольшая из полученных по формуле (2.26).

Вещества однонаправленного действия близки по своему химическому составу, например различные кислоты, различные спирты, различные щелочи, различные ароматические углеводороды (толуол и ксилол, бензол и толуол) и т.д. При одновременном поступлении в рабочую зону помещения нескольких подобных веществ расчетный воздухообмен определяется суммированием величин, полученных по формуле (2.22) для каждого вещества.

В помещениях вспомогательного назначения воздухообмен принято рассчитывать по кратности. Кратность воздухообмена n показывает, сколько раз в течение часа вентиляционный воздух заменяет воздух в объеме помещения

$$n = \frac{L}{V},$$

L – расход приточного воздуха, м³/ч,

V – объем помещения, м³.

Кратность принимается со знаком «плюс», что означает приток воздуха, и со знаком «минус» – для вытяжки. Одним из важных показателей воздухообмена в помещении служит санитарная норма, т.е. минимально допустимое количество наружного воздуха, которое необходимо подавать в помещение. Санитарная норма L_0 устанавливается для одного человека и равна при постоянном пребывании в помещении 60 м³/ч и при временном (менее 2 ч) пребывании – 20 м³/ч, а при повышенных физических нагрузках – 80 м³/ч. Результаты расчета воздухообмена по кратности и санитарной норме обычно записывают в таблицу (табл. 2.1).

Санитарная норма служит не только основным санитарно-гигиеническим показателем, но и представляется важным экономическим параметром, который определяет минимально неизбежные расходы на обеспечение микроклимата помещения. В идеале надо стремиться к доведению требуемого воздухообмена, который устанавливается из условия ассимиляции тепло-влагоизбытков, до минимально необходимого, т.е. до санитарной нормы. Это достигается использованием в здании возможно полного комплекса мер по снижению тепловой нагрузки и согласованной работой систем отопления-охлаждения и вентиляции.

Таблица 2.1

Расчетный воздухообмен общеобменной вентиляции
по кратности в помещениях здания

№ помещения	Наименование помещения	Размеры помещения, м, или его площадь, м ²	Объём помещения, V, м ³	Количество людей в помещении, N _{чел}	Нормативная кратность воздухообмена n, ч ⁻¹ , или нормативный воздухообмен на 1 человека L ₀ , м ³ /(ч·чел)		Расчётный воздухообмен, м ³ /ч	
					Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
1	2	3	4	5	6	7	8	9

Итого:

Дисбаланс:

Примечание. Количество людей в колонке 5 указывается в том случае, если для данного помещения в литературе указывается нормативный воздухообмен на 1 человека, а не кратность.

При определении расчетного воздухообмена систем кондиционирования воздуха исходной величиной является температура приточного воздуха. С точки зрения минимизации расхода приточного воздуха желательно принимать минимально возможную температуру. Ограничение минимального значения температуры воздуха связано с воздухораспределением. Температура воздуха в струе на входе в рабочую зону не должна существенно отличаться от температуры рабочей зоны (рис. 2.22). Задача выбора воздухообмена усложняется еще и тем, что скорость воздуха в струе не может сильно превышать подвижность в

рабочей зоне. Приведенные на рис. 2.22 значения корректирующих величин k и Δt нормируются.

Таким образом, задача определения расхода воздуха становится неопределенной и должна решаться последовательным приближением и на основе расчета воздухораспределителей. Практическое решение задачи состоит в использовании рекомендуемого значения температуры приточного воздуха (подробнее см. в п. 3.7-3.8, Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин Основы обеспечения микроклимата зданий).

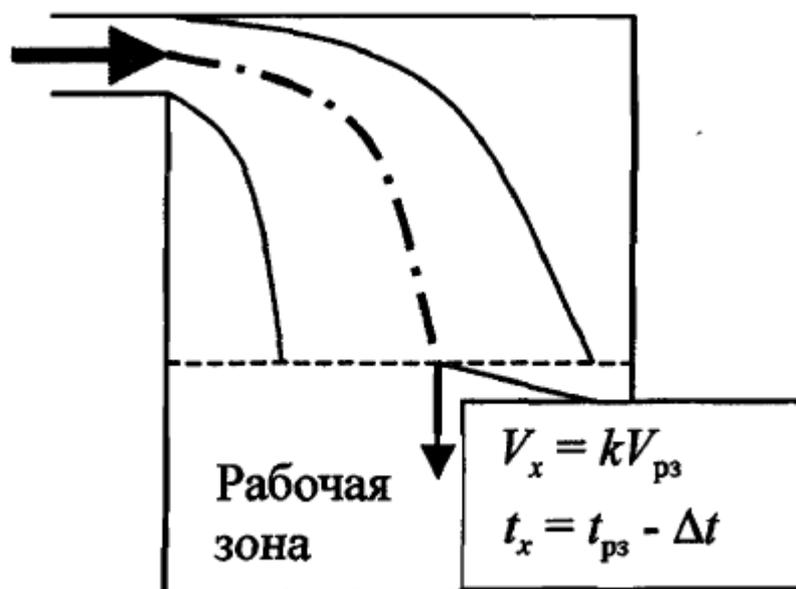


Рис. 2.22. К определению условий входа струи в рабочую зону

Воздухообмен обычно принято определять из рассмотрения расчетного теплого, холодного, а иногда и переходного периодов. Чаще всего за расчетный принимают расход воздуха для теплого периода года. Это представляется обоснованным, так как именно теплый период года наиболее напряженный с точки зрения обеспечения требуемых параметров приточного воздуха, что связано с охлаждением и осушкой наружного воздуха. Если расход воздуха остается неизменным в течение года, то для холодного периода года следует определить требуемую температуру приточного воздуха. Для этого надо составить баланс по явной теплоте в помещении для холодного периода года, например,

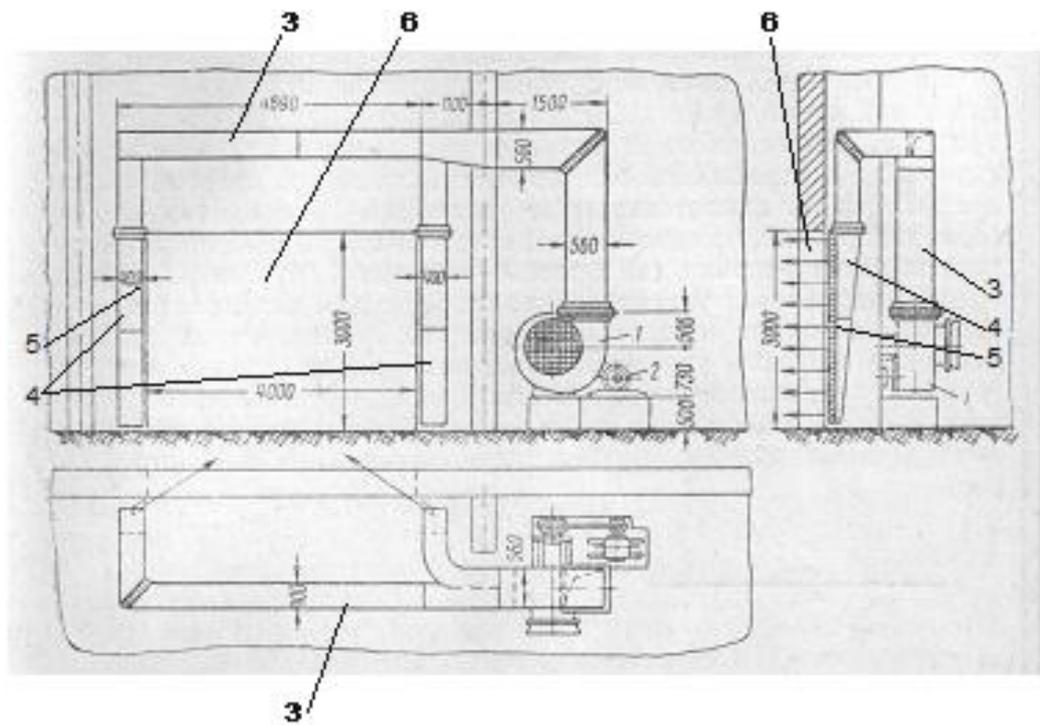
подстановкой в уравнение (2.21) соответствующих значений температур и нагрузки на систему по явной теплоте.

Рассмотренный случай относится к так называемому качественному регулированию системы, когда расход воздуха остается неизменным, а меняется температура приточного воздуха. Подобное регулирование осуществляется в течение всего годового цикла эксплуатации системы. С учетом энергосбережения более целесообразным представляется количественное регулирование, основанное на уменьшении воздухообмена. Возможность уменьшения расхода приточного воздуха возникает в годовом цикле по мере снижения холодильной нагрузки на систему при переходе от расчетного теплого периода к расчетному холодному.

Что касается температуры приточного воздуха, желательно, чтобы ее значение приближалось к температуре воздуха рабочей зоны, что соответствует равенству нулю тепловой нагрузки на систему. В этом случае система вентиляции или кондиционирования воздуха не выступает в роли системы отопления-охлаждения, а выполняет свое основное назначение. При этом воздухообмен может сократиться до минимально допустимого и не возникает никаких проблем с воздухораспределением. Поддержание нулевого значения тепловой нагрузки на систему возлагается на регулирование параллельной системы отопления. Однако это касается только холодного периода года, когда система отопления работает, и случая, когда отопительные приборы оборудованы автоматическими терморегуляторами. В других случаях температура притока определяется по условиям, рассмотренным в п. 3.2-3.3, Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин Основы обеспечения микроклимата зданий.

2.3 Воздушные завесы шиберного и смешивающегося типа

2.3.1. Определение воздушной завесы, основные элементы



*Рис. 2.3.1. Принципиальная схема воздушной завесы с 2-х сторонней подачей воздуха
 1 – вентилятор; 2 – электродвигатель; 3 – воздуховод; 4 – воздуховод равномерной раздачи; 5 – щелевой насадок; 6 – проём ворот.*

Общие положения. Классификация воздушных завес.

Воздушная завеса шибберного типа - вентиляционное устройство, использующее шибберующее свойство плоской воздушной струи для предотвращения прохода воздуха через открытый проем, по обе стороны которого давления воздуха неодинаковы. Главным элементом этого вентиляционного устройства является воздуховод равномерной раздачи, снабженный коническим воздуховодом со щелью и направляющими пластинами. Выходящий из этого насадка воздух образует плоскую струю. Раздающие устройства (одно или два), в зависимости от конструктивной схемы, связаны воздуховодами с приточным вентилятором.

Воздушные завесы классифицируют по нескольким признакам.

По режиму работы

1) периодического действия (устраивают у периодически открываемых проемов);

2) постоянного действия (монтируются у постоянно открытых проемов), часто

используются в качестве приточной или вытяжной установки, воздушно-отопительного агрегата.

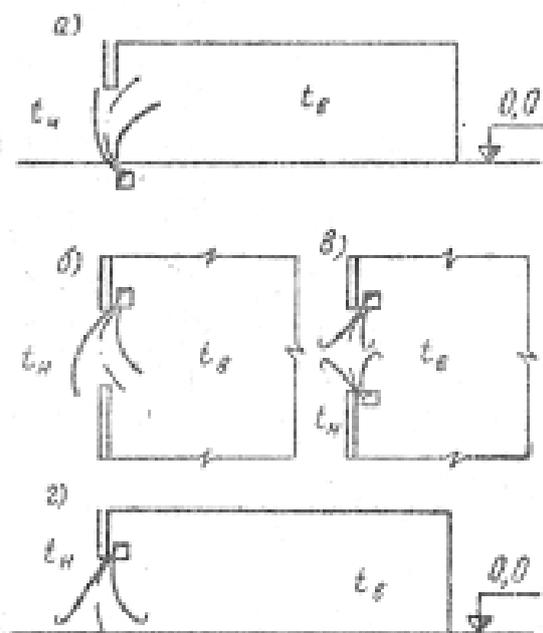


Рис. 2.3.2. Схемы воздушных завес с различным направлением воздушной струи
а – направление струи снизу – вверх; б – боковая односторонняя завеса (план); в – боковая двусторонняя завеса (план); г – направление плоской струи сверху вниз.

По направлению струи:

1) «снизу вверх» (подача воздуха через горизонтальную щель, расположенную внизу проема) (рис. 2.3.2, а);

2) с горизонтальным направлением струи (одно- и двусторонние); воздух подаётся через щель приточных воздуховодов, расположенных с одной (рис. 2.3.2, б) или с двух (рис. 2.3.2, в) сторон проема;

3) с направлением струи сверху вниз (приточный воздуховод, расположен горизонтально у верхней кромки проема) (рис. 2.3.2, г);

По месту воздухозабора и температуре подаваемого воздуха t_p воздушные завесы можно разделить на четыре вида:

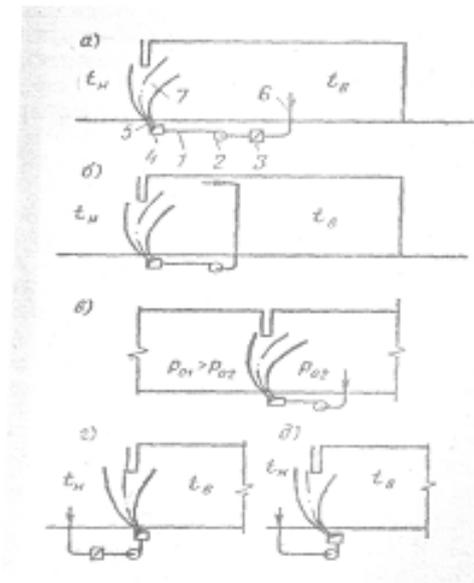


Рис. 2.3.3. Схемы воздушных завес с различными способами организации воздухозабора и различной температурой подаваемого воздуха.

1 – воздуховод; 2 – вентагрегат; 3 – воздухонагреватель; 4 – воздуховод равномерной раздачи; 5 – целевой насадок с лопатками; 6 – воздухозабор; 7 – струя завесы; p_{01} – избыточное давление в первом помещении; p_{02} – избыточное давление во втором помещении.

1) с внутренним воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха – $t_3 > t_{\text{в}}$ (рис 2.3.3. а);

2) с внутренним воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха – $t_3 \Rightarrow t_{\text{в}}$ (2.3.3. б,в);

3) с наружным воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха – $t_3 > t_{\text{н}}$ (2.3.3. г);

4) с наружным воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха – $t_3 = t_{\text{н}}$ (2.3.3. д);

Большинство действующих завес имеют периодический характер работы, а количества подаваемого воздуха измеряются тысячами кубических метров воздуха в час. Они должны быть спроектированы таким образом, чтобы их работа не влияла на вентиляционный режим помещения, проём которой они обслуживают.

Работающая завеса всегда забирает часть воздуха из помещения:

- если для подачи в завесу из помещения удаляется расход L_0 , то общее количество удаляемого из помещения воздуха равно L_0 плюс эжектируемый струёй воздух;
- если воздухозабор завесы – наружный, из помещения забирается воздушной завесой только эжектированный струёй воздух.

Принцип исключения влияния работы воздушной завесы на вентиляционный режим от помещения: в помещение необходимо возвращать такое же количество воздуха, которая забирается завесой из помещения.

2.3.2. Конструктивные схемы воздушных завес шибберного типа, достоинства и недостатки

Для ворот в наружных стенах целесообразно устройство завес с подачей воздуха снизу вверх, так как наибольшая скорость воздуха в струе имеет место на отметке пола, где разность давлений по обе стороны проёма максимальна. Недостатки этого типа завес существенны: транспорт или изделие при пересечении проёма частично перекрывают струю, а холодный воздух прорывается через незащищённую часть проёма выше изделия или транспортного средства. Для этих завес велика опасность засорения приточной щели сыпучими материалами от проходящего транспорта и заливания подающего воздух канала осадками. Струи двухсторонних завес с боковой подачей как бы обволакивают пересекающее проём транспорт или изделие, предотвращая прорыв. Завесы этого вида получили наиболее широкое распространение. Воздушные завесы с подачей воздуха сверху вниз устраивают у проёмов во внутренних ограждениях или кожухах технологического оборудования. Недостатком воздушных завес традиционной конструкции является определённая степень индивидуальности, что мешало наладить их серийное производство.

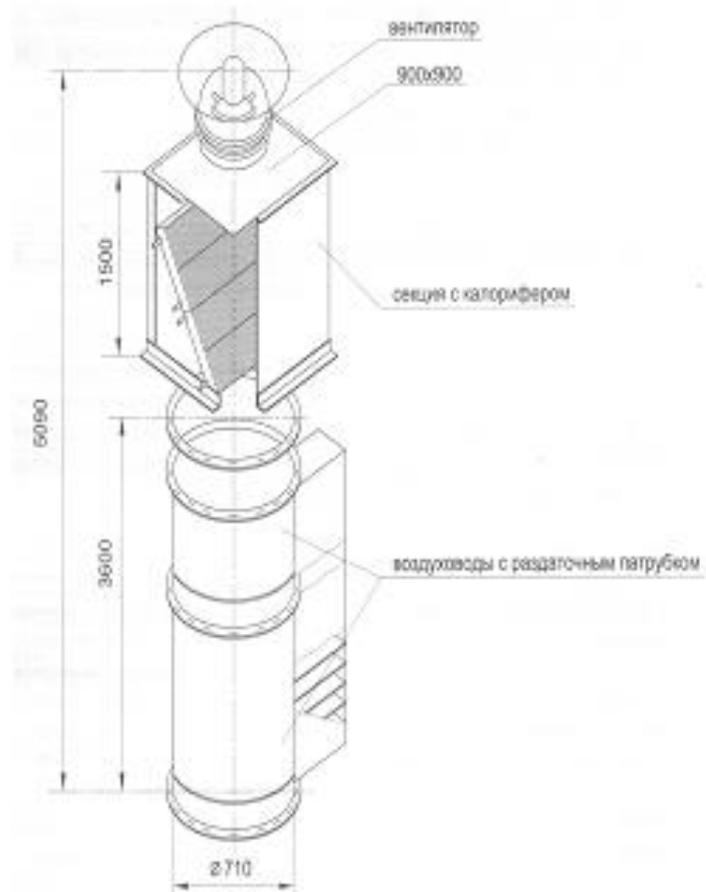


Рис. 2.3.1. Конструкция несущего стояка воздушной завесы заводского изготовления

В настоящее время серийно изготавливаются и широко применяются завесы с двухсторонней подачей воздуха, монтируемые из двух несущих стояков (рис.2.3.5.).

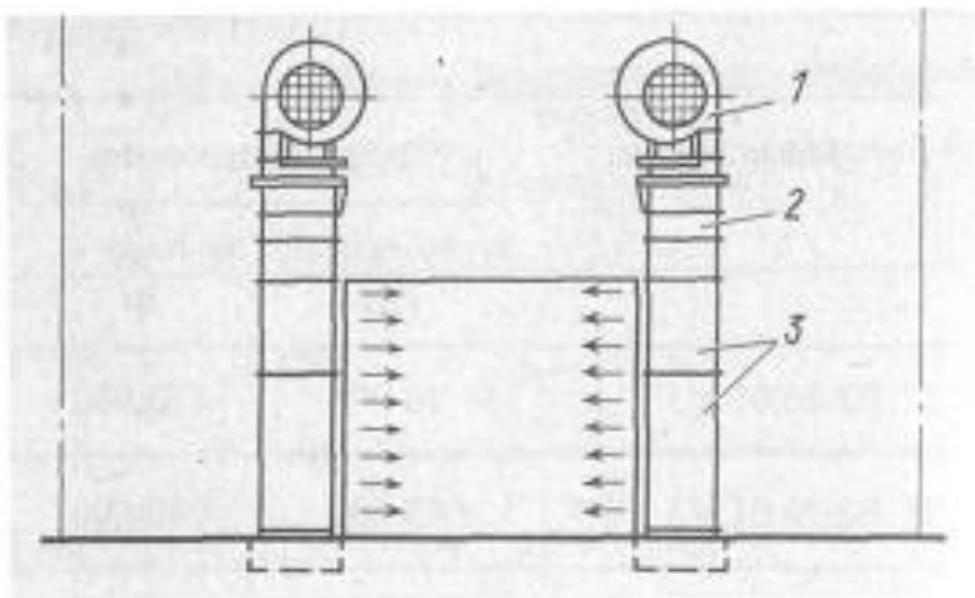


Рис. 2.3.5. Воздушная завеса с двухсторонней подачей воздуха, монтируемая из 2-х несущих стояков

1 – вентиляционный агрегат; 2 – воздухонагреватель; 3 – воздуховод равномерной раздачи

Воздушные завесы с внутренним воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха устраивают в помещениях с постоянными рабочими местами вблизи ворот или с повышенными требованиями к воздушной среде помещения.

2.3.5. Нормативные требования к устройству воздушных завес согласно СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция, кондиционирование

Случаи, в которых необходимо устройство воздушных завес. Нормы предусматривают устройство воздушных и воздушно-тепловых завес:

а) в районах с расчётной температурой равной и ниже ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$) по параметрам «Б», у постоянно открытых проемов, у ворот и проемов в наружных стенах, не имеющих тамбуров, которые открываются более пяти раз в смену или бывают открытыми в смену не менее чем на 40 мин;

б) у наружных дверей вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий:

- при проходе через двери 400 и более человек в час при расчётной температуре по параметрам Б ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$)...($-25\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- то же 250 человек и более при расчётной температуре по параметрам Б ($-26\text{ }^{\circ}\text{C}$)...($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- то же 100 человек и более при расчётной температуре по параметрам Б ниже ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$);

в) у наружных дверей, ворот и проемов помещений с мокрым режимом.

Параметры наружного воздуха для расчёта воздушной струи. Воздушные и воздушно-тепловые завесы у наружных проемов, ворот и дверей рассчитываются на параметры Б холодного периода года с учетом ветрового давления. Скорость ветра при этом не может быть принята более 5 м/с. Тепловая мощ-

ность воздухоподогревателей подбирается на параметры «Б», но должна быть проверена на параметры «А» в холодный период года, если скорость ветра при параметрах «Б» меньше, чем при параметрах «А». Предельные температуры воздуха, подаваемого воздушной струёй.

- температура воздуха завесы, обслуживающей входные двери, не должна превышать 50 °С;
- температура воздуха завес, обслуживающих ворота в наружных ограждениях производственных зданий, не должна превышать 70 °С на расстоянии 10 см от плоскости приточного отверстия.

Предельные скорости выпуска воздуха воздушными завесами, м/с:

8 – у наружных дверей;

25 – у ворот производственных зданий и технологических проемов.

Минимальные температуры воздуха, °С, части струи воздушной завесы, возвращающейся в помещение:

по СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция, кондиционирование» не должна быть менее, °С:

12 – для производственных помещений при легкой работе и работе средней тяжести;

12 – для вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий;

5 – для производственных помещений при тяжелой работе и отсутствии постоянных рабочих мест на расстоянии 6 м и менее от дверей, ворот и проемов.

по СНиП 2.04.05 – 91 (2000) «Отопление, вентиляция, кондиционирование» не должна быть менее, °С:

14 – при лёгкой работе;

12 – при работе средней тяжести;

8 – при тяжёлой работе

5 – при тяжёлой работе и отсутствии постоянных рабочих мест на расстоянии 3 м и менее от наружных стен и 6 м и менее от дверей, ворот и проёмов в них.

2.3.3. Расчёт воздушных завес шиберующего типа

Наружный воздух поступает в помещение через проём в наружном ограждении под действием разности давлений внутри и снаружи здания. Воздушная завеса является дополнительным сопротивлением проходу воздуха через проём, которое можно оценить коэффициентом местного сопротивления ζ или коэффициентом расхода

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\zeta}}.$$

Если известны: коэффициент расхода разность давлений воздуха по обе стороны проёма, возможно рассчитать прочие конструктивные параметры завесы: ширину воздуховыпускной щели, угол выпуска воздуха относительно плоскости ворот и расход воздуха на завесу.

При работе воздушной завесы воздух всегда поступает в помещение. Минимальное количество поступающего в помещении воздуха равно расходу воздуха, отобранного из помещения воздушной завесой. В случае забора воздуха из помещения в помещение возвращается G_3 и $G_{\text{пом}}$. Если воздух для завесы забирается снаружи, в помещение возвращается $G_{\text{пом}}$. Если количество воздуха, подаваемое завесой G_3 , невелико, или завеса спроектирована неправильно, количество прорывающегося в помещение воздуха будет существенно большим.

Струя завесы, как и все струи, эжектирует в себя окружающий воздух: наружный и воздух помещения. В произвольном поперечном сечении завесы расход воздуха состоит из 3-х компонентов:

$$G_{\text{пр}} = G_3 + G_{\text{пом}} + G_{\text{н}}$$

G_3 – расход воздуха, подаваемого через приточную щель завесы; $G_{\text{пом}}$ – количество воздуха помещения, сэжектированного завесой; $G_{\text{н}}$ – количество сэжектированного наружного воздуха.

Эти особенности работы воздушной завесы не учитываются существующими инженерными методиками расчёта воздушных завес. В инженерной методике эффективность работы воздушной завесы оценивается отношением расхода воздуха, подаваемого в завесу, к расходу воздуха, поступающего в помещение

$$q = \frac{G_{\text{завесы}}}{G_{\text{проход}}} \quad (2.3.1)$$

$G_{\text{завесы}}$ – расход воздуха, подаваемого в воздушную завесу, кг/ч; $G_{\text{проход}}$ – количество воздуха, проникающего через проём, кг/ч.

Для аэродинамического расчёта величину q следует выбирать с учётом особенностей устройства воздухозабора. В случае внутреннего воздухозабора количество поступающего в помещение воздуха больше, а величина q меньшей. Обычно q принимается в пределах от 0,5 до 1.

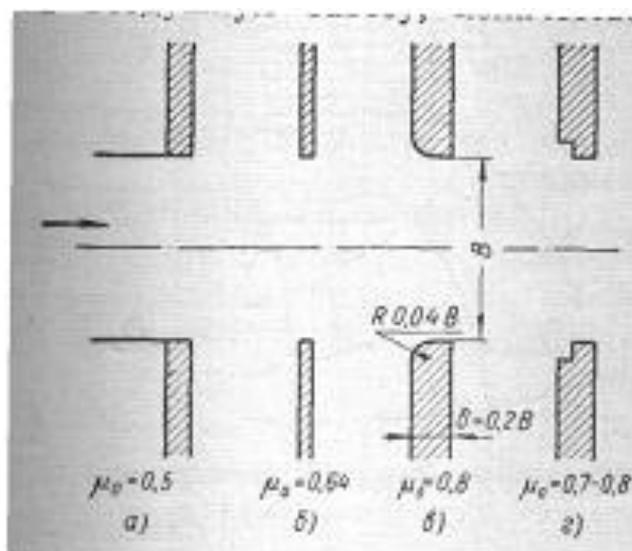


Рис. 2.3.1. Варианты оформления кромок ворот и коэффициенты расхода проёмов, не защищённых воздушной завесой

а – проём с распахнутыми створками ворот, наиболее распространённый; *б* – проём в тонкой стенке; *в* – проём с закруглёнными входными кромками; *г* – проём с конструктивными отступами

Количество проникающего в помещение воздуха через проём, защищённый воздушной завесой, зависит от величин коэффициента расхода проёма при отсутствии неработающей воздушной завесы μ_0 и коэффициента расхода в условиях, когда завеса работает, $\mu_{пр}$. Коэффициент расхода проёма при неработающей завесе зависит от оформления кромок отверстия проёма (рис. 2.3.1.).

Варианты формирования струй неправильно сконструированных и рассчитанных завес представлены на рис 2.3.1.а. На рисунках 2.3.1.а и б струи воздушной завесы поступают в помещение полностью, что не правильно, и является следствием неверного выбора угла наклона вектора оси завесы к плоскости проёма ворот и скорости выпуска воздуха из щели. Рис. 2.3.1.в представляет струйные течения правильно спроектированной завесы с двухсторонней подачей. В помещение поступает только часть воздуха струй завесы. Работа неправильно спроектированной воздушной завесы представлена на рис. 2.3.1.г. Величина угла α завышена, что привело к налипанию струи на поверхность земли. Существуют критические углы α , превышение которых приводит к налипанию струи на грунт. Рис. 2.3.1.д демонстрирует работу завесы, у которой завышены угол α и скорость выпуска воздуха. На рис. 2.3.1.е – работа завесы, щель которой излишне глубоко расположена вглубь помещения.

Как показали эксперименты, удовлетворительная работа завесы обеспечивается выпуском воздуха в плоскости ворот, а величина q меньше предельной, указанной в таблице 2.3.1.

Таблица 2.3.1

$F_{ш}/F_B$	Угол α в град.			
	0	30	45	60
1/20	0,3	0,86	1,5	2,8
1/30	0,25	0,7	1,2	2,3
1/40	-	0,6	1,0	2,0

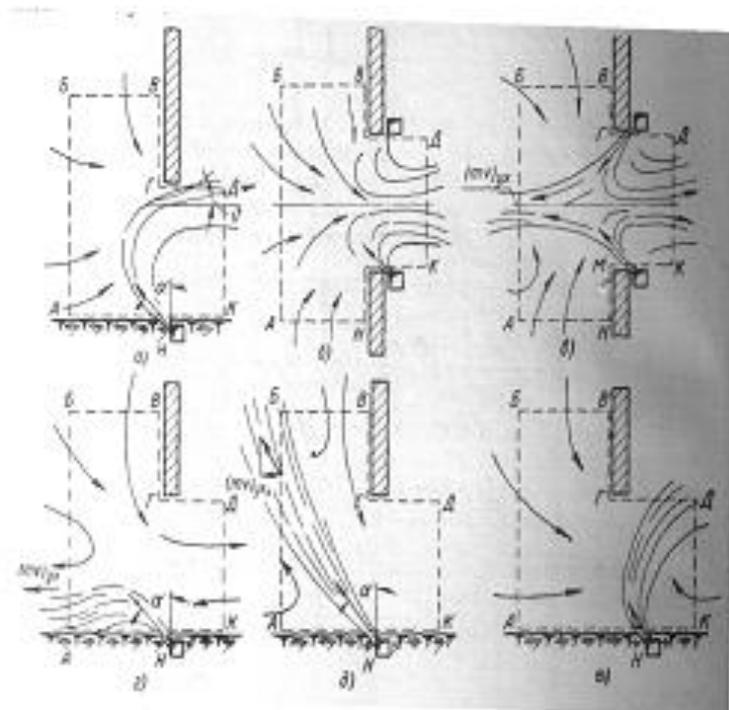


Рис. 2.3.2. Различные случаи истечения воздуха из воздушной завесы

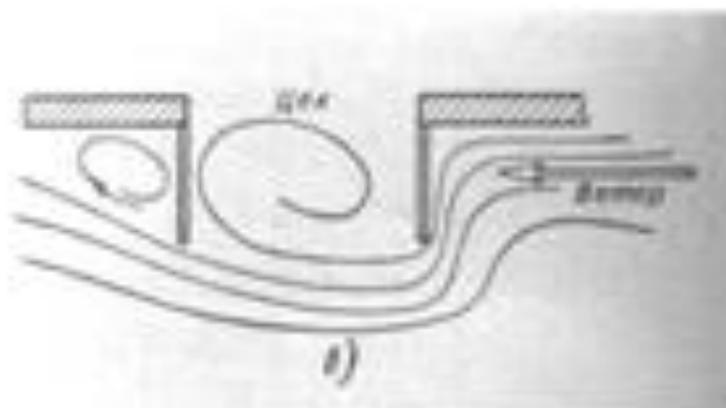


Рис. 2.3.3. Защита завесы от действия ветра, параллельного с фасадом направления

Воздушные завесы работают в холодный период года при низких температурах наружного воздуха. Струя воздушной завесы разграничивает холодный наружный воздух и теплый воздух помещения. Ось струи делит струю на 2 половины: граничащую с воздухом помещения и наружным воздухом.

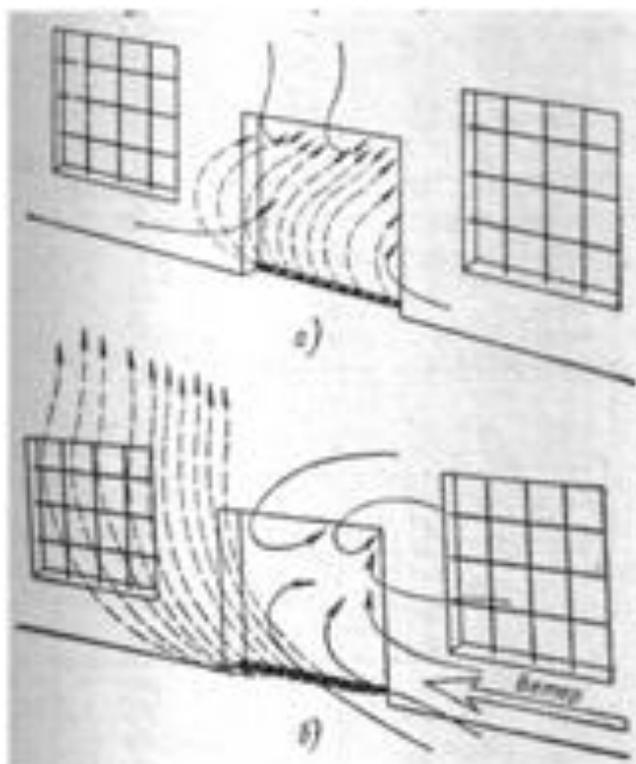


Рис. 2.3.4. Влияние ветра, параллельного наружной стене направления, на течение струй воздушной завесы

а. течение струй воздуха воздушной завесы при отсутствии ветра; 2 – течение струй воздушной завесы при ветре вдоль фасада здания

Это приводит к тому, что граничащая с воздухом помещения часть струи имеет более высокую среднюю температуру, нежели у граничащей с наружным воздухом. В излагаемой здесь инженерной методике это обстоятельство не учитывается, хотя в помещение поступает более нагретая часть воздушной струи.

Зависимость между q , μ_0 и $\mu_{пр}$ получена из рассмотрения уравнения количества движения и уравнения Бернулли применительно к работе воздушной завесы.

Характер формирования струй воздушной завесы зависит от конструкции завесы, скорости выпуска воздуха и угла наклона оси струи относительно плоскости защищаемого завесой проёма. В стандартных завесах угол α обычно составляет 30° .

Между количеством поступающего в помещение воздуха q и аэродинамическими характеристиками проёма в отсутствие работы завесы μ_0 , при работе завесы μ существует зависимость.

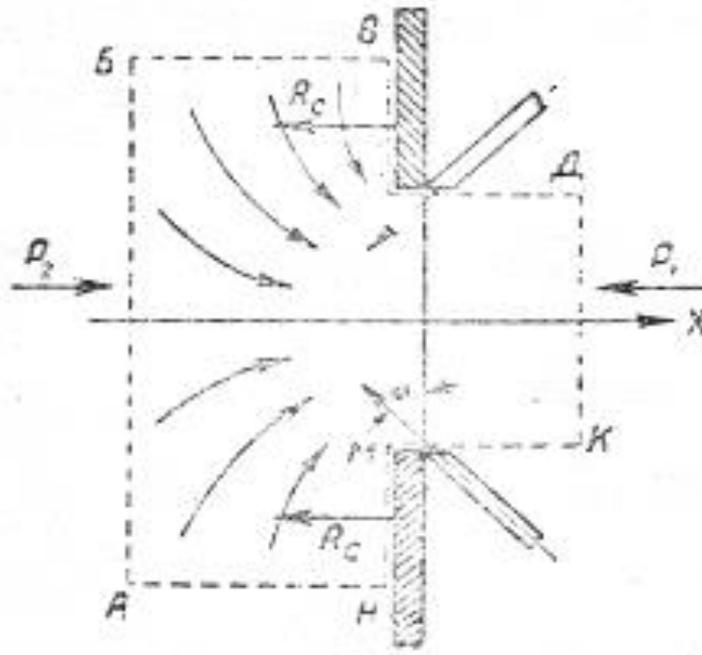


Рис. 2.3.5. К применению уравнения количества движения для расчёта воздушной завесы

Для получения указанной выше зависимости q , μ_0 и μ проводится контрольная поверхность АБВГДКМН (рис. 2.3.5.): снаружи здания на таком расстоянии от ворот, где скорости движения воздуха близки нулю (без учёта действия ветра), а внутри здания – через сжатое сечение струи воздуха, проходящего через ворота. Количество движения по плоскости НАБВ равно нулю, а на плоскости ДК:

$$F_B \mu \psi \cdot v_{сж} \rho_{см} \cos \vartheta$$

на плоскости МК (при двухсторонней завесе и на плоскости ГД):

$$- F_{ц} v_z \rho_z \sin \alpha$$

Знак «минус» означает, что проекция скорости направлена навстречу оси x .

Действующие силы: сила давления на плоскость АБ, площадью F равна FP_2 , сила реакции стен ВГ и МН – $(F-F_a)$ и сила давления на плоскость ДК – $(-F_B P_1)$. Реакция горизонтальной поверхности земли и объёмные силы не учитываются, так как проекции этих сил на ось x равны нулю. Приравнявая прираще-

ния количеств движения действующим силам и пренебрегая силами трения, получим:

$$F_в \mu \psi v_{сж}^2 \rho_{см} \cos \vartheta + F_{щ} v_з \sin \alpha = P_2 F - R(F - F_в) - P_1 F_в \quad (2.3.2)$$

В этом уравнении:

$F_в$ – площадь ворот;

$F_{щ}$ – суммарная площадь щелей для выхода плоской струи завесы;

F – площадь плоскости АБ;

μ – коэффициент расхода воздуха через ворота, защищённые завесой;

ψ – поправочный коэффициент на количество движения при неравномерном поле скоростей:

$v_{сж}$ – средняя скорость в сжатом сечении над воротами;

$v_з$ – начальная скорость выхода из щели воздухораспределителя воздушной завесы;

$\rho_з$ – плотность воздуха, выходящего из щели завесы;

$\rho_{см}$ – плотность смеси наружного и воздуха завесы;

R – среднее реактивное давление стены в пределах плоскостей ВГ и МН.;

α – угол между начальным направлением струи и плоскостью ворот;

ϑ – угол между направлением вектора оси струи $v_{сж}$ и осью x .

Далее учитывается, что соотношение $\psi \cos \vartheta \approx 1$

Уравнение Бернулли для сечений АБ и ДК

$$P_2 = P_1 + \frac{v_{сж}^2}{2} \rho_{см} (\varphi + \zeta_{см}). \quad (2.3.3)$$

где φ – коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей;

$\zeta_{см}$ – коэффициент, учитывающий потерю энергии при смешивании потоков наружного воздуха и воздуха завесы.

Решая совместно уравнения (18.2) и (18.3) и поделив обе части равенства на $F_в v_{сж}^2 \rho_{см}$, получим:

$$\mu + \frac{F_6 v_3 \rho_3}{F_2 v_{сж}^2 \rho_{см}} \sin \alpha = \frac{\varphi + \zeta_{см}}{2} + \frac{P_2 - R}{F_2 v_{сж}^2} (F - F_6) \quad (2.3.4)$$

R – реактивное давление стены в районе проёма по абсолютному значению меньше давления в окружающей атмосфере, что объясняется значительными по величине скоростями движения воздуха вдоль стены около защищаемых завесой ворот.

Величины φ , $z_{см}$, R , входящие в правую часть уравнения (2.3.4), не могут быть найдены теоретически определяются экспериментально.

Проведя преобразования уравнения (2.3.4), введя некоторые константы, определённые экспериментально, получим

$$q^2 \mu^2 \frac{F_6}{F_{щ}} \frac{\rho_{см}}{\rho_3} \sin \alpha + \mu - \mu_0 = 0 \quad (2.3.5)$$

Решая уравнение (2.3.5) относительно μ и беря положительное значение корня, получим

$$\mu = \frac{\sqrt{1 + 4\mu_0 q^2 D} - 1}{2q^2 D}, \quad (2.3.6)$$

где $D = \frac{F_6}{F_{щ}} \frac{\rho_{см}}{\rho_3} \sin \alpha$.

Уравнение (2.3.6) может применяться для вычислений.

Решая уравнение (2.3.5) относительно q , будем иметь

$$q = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\mu - \mu_0}{\frac{F_6}{F_{щ}} \frac{\rho_{см}}{\rho_3} \sin \alpha}} = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\mu - \mu_0}{D}} \quad (2.3.7)$$

F_6 – площадь защищаемого завесой проёма, м²; $F_{щ}$ – площадь приточной щели, м²; $\rho_{см}$ – плотность воздуха в завесе после смешивания с наружным и воздухом помещения; ρ_3 – плотность воздуха, подаваемого в завесу; α – угол между осью струи и плоскостью защищаемого проёма.

Данная формула получена для рационально устроенных воздушных завес. В справочной литературе приводится таблица коэффициенты расхода проёмов μ завес шиберного типа для боковой и завесы с нижней подачей воздуха. Данные приведены для ворот с раздвижными и распашными створками и относительной площади

$$\bar{F} = \frac{F_{\text{ворот}}}{F_{\text{цели}}},$$

равной 10, 20, 30, 40.

Общий расход, подаваемый завесой шиберного типа, определяется по формуле:

$$G_s = 5100 \cdot q \mu F_s \sqrt{\Delta p \cdot \rho}. \quad (2.3.8)$$

Формула справедлива для помещений, в которых приток полностью компенсируется вытяжкой.

Если имеет место дисбаланс $\Delta G_{\text{мех}}$ между притоком и вытяжкой, общий расход, подаваемый воздушной завесой, предлагается определять как:

- при заборе воздуха для воздушной завесы из обслуживаемого помещения

$$G_z = \Delta G_{\text{мех}} \frac{q}{1-q} \frac{\mu F_s}{\Sigma(\mu_n F_n) + \Sigma(\mu_s F_s)}$$

- при заборе воздуха для завесы снаружи

$$G_z = \Delta G_{\text{мех}} q \frac{\mu F_s}{\Sigma(\mu_n F_n) + \Sigma(\mu_s F_s)}$$

$\Sigma(\mu_n F_n)$ – сумма произведений коэффициентов расхода открытых приточных проёмов и их площадей, м²; $\Sigma(\mu_s F_s)$ – сумма произведений коэффициентов расхода одновременно открытых проёмов, оборудованных воздушными завесами и их площадей, м².

Примечание. Величина $\Delta G_{\text{мех}}$ не должна превышать однократного воздухообмена. Требуемая температура воздуха, подаваемого завесой, определяется как

$$t_3 = t_n + \frac{t_{см\text{ еси}} - t_n}{q(1 - Q_{отн})} \quad (2.3.9)$$

где $Q_{отн}$ - отношение теплоты, теряемое с воздухом, уходящем через открытый проём наружу к тепловой мощности завесы; принимается по графику в зависимости от отношения площади проёма к площади щели. Требуемая тепловая мощность калориферов воздушно-тепловой завесы

$$Q_3 = 0,278 \cdot c_{возд} (t_3 - t_{нач}) \quad (2.3.10)$$

$t_{нач}$ – температура воздуха на отметке входа воздуха в калорифер или всасывающее отверстие вентилятора.

Наиболее сложно определить разность давлений между наружным воздухом и воздухом помещения. Нормы требуют, чтобы завеса проектировалась на совместное действие гравитационного давления и действие ветра. Это давление определяется расчётом воздушного режима здания и требует применения компьютера. Для однопролётного цеха производственного здания этот расчёт не сложен и может быть выполнен с помощью вычислительной системы Excel как при безветрии. так при действии ветра.

В методиках для ручного счёта, представленных в справочной литературе, предлагаются формулы расчёта гравитационного давления для зданий без аэрационных проёмов и с аэрационными проёмами, как открытыми. так и закрытыми. Расчётная разность давлений, учитывающая действие ветра, для ориентировочных расчётов равна

$$\Delta p = \Delta p_{zp} + k_1 \cdot \Delta p_e \quad (2.3.11)$$

$\Delta p_{zp} = 9,81 h_{расч} (\rho_n - \rho_e)$ – гравитационная составляющая разности давлений;

$h_{расч}$ – условная высота помещения, по величине которой рассчитывается гравитационное давление; конкретное значение зависит от конструктивных особенностей здания, м.

$$\Delta p_e = K_{аэр} \frac{v_e^2}{2} \rho_n - \text{давление ветра;}$$

k_1 – поправочный коэффициент на ветровое давление, учитывающий степень герметичности здания.

2.3.4. Воздушные завесы смешивающегося типа или тёплые тамбуры

Более точное название этого устройства – тёплый тамбур. В тамбур, пристроенный у входной двери, подаётся нагретый воздух в количестве, обеспечивающем в нём расчётную температуру смеси врывающегося и подаваемого в тамбур воздуха. Процесс смешивания поступающего в здание воздуха и нагретого не создаёт дополнительного сопротивления на пути врывающегося воздуха, в тамбуре происходит эффективное смешивание его с нагретым воздухом завесы в пределах тамбура. Количество врывающегося в здание воздуха можно уменьшить, применяя конструкции входов с минимальным коэффициентом расхода (см. таблицу 2.3.4).

Таблица 2.3.4

Коэффициент расхода μ для тамбуров

Конструкция входа	μ
Одинарные двери	0,7
Двойные двери с тамбуром, прямой проход	0,65
Тройные двери с тамбуром, прямой проход	0,6
Двойные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,55
Тройные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,4
Вращающиеся двери	0,1

Примечание. При числе последовательно расположенных дверей больше 3-х, их коэффициент расхода можно принимать, с незначительным запасом, как для тройных дверей.

Тёплые тамбуры устраивают не только в гражданских, но и производственных зданиях. Длина и ширина тамбура должна быть больше ширины ворот, ширина тамбура – не менее, чем на 1 метр. Воздушно-тепловые завесы смешивающегося типа или тёплые тамбуры следует предусматривать:

- у наружных дверей вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий в зависимости от расчётной температуры наружного воздуха в холодный период года (параметры «Б») и числа людей, проходящих через двери в течение часа:

при температуре от (-15) до (-20) °С	400 и более человек
при температуре от (-26) до (-40) °С	250 и более человек
при температуре (-40) °С и ниже	100 и более человек

- при обосновании у наружных дверей, если к вестибюлю примыкают помещения без тамбура, оборудованные системами кондиционирования воздуха;

- у наружных дверей помещений с мокрым режимом.

Предельная температура воздуха, подаваемого в тёплый тамбур наружных дверей общественных зданий, не должна превышать 50 °С, и 70 °С для ворот и технологических проёмов, если не установлены другие температуры по технологическим требованиям. Скорость выпуска воздуха не должна превышать 8 м/с.

Выпуск воздуха в тёплый тамбур должен предусматриваться в 2-х сторон в непосредственной близости от открываемых дверей, так чтобы потоки воздуха завесы не прерывались открытыми створками дверей. Выпуск воздуха должен производиться горизонтальными струями. Высота воздуховыпускных отверстий принимается в пределах от 0,1 до 1,6 м от пола, ширина определяется расчётом. Забор воздуха для завесы производится, как правило, под потолком вестибюля или иного помещения, в которое встроен тёплый тамбур. Наружный воздух забирают при совмещении воздушно-тепловой завесы с приточной вентиляцией. Подача нагретого воздуха зависит от места расположения воздухозабора. Если воздух отбирается из помещения, подавать его следует в тамбур (внутренний при тройных дверях), при заборе наружного воздуха – в вестибюль или иное помещение, в которое встроен.

Количество воздуха, стремящееся проникнуть в здание и покинуть его как через открытую дверь с тамбуром или ворота, можно определять по формуле

$$G_3 = 5100 k_2 \mu_{вх} F_{вх} \frac{t_{см} - t_n}{t_3 - t_{см}} \sqrt{\Delta p \rho_n} \quad (2.3.12)$$

k_2 – поправочный коэффициент для учёта числа проходящих людей, места забора воздуха для завесы, типа вестибюля; μ – коэффициент расхода, зависящий от конструкции входа; $F_{вх}$ – площадь одной открываемой створки наружных входных дверей, м².

3. Аэродинамические основы организации воздухообмена в помещении

3.1. Стратификационные явления в объёме помещения, определение параметров удаляемого воздуха для расчёта воздухообмена на основе уравнений воздушно-теплового баланса

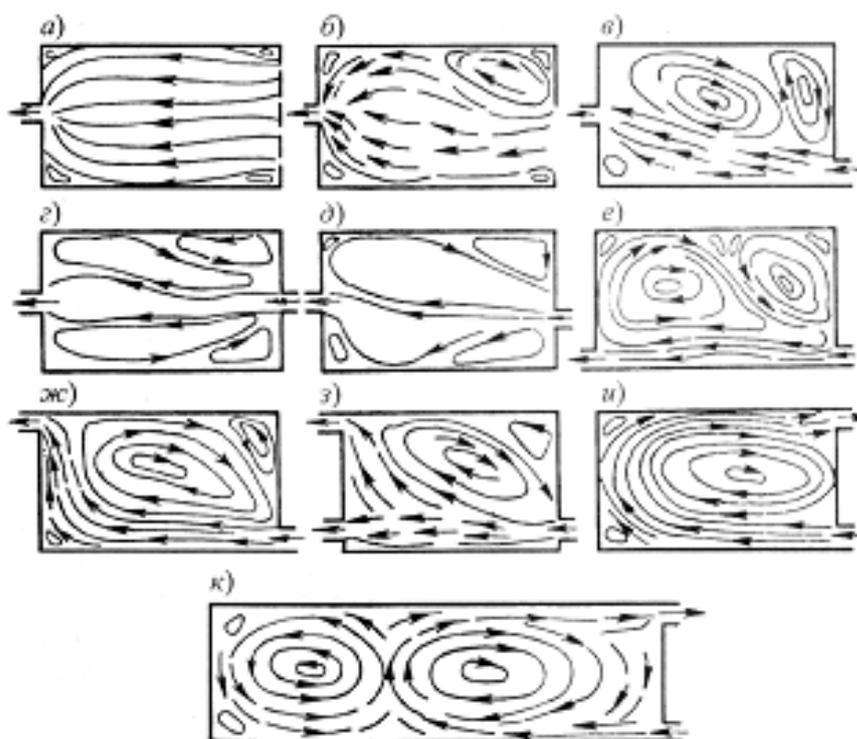


Рис. 3.1. Схемы движения воздуха в модели вентилируемого здания

Рабочая зона помещения должна полностью проветриваться. Экспериментально было установлено, что взаимное расположение приточных и вытяжных отверстий определяет характер движения воздуха в помещении.

На рис.3.1 представлены схемы движения воздуха в помещении, полученные В. В. Батуриным и В. И. Ханжонковым, которые дают возможность составить качественное представление о движении воздуха при различном взаимном расположении приточных и вытяжных отверстий. Особенность движения воздушных масс состоит в том, что приточные и вытяжные отверстия соединены воздушными потоками, а меж ними располагаются объёмы с вихревым движением воздуха. Обмен между свежим воздухом приточных струй и зонами циркуляции затруднён; поэтому зоны циркуляции представляют собой застойные зоны. Наилучшее проветривание имеет место в случаях 3.2а и 3.2б, худшими являются варианты 3.2з и 3.2и.



Рис. 3.2. Распределение температуры воздуха по высоте помещения с естественным расслоением воздуха в виде «температурного перекрытия» или «тепловой подушки»

В помещениях иногда наблюдается «температурное перекрытие» или «тепловая подушка» – слой перегретого относительно температуры рабочей зоны воздуха под потолком. (рис 3.2). Одной из причин образования «тепловой подушки» может быть завышенная температура приточного воздуха при использовании вентиляции к качеству воздушного отопления. Температура рабочей зоны, при этом остаётся достаточно низкой.

Стратификационные явления затрудняют выбор расчётных параметров удаляемого воздуха, которые являются исходными данными для определения общеобменного воздухообмена.

Применяются нескольких способов определения параметров удаляемого воздуха:

а) через температурный градиент по высоте помещения

$$t_y = t_{p.z.} + (\text{grad } t) \cdot (H_{\text{пом}} - h_{p.z.}) \quad (3.9)$$

где t_y – температура удаляемого из верхней зоны помещения воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{p.z.}$ – расчётная температура рабочей зоны помещения, $^{\circ}\text{C}$;

$\text{grad } t$ – градиент повышения температуры воздуха по высоте помещения, $^{\circ}\text{C}/\text{м}$, изменяется в пределах от 0,5 до 1,5;

$H_{\text{пом}}$ и $h_{p.z.}$ – соответственно, высота помещения и рабочей зоны, м.

Если применены схемы организации воздухообмена «сверху – вверх» или «сверху – вверху», то температуру уходящего воздуха можно принимать равной температуре рабочей зоны.

Для промышленных зданий параметры удаляемого воздуха определяются через:

температурный коэффициент воздухообмена

$$K_t = \frac{t_y - t_0}{t_{p.z.} - t_0} \quad (3.10)$$

концентрационный коэффициент воздухообмена

$$K_c = \frac{C_y - C_0}{C_{p.z.} - C_0} \quad (3.11)$$

коэффициент воздухообмена по влагосодержанию

$$K_d = \frac{d_y - d_0}{d_{p.z.} - d_0} \quad (3.12)$$

где t , C , d – соответственно, температура, $^{\circ}\text{C}$, C – концентрация, $\text{мг}/\text{м}^3$ и d – влагосодержание, $\text{г}/\text{кг}$;

индексы «у.», «р.з.» и «0» – относятся к воздуху: удаляемому, рабочей зоны и приточному.

Численные значения коэффициентов воздухообмена приводятся в справочно-нормативной литературе.

Параметры верхней зоны помещения через коэффициент воздухообмена определяются по формуле

$$t_{y.} = t_{p.z.} + K_t(t_{p.z.} - t_o) \quad (3.13)$$

Гражданские здания.

Практика вентиляции выработала схемы размещения приточных и вытяжных устройств в помещении, ставшие общепринятыми.

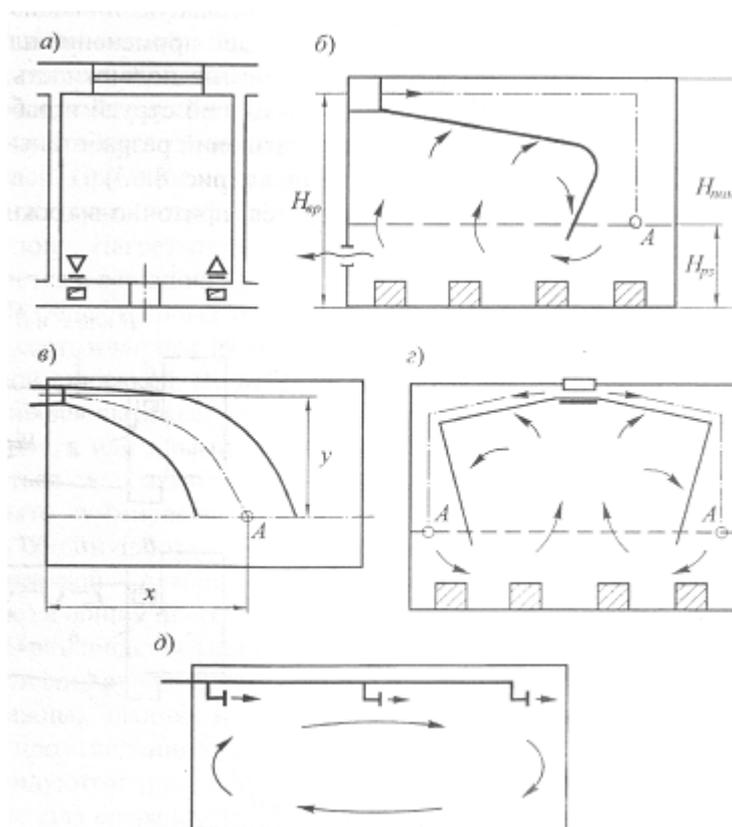


Рис. 3.2. Схемы размещения приточных и вытяжных устройств в помещениях различного назначения гражданских зданий. а – пример размещения приточных и вытяжных решёток при малой кратности воздухообмена; б – подача воздуха настилающимися струями в помещение высотой до 4-х метров; в – подача воздуха нестеснённой струёй через воздухоприточную щель в помещения более 4-х метров; г – подача воздуха в помещении плафонами, создающими настилающиеся полные веерные струи; д – приточная система с сопловой подачей воздуха для помещений малой высоты и большой площади.

Если из помещения производится только вытяжка (жилые здания), вытяжная решетка может располагаться в любой внутренней стене под потолком. В

случаях, когда нормами предусматривается устройство приточно-вытяжной вентиляции с кратностью воздухообмена не превышающей $1 \div 2$ крат, подбор воздухораспределителя обычно не производится, но разность температуры притока и рабочей зоны не должна превышать $3 \div 4$ °С, а приточную и вытяжную решетки разносят на максимальное расстояние друг от друга с тем, чтобы воздушным потоком было охвачена возможно большая площадь помещения.(рис.3.2а).

В случае большей кратности воздухораспределитель приходится подбирать, а приточную струю рассчитывать с тем, чтобы обеспечить приемлемые подвижность и температурный перепад в месте поступления приточной струи в рабочую зону. В помещениях высотой до 4-х метров используются струи, настилающиеся на потолок. Предпочтительное осуществление вытяжки при этой схеме вентиляции – через вытяжные решётки в той же стене, что и приточные. (рис.3.2б).

Если высота помещений превышает 4 метра, возможна воздухоподача нестеснённой струёй через воздухоприточную щель.(рис.3.2в)

В помещениях такой же высоты, но большой площади часто применяют подачу притока через плафоны в потолке, создающие настилающиеся полные веерные струи. (рис.3.2г)

Офисные помещения могут иметь значительную площадь при относительно небольшой высоте, исключающей применение плафонов ввиду невозможности обеспечить требуемые подвижность воздуха и температурный перепад между приточной струёй и рабочей зоной в пределах норм. Для подобных помещений разработаны системы вентиляции с сопловой подачей воздуха.(рис.3.2д)

Зрительные залы обычно оборудуются приточно-вытяжными системами с рециркуляцией.(рис 3.3).

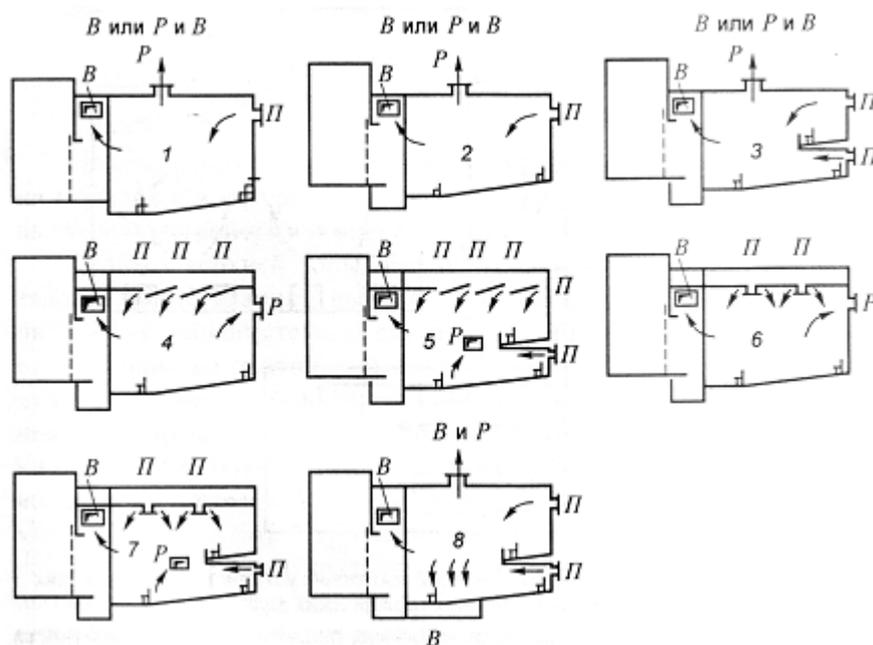


Рис. 3.3. Схемы вентиляции зрительных залов.

П – приток; Р – рециркуляция; В – вытяжной.

Последнее время в гражданских зданиях получил распространение способ подачи охлаждённого приточного воздуха в рабочую зону с малыми скоростями (в пределах $0,3 \div 0,4$ м/с) с помощью специальных сетчатых воздухоораспределителей. Способ получил название «вытеснительная вентиляция». При этом на полу помещения формируется слой охлаждённого воздуха, подобный «тепловой подушке», затопляющий рабочую зону. Нагретые, ассимилировавшие теплоизбытки слои поднимаются в верхнюю зону.

Воздухообмен во многих помещениях определяется по упрощенной методике. Если для помещения задаётся кратность только по вытяжке, это означает, что непосредственно в данном помещении необходимо предусмотреть вытяжную решетку, а компенсирующий вытяжку приток может поступать из коридора или соседнего помещения.

В общественных и гражданских зданиях устраивается вентиляция, состоящая как из механических систем так и систем с естественной вытяжкой. В некоторых помещениях нормами предусматривается только вытяжка. Во избежание излишне большой инфильтрации в здание вся вытяжка, должна компенсироваться системами приточной механической вентиляции. Исключение состав-

ляют жилые здания, вытяжка из помещений которых по существующим нормам компенсируется естественным притоком через окна.

3.3. Изменение разности гравитационных давлений при перемещении по вертикали вверх – вниз относительно контрольной плоскости

Между 3-мя контрольными плоскостями (рис. 3.1) АВ, CD и EF выделяются внутри помещения и снаружи столбы воздуха с площадью основания 1 м^2 . Сила веса такого столба воздуха, воспринимаемая контрольными плоскостями АВ или CD, численно равна гидростатическому давлению.

Сила веса столба воздуха

$$F_{\text{гидростат}} = g \cdot \rho \cdot H \cdot 1 \text{ м}^2 \text{ или } g \cdot \rho \cdot H$$

Гидростатическое давление

$$p_{\text{гидростат}} = g \cdot \rho \cdot H$$

H – высота выделенного столба воздуха, м.

На некоторой отметке, обозначенной плоскостью АВ, снаружи помещения чувствительный барометр покажет давление $p_{\text{атм}}$. (рис 3.1).

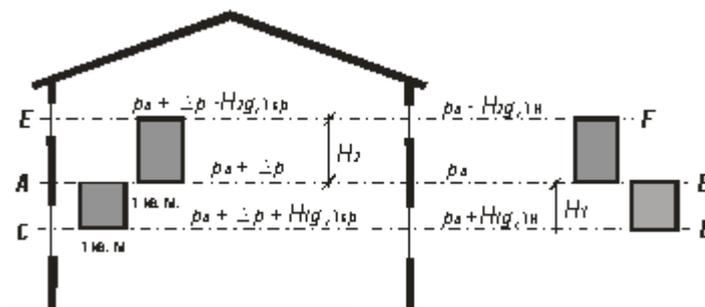


Рис. 3.1. К вопросу определения гравитационного давления для случая проветривания помещения под действием разности плотностей воздуха внутри и снаружи

На той же отметке, но внутри отапливаемого помещения, он покажет давление $p_{\text{атм}} - \Delta p$, так как в помещении воздух менее плотный и вес этого столба меньше.

Таким образом, по обе стороны стены на одной и той же отметке существует разность давлений Δp .

Вес столба воздуха между плоскостями CD и AB снаружи помещения, опирающегося на плоскость CD – $g \cdot \rho_n \cdot H_1$, вес такого же столба, но внутри помещения – $g \cdot \rho_v \cdot H_2$. Манометр в плоскости CD снаружи помещения покажет

$$p_{\text{атм}} + g \cdot \rho_n \cdot H_1$$

Тот же манометр в плоскости CD, но внутри помещения покажет

$$p_{\text{атм}} + \Delta p + g \cdot \rho_v \cdot H_1$$

Если от величины давления внутри цеха в плоскости CD вычесть давление снаружи

$$(p_{\text{атм}} + \Delta p + g \cdot \rho_v \cdot H_1) - (p_{\text{атм}} + g \cdot \rho_n \cdot H_1) = \Delta p - g \cdot H_1 (\rho_n - \rho_v)$$

Вывод. Если температура в помещении превышает температуру воздуха снаружи, то во всякой плоскости, лежащей ниже контрольной на расстоянии H_1 по вертикали, разность гравитационных давлений будет меньше на величину $g \cdot H_1 (\rho_n - \rho_v)$.

Определим давление на уровне контрольной плоскости EF, рассмотрев столбы воздуха между плоскостями EF и AB.

Барометрическое давление в плоскости EF снаружи будет равно

$$p_{\text{атм}} - g \cdot \rho_n \cdot H_2$$

Давление в помещении в той же плоскости

$$p_{\text{атм}} + \Delta p - g \cdot \rho_v \cdot H_2$$

Разность давлений внутри и снаружи в плоскости EF

$$(p_{\text{атм}} + \Delta p - g \cdot \rho_v \cdot H_2) - (p_{\text{атм}} - g \cdot \rho_n \cdot H_2) = \Delta p + g \cdot H_2 (\rho_n - \rho_v)$$

Вывод. Если температуры в помещении превышает температуру воздуха снаружи, то во всякой плоскости, лежащей выше контрольной на расстоянии H_2 по вертикали, разность гравитационных давлений в этой плоскости будет больше на величину $g \cdot H_2 (\rho_n - \rho_v)$.

Для расчёта естественного воздухообмена в цехе под действием гравитационных сил следует пользоваться таким правилом: разность гравитационных давлений внутри и снаружи помещения по направлению вверх от любой горизонтальной плоскости увеличивается, а по направлению вниз уменьшается.

Предельная величина разности гравитационных давлений для помещения равна

$$g \cdot H_{\text{здания}} (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) \quad (3.19)$$

$H_{\text{здания}}$ – высота отапливаемой части здания, на протяжении которой имеет место разность плотностей воздуха, в расчётах аэрации H – разность отметок между осями приточных и вытяжных проёмов.

3.6. Распределение гравитационного давления и разности гравитационных давлений по высоте помещения. Понятие нейтральной зоны

Если в стенке помещения с повышенной относительно с окружающей помещению атмосферой температурой воздуха устроить два отверстия, вверху и внизу помещения, то, как свидетельствует опыт, в нижнее отверстие воздух начнёт поступать, а через верхнее – выходить из помещения. Этот факт свидетельствует: в плоскости верхнего отверстия давление в помещении превышает наружное, нижнего – меньше наружного. Если двигаться по вертикали от нижнего отверстия к верхнему, разность давлений изменяет знак, а это означает существование плоскости, в котором разность давлений равна нулю, получившая название нейтральная плоскость или нейтральная зона (см. рис. 3.2).

Примечание. Эпюры разности давлений внутри и снаружи построены по всей высоте стены. На графике отрицательные значения разности давления откладываются внутрь помещения, положительные – во вне. Такой способ построения позволяет по графику определить направление движения воздуха через неплотности в ограждениях. Ниже нейтральной плоскости наружный воздух поступает в помещение (инфильтрация), выше – воздух помещений перетекает наружу (эксфильтрация).

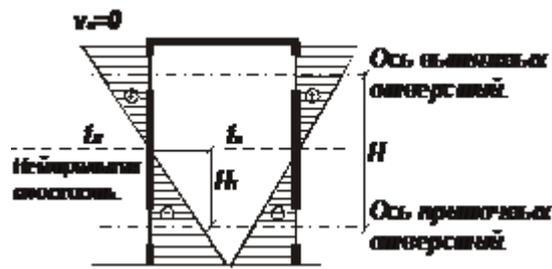


Рис. 3.2. Эпюра разности гравитационных давлений по обе стороны ограждения, возникающей под действием разности плотностей воздуха внутри и снаружи помещения

Эпюра давлений, представленная на рис. 3.2 может применяться в расчётах естественного проветривания (аэрации). В некоторых случаях изменчивость разности гравитационных давлений по высоте приводит к сложностям в решении задач, а предпочтительным является постоянное значение избыточного давления по всей высоте здания. В этом случае применяют способ построения эпюры давления от условного нуля. Гидростатическое давление помещения выносится наружу, а в помещении задаётся постоянное по высоте давление, величина которого выбирается таким образом, чтобы алгебраическом сложении сумма этих давлений равнялась разности гравитационных давлений.

По высоте эпюры давления строятся в пределах отапливаемой части здания. Наиболее часто в качестве условного нуля принимают отметку пола или потолка.

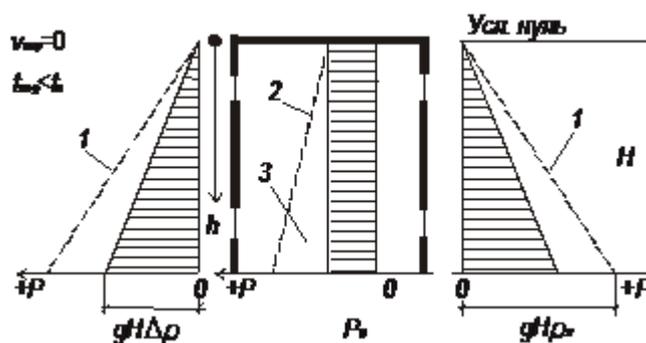


Рис. 3.3. Эпюра давления при действии на здание гравитационных сил, построенная от условного нуля. За условный нуль принята отметка потолка последнего этажа. 1 – атмосферическое давление снаружи; 2 – то же внутри помещения; 3 – треугольная часть эпюры давления внутри помещения, характеризующая атмосферическое давление.

Последовательность построения эпюры давления. Вычисляются: высота заглубления нейтральной плоскости относительно потолка H_2 и величина давления

$$P_0 = + g \cdot H_2 \cdot \Delta\rho$$

– основание прямоугольной части эпюры давления внутри помещения трапециевидной формы и аэростатическую составляющую

$$P_B = + g \cdot H \cdot \Delta\rho.$$

После чего выносим треугольную часть внутреннего аэростатического давления во вне помещения и вычитаем из аэростатического давления наружного воздуха. Оставшаяся часть постоянного по высоте давления должна учитываться и при определении внутреннего давления в помещении и при действии ветра.

Поскольку разности гравитационных давлений, вызывающие приток и вытяжку, расходуются на преодоление аэродинамических сопротивлений приточного и вытяжного отверстий, то, изменяя соотношение аэродинамических сопротивлений этих отверстий, можно изменять положение нейтральной плоскости по высоте.

Приточные и вытяжные отверстия делятся на высокие и низкие. Высокие отверстия пересекает нейтральная плоскость, разделяющая его на части. Нижняя относительно нейтральной зоны часть отверстия или проёма работает на приток, верхняя – на вытяжку. Работа таких отверстий характеризуется 3-мя видами расходов

- расходом верхней части на вытяжку;
- расходом нижней части на приток;
- результатирующим расходом, равным алгебраической сумме этих расходов; в целом, высокое отверстие может быть приточным, вытяжным или иметь нулевой расход, если расходы на приток и вытяжку в нём одинаковы.

Низкие отверстия, независимо от их фактической высоты, полностью располагаются либо выше, либо ниже нейтральной плоскости, и характеризуются только одним видом расхода: приток, либо вытяжка.

При воздействии ветра на здание нейтральная плоскость исчезает, появляется внутреннее давление, превышающее атмосферное или меньшее его.

В расчётах противодымной вентиляции применяются эпюры давлений, построенные от условного нуля, за который принимается отметка пола 1-го этажа.

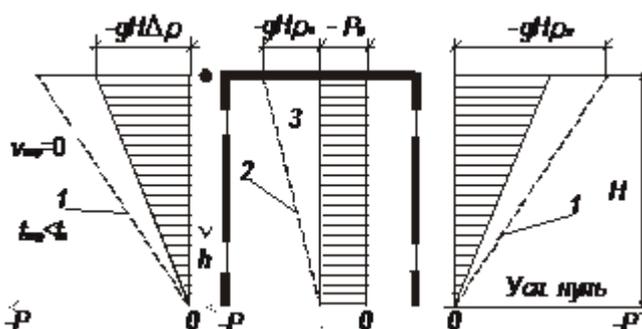


Рис. 3.4. Эпюра давления при действии на здание гравитационных сил, построенная от условного нуля. За условный нуль принята отметка потолка последнего этажа. 1 – аэростатическое давление снаружи; 2 - то же внутри помещения; 3- треугольная часть эпюры давления внутри помещения, характеризующая аэростатическое давление.

Поскольку за условный нуль принята отметка пола 1-го этажа, давление на этом участке принимается равным атмосферному. В направлении вверх аэростатическое давление уменьшается, образуется вакуум, поэтому все выражения имеют отрицательный знак. Эпюра повторяет предыдущую, но перевёрнута на 180 °. Постоянное по высоте давление p_0 также имеет отрицательное значение. В этом случае приточные отверстия находятся под разрежением, а на отметке вытяжного отверстия давление в помещении превышает давление на заветренной стороне здания.

При воздействии ветра нейтральная плоскость исчезает и в помещении возникает избыточное давление.

3.7. Обтекание здания ветром. Зона аэродинамического следа. Аэродинамический коэффициент здания. Эпюры давлений на поверхностях ограждений здания, возникающих вследствие действия ветра

Обтекание зданий потоком воздуха является сложным физическим процессом. При обдувании ветром перед зданием и за ним образуется область так называемого отрывного течения, или зона аэродинамического следа (АС). Структура воздушной массы в АС отличается от структуры набегающего потока. Эта область является застойной областью или застойной зоной, так как циркулирующий в ней воздух плохо обменивается массой с ветром.

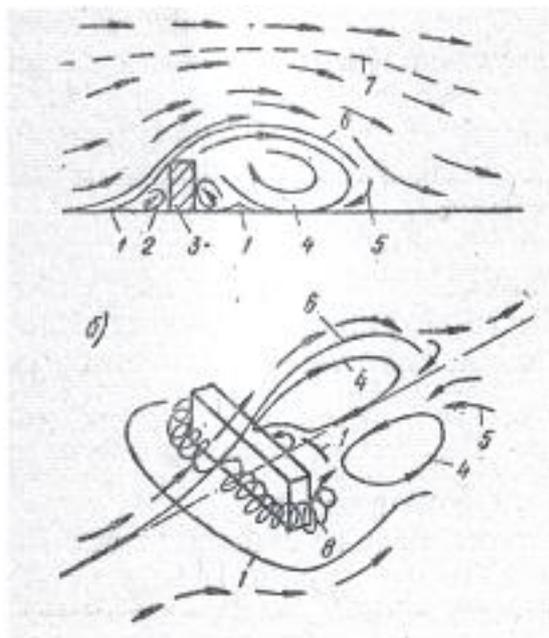


Рис. 3.5. Схема обтекания здания потоком воздуха. а – вертикальный разрез; б – схема движения воздуха в зоне аэродинамического следа.

Для вентиляции важно знать:

- распределение давления ветра на поверхности ограждающих конструкций;
- размеры зоны АС;
- особенности циркуляции воздуха в зоне АС.

Эти сведения позволяют решать вопросы размещения воздухозаборных устройств и вытяжных шахт, определять требуемую высоту вытяжных шахт, организовывать и рассчитывать аэрацию.

Из рассмотрения особенностей обтекания здания воздушным потоком следует:

- в зоне циркуляции у наветренной поверхности здания (рис. 3.5) поток ветра затормаживается, кинетическая энергия этой части потока переходит в потенциальную и статическое давление в этой части объёма превышает атмосферное;

- на заветренной стороне здания статическое давление в циркуляционной зоне меньше, чем в невозмущённом потоке ветра (вакуум).

- воздухозаборы следует устраивать на боковых фасадах, а на фронтальных в местах, примыкающих к торцам здания вблизи углов.

Давление ветра на здание, в плоскости приточных и вытяжных аэрационных проёмов определяют через аэродинамический коэффициент $K_{\text{аэр}}$.

Аэродинамический коэффициент равен (в долях единицы) части динамического давления ветра, преобразующейся в статическое давление воздуха на поверхности ограждения здания

$$p_{\text{ст}} = p_{\text{ветр}} = K_{\text{аэр}} \frac{v^2 \rho}{2} \quad (3.20)$$

На наветренной стороне здания $K_{\text{аэр}} > 0$, на заветренной $K_{\text{аэр}} < 0$.

Максимальная величина ветрового давления, действующего здание в целом

$$\Delta p_{\text{ветра}} = (K_{\text{аэр}}^{\text{нав}} - K_{\text{аэр}}^{\text{зав}}) \frac{v_{\text{ветра}}^2}{2} \rho_n \quad (3.21)$$

Давление в помещениях здания не равно атмосферному, оно либо превышает, либо меньше его.

Аэродинамические коэффициенты определяют экспериментально, продувкой моделей здания и элементов застройки в аэродинамических трубах (рис.

3.6). По результатам экспериментов строятся эпюры аэродинамических коэффициентов (рис. 3.7).

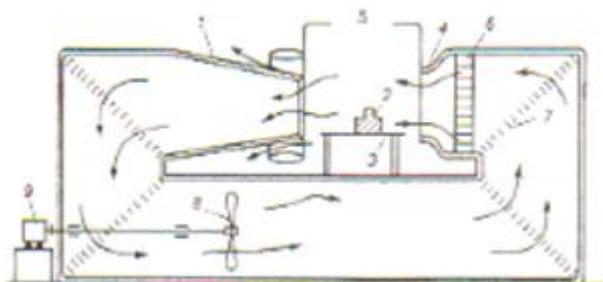


Рис. 3.6. Схема аэродинамической трубы.

1 – всасывающий патрубок; 2 – модель здания; 3 – подставка под модель; 4 – выходной патрубок аэродинамической трубы; 5 – рабочая часть трубы; 6 – спрямляющая поток решётка; 7 – поворотные лопатки; 8 – вентилятор; 9 – электродвигатель.

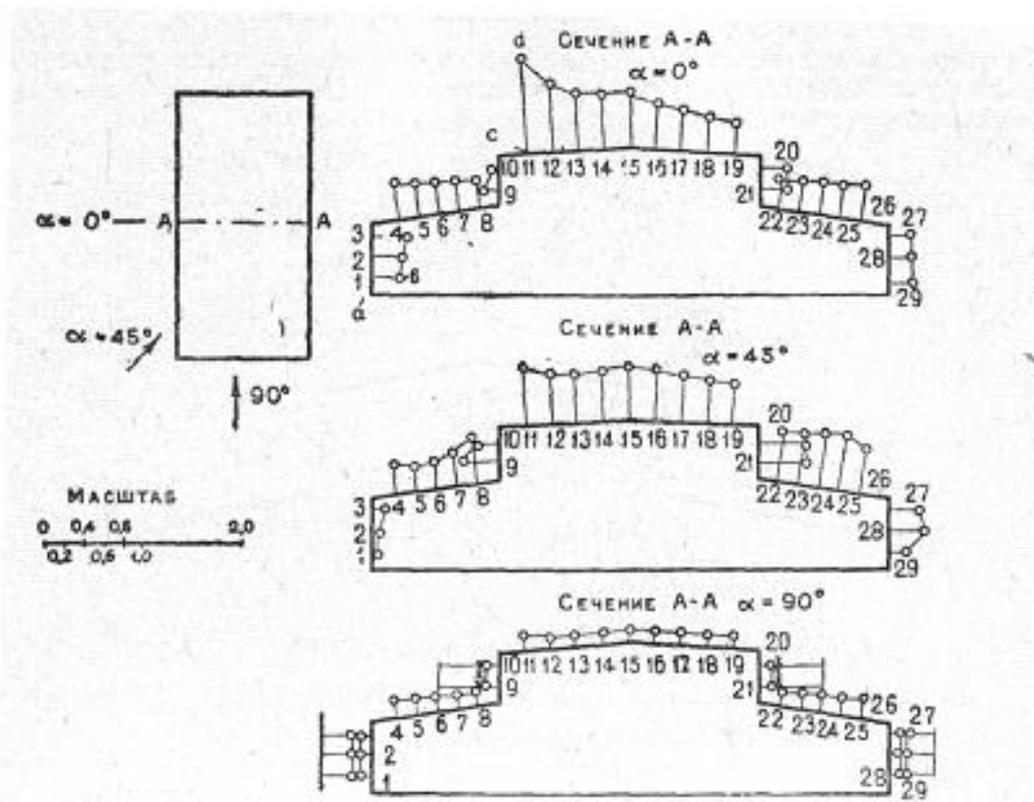


Рис. 3.7. Эпюры аэродинамических коэффициентов производственного здания при обдувании воздушным потоком различных направлений. Примечание: положительные значения аэродинамических коэффициентов здания откладываются внутрь контура, отрицательные – наружу.

Как следует из рис. (3.7), аэродинамические коэффициенты в разных точках одного и того же ограждения не одинаковы. Применительно к гражданским

зданиям формы параллелепипеда условно принимают их постоянными и равными:

- наветренный фасад – (+0,8);
- заветренный фасад – (-0,6).

График давлений ветра на ограждения и внутри помещения при наличии одного приточного на наветренной стороне и одного вытяжного на заветренной стороне представлен на рис. 4:

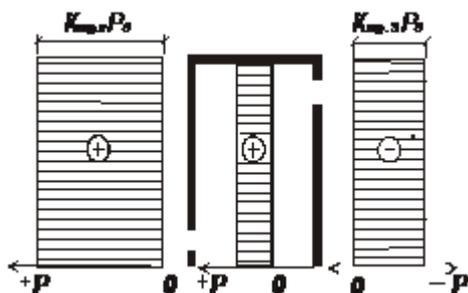


Рис. 3.8. Этюры давлений, воздействующих на наружные ограждения снаружи и внутри, вызываемых действием ветра при равенстве температур воздуха в помещении и снаружи

Если температуры (и плотности воздуха) в помещении и снаружи неодинаковы, возникают гравитационные силы. График давлений внутри и снаружи помещения представлен на рисунке 3.9.

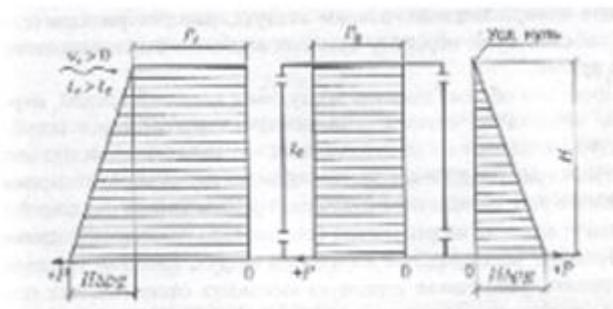


Рис. 3.9. Этюры давления при действии на здание ветра и гравитационных сил, построенные от условного нуля.

В расчётах учитывается то обстоятельство, что силы давления ветра и гравитационные силы существуют независимо друг от друга. Есть ли нейтральная

плоскость, нет ли её, гравитационные силы всё равно действуют на наружные ограждения и их необходимо учитывать

3.8 Пусконаладочные работы и эксплуатация систем вентиляции

3.8.1. Основные положения

После выполнения монтажных работ происходит сдача вентиляционных систем заказчику для их последующей эксплуатации, оформляемая соответствующими документами. Сдаче в эксплуатацию предшествует обкатка смонтированных систем, технические испытания с целью определения фактических параметров их работы и наладка, имеющая целью обеспечить проектные параметры работы или требуемый санитарно – гигиенический эффект в вентилируемых помещениях. В случае приёмки вновь смонтированных систем испытания поводят после окончания монтажно-строительных и отделочных работ до установки или при частичном монтаже технологического оборудования. Эти работы проводятся также после капитального ремонта вентиляционных систем, при котором производится частичная или полная замена воздуховодов и вентиляционного оборудования.

Техническим испытаниям предваряет визуальный осмотр с целью определения соответствия смонтированных систем и разработанным в проекте.

Обкатка должна подтвердить работоспособность смонтированных систем, отсутствие в них дефектов. Проводится визуальный осмотр вентиляционных систем с целью выявления отступлений от проекта в смонтированных системах. При обкатке вентиляторных агрегатов проверяют отсутствие задевания колесом кожуха на малых оборотах и при рабочей частоте вращения, соответствие фактического напряжения по фазам электродвигателей номинальному. По результатам обкатки составляются акты на сеть воздуховодов, смонтированное вентиляционное оборудование и выполненные работы по обкатке. Эти документы являются основанием для поведения следующего этапа работ: техническим испытаниям и наладке.

Технические испытания подразделяются на обычные и испытания на обеспечение расчётных параметров воздуха в помещении в течение года. Обычными испытаниями выявляют соответствие фактических параметров работы систем проектным показателям: фактическую тепловую производительность калориферов, обеспечение системами притока и вытяжки в соответствии с проектом в обслуживаемые помещения. Испытания на обеспечение расчётных параметров воздуха в помещении определяют способность смонтированных систем обеспечивать расчётные параметры воздушной среды в обслуживаемых помещениях в пределах всего расчётного диапазона температур наружного воздуха. Обычные испытания проводят всегда перед сдачей систем в эксплуатацию. Испытания на обеспечение расчётных параметров воздуха производят для помещений с высокими требованиями к параметрам воздушной среды, преимущественно кондиционируемым. В помещениях производственных предприятий подобные испытания производятся в случае, если отклонения параметров внутреннего воздуха от расчётных приводит невозможности получения продукции необходимого качества.

Если вентиляционные системы не обеспечивают проектных показателей работы, производится их наладка. По окончании наладки составляются технические паспорта на каждую вентиляционную установку, которые вместе с рабочими чертежами и другой необходимой документацией передаются заказчику.

В процессе технических испытаний проводится ряд испытаний:

- вентиляционного агрегата, определяются подача, полное давление и частота вращения рабочего колеса вентилятора;
- калориферов, определяют их действительную тепловую мощность, расход нагреваемого воздуха, разность температур воздуха до и после калорифера и его аэродинамическое сопротивление;

- фильтров и пылеуловителей, определяется расход очищаемого воздуха, эффективность и аэродинамическое сопротивление, а также фактическую воздушную нагрузку на единицу площади фильтрующей поверхности;

- плотность смонтированной сети воздуховодов проверяется сравнением фактической подачи воздуха вентилятором с суммой расходов по приточным или вытяжным устройствам. Если подача вентилятора превышает сумму расходов по этим устройствам, сеть воздуховодов или каналов не имеет надлежащей плотности. Этот дефект подлежит устранению;

Выполненные замеры часто свидетельствуют, что фактические параметры работы вентиляционных установок в той или иной степени не соответствуют проектным. Характерным является несоответствие величин объёмов притока и вытяжки в отдельных помещениях проектным значениям. Причины тому различные:

- несоответствие фактической характеристики вентилятора приведенной в каталоге,
- невозможность аэродинамической увязки ответвлений при помощи стандартных диаметров воздуховодов,
- ошибки в расчётах по подбору диаметров воздуховодов,
- несоответствия аэродинамических характеристик оборудования вентиляционных камер, приведенным в каталоге,
- в случае расчёта систем при помощи компьютера причиной ошибок может быть применение некорректно составленных программ или внесенных в расчётные программы изменений в процессе их длительной эксплуатации.

Сопоставление фактической подачи вентиляторов вентиляционных систем может привести к следующим результатам:

1. подача вентилятора соответствует проектной;
2. подача вентилятора меньше проектной;
3. подача вентилятора больше проектной.

В случае первого варианта приступают к непосредственному регулированию сети воздуховодов. Во втором случае перед регулировочными работами необходимо обеспечить равенство фактической подачи расчётной. Это можно сделать путём замены вентиляционного агрегата или увеличением частоты вращения рабочего колеса смонтированного вентилятора. Если вентагрегат имеет клиноремённую передачу, шкив на валу электродвигателя заменяют на шкив большего диаметра. При этом надо иметь в виду, что увеличение потребляемой мощности возрастает в третьей степени относительно повышения частоты вращения рабочего колеса вентилятора и мощности установленного электродвигателя может оказаться недостаточной для новых условий работы.

Необходимую частоту вращения (рис. 3.8.1) определяют следующим образом:

1. определяются фактические расход $L_{\text{факт}}$ и потеря давления в сети $\Delta p_{\text{факт}}$;

2. по фактическим расходу и потере давления вычисляется характеристика сопротивления сети $K_{i, \text{факт}}$ как

$$K_{i, \text{факт}} = \Delta p_{\text{факт}} / L_{\text{факт}}^2 \quad (3.8.1)$$

В этом случае фактическая зависимость давления от расхода описывается выражением

$$\Delta p = K_{i, \text{факт}} L^2 \quad (3.8.2)$$

3. подставив в формулу (3.8.2) величину проектного расхода $L_{\text{проект}}$, получим величину давления, которое должен обеспечить вентилятор, чтобы по смонтированной сети воздуховодов перемещалось проектное количество воздуха

$$\Delta p_{\text{треб.}} = K_{i, \text{факт}} L_{\text{проект}}^2 \quad (3.8.3)$$

4. требуемая частота вращения, обеспечивающая $\Delta p_{\text{треб.}}$ может быть определена из известного соотношения (рис. 3.8.1)

$$\frac{n_{\text{факт.}}}{n_{\text{треб.}}} = \frac{L_{\text{факт.}}^2}{L_{\text{проект.}}^2} \quad \text{ИЛИ} \quad n_{\text{треб.}} = n_{\text{факт.}} \times \frac{L_{\text{проект.}}^2}{L_{\text{факт.}}^2} \quad (3.8.4)$$

Изменив частоту вращения вентилятора, можно приступить собственно к регулированию сети воздухопроводов.

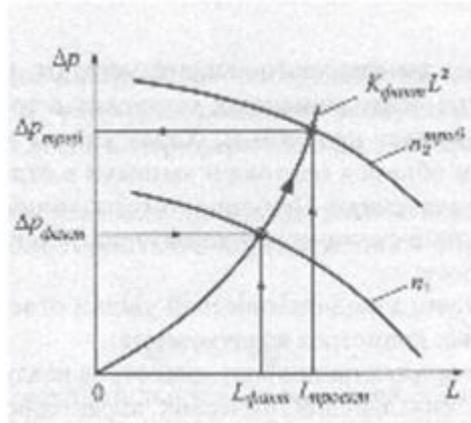


Рис. 3.8.1. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения расчётной подачи в условиях $L_{\text{проектное}} > L_{\text{факт.}}$

В третьем случае, как и в первом, можно сразу приступить к регулированию сети воздухопроводов. Превышение фактической подачи над проектной свидетельствует обычно о завышенных сечениях воздухопроводов. Это обстоятельство может быть использовано для снижения потребления электроэнергии путём качественного регулирования системы вентиляции. Заключается оно в снижении давления, развиваемого вентилятором до необходимой величины путём в уменьшении частоты вращения рабочего колеса.

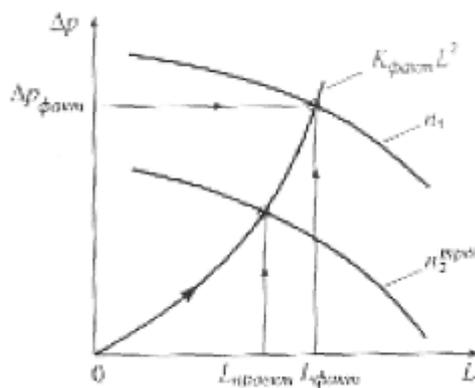


Рис. 3.8.2. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения расчётной подачи в условиях $L_{\text{проектное}} < L_{\text{факт.}}$

Необходимую частоту вращения определяют аналогично второму варианту. В графической форме изложенный выше расчёт представлен на рис. 3.8.2.

Если вентагрегат выполнен в исполнении 1 изменение частоты вращения возможно с помощью достаточно дорогого регулятора. В этом случае применяют количественное регулирование, которое состоит в приведении фактической характеристики сети воздухопроводов к проектной путём увеличения сопротивления с помощью диафрагм, устанавливаемых на ответвлениях сети воздухопроводов, в местах, указываемых на рабочих чертежах. Если такие места не предусмотрены, установка диафрагм производится в фланцевые соединения между двумя прокладками устанавливаются. В последнее время для регулирования вентиляционных систем на ответвлениях устанавливаются дроссель-клапаны. Недостаток подобного регулирования – возможность разрегулировки в случае случайного изменения положения заслонки.

В системах пневмотранспорта и аспирации, перемещающих запылённый воздух или дисперсный материал, регулирование аэродинамических сопротивлений производится конусными диафрагмами.

Испытания на обеспечение расчётных параметров воздуха в помещении производятся после обычных технических испытаний и пусконаладочных работ, позволяющих обеспечить расчётные воздухообмены в помещении.. Измеряются и проверяются, соответствуют ли нормативным значениям:

- фактические значения температуры, и скорости движения воздуха как приточного, так и на постоянных рабочих местах;
- концентрации вредных паров и газов в воздухе рабочей зоны;
- величины температуры, допустимых запылённости и загазованности приточного воздуха и концентрации вредных веществ в выбрасываемом в атмосферу воздуха.

Проверка эффективности вентиляции должна проводиться как в тёплое, так и в холодное время года. Если состояние воздушной среды остаётся неудовлетворительным, это означает, что проект выполнен с серьёзными ошибками.

По результатам испытаний проводится повторное проектирование с внесением необходимых изменений в смонтированную систему вентиляции.

3.8.2. Приборы технического контроля работы систем вентиляции

В настоящее время промышленность выпускает совершенные приборы для измерения параметров воздуха: температуры, относительной влажности и скорости воздуха. Широкое применение получили электронные приборы для измерения температуры, относительной влажности и скорости воздуха. Ниже приводится краткое описание их. Действующими нормами предусмотрено использование в испытаниях вентиляционных систем термометров, психрометров, анемометров, приёмников полного давления и комбинированных приёмников для измерения статического, динамического и полного давления. Эти приборы применяются также в научно-исследовательской практике.

Температуру измеряют ртутными или спиртовыми термометрами и термопарами. В исследовательских работах применяют термометры с ценой деления шкалы 0,1 °С, технические измерения (температура теплоносителя, воздуха) – 0,5 и 1,0 °С

Кроме электронных применяют и традиционные измерительные приборы.

Относительная влажность воздуха измеряется также аспирационными психрометрами (психрометр Ассмана). Нормативными документами обстановка теплового комфорта оценивается результирующей температурой помещения, которая является комплексным показателем совместного действия на человека радиационной температуры помещения и температуры воздуха помещения. Результирующая температура измеряется с помощью шарового термометра, описание которого было дано в главе. Скорость движения в помещениях, в плоскости приточных и вытяжных решеток, в открытых проёмах окон, ворот и аэрационно-световых фонарей измеряются анемометрами: крыльчатými и чашечными.

Давления в воздуховодах измеряют микроманометрами. Для отбора давления применяют приёмники давления, размеры которой определены ГОСТ 12.3.018 – 79 «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний»:

а) комбинированный приемник давления (более известный как трубка Пито) – для измерения динамических давлений потока при скоростях движения воздуха более 5 м/с, полного и статического давлений в установившихся потоках;

б) приемник полного давления – для измерения полных давлений потока при скоростях движения воздуха более 5 м/с (рис. 3.8.3).

Этим же ГОСТом устанавливаются точки в поперечном сечении воздуховодов, в которых надлежит производить измерения (рис.3.8.4).

Комбинированный приёмник давления является частью пневмометрической трубки (рис. 3.8.3), соединяемой с микроманометром резиновыми шлангами. Комбинированные приёмники давления известны как пневмометрические трубки или трубки Пито. Их изготавливают различной формы. Наибольшее применение в вентиляционной практике получили трубки МИОТ (Нагорского) и МИОТ (Хлудова).

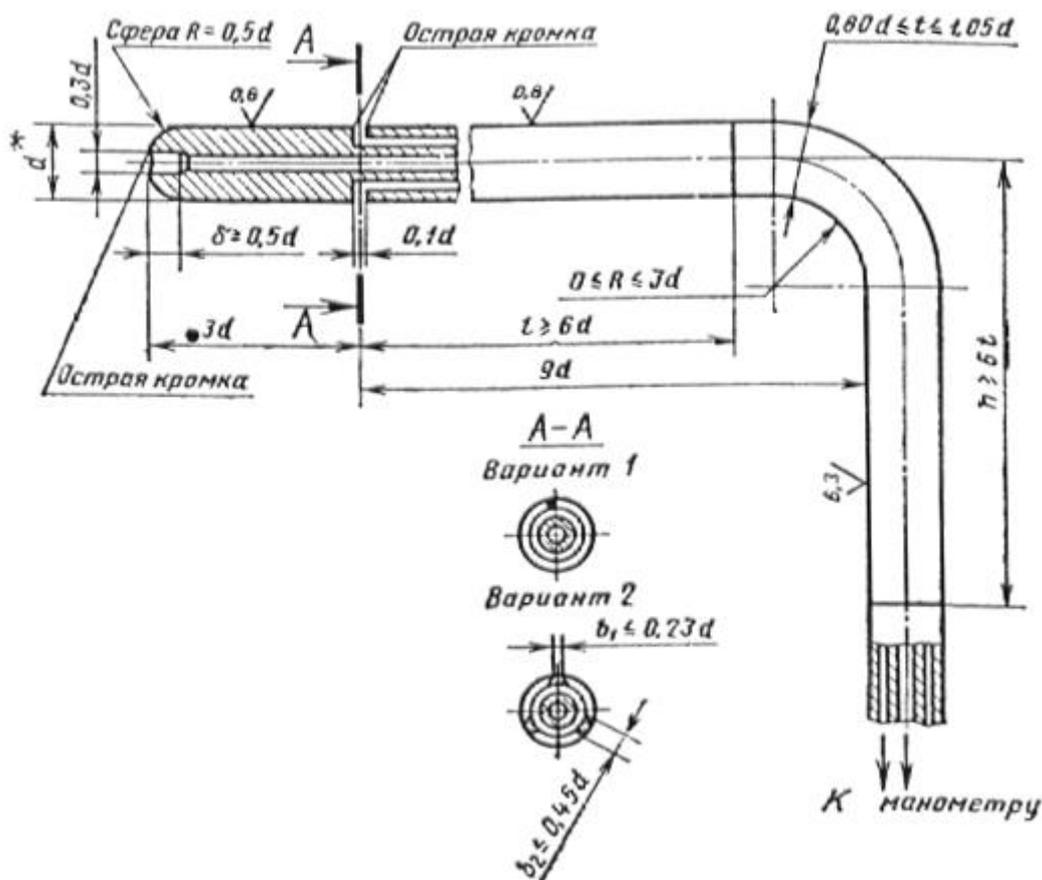


Рис.3.8.3. Комбинированный приёмник давления и координаты точек измерения давлений и скоростей воздуха в воздуховодах круглого и прямоугольного сечения. Рекомендуемые точки поперечного сечения, в которых производятся измерения скоростей при определении расходов в воздуховодах согласно ГОСТ 12.3.018 – 79 «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний».

Трубка Хлудова является изогнутой под углом 180° трубкой МИОТ, что позволяет измерять давления во всасывающих отверстиях (главным образом в местных отсосах).

При наладке вентиляционных систем через специальные отверстия (просверленные или специально устраиваемые при монтаже воздуховодов лючки) пневмометрическая трубка устанавливается перпендикулярно оси воздуховода так, чтобы отверстие, воспринимающее полное давление, было направлено навстречу потоку воздуха, а ось напорного конца была параллельна воздушному потоку.

Для измерения давления применяют микроманометр ММН, относящийся к жидкостным микроманометрам чашечного типа. Микроманометр состоит из

резервуара и стеклянной трубки, которая может устанавливаться под различными углами к горизонту. На планке, поддерживающей стеклянную трубку, имеются отверстия, соответствующие значениям постоянной прибора, равному 0,2, 0,3, 0,4, 0,6 и 0,8. Постоянная прибора равна произведению синуса угла наклона стеклянной трубки на плотность жидкости, заполняющей чашку микроманометра (подкрашенный этиловый спирт). На трубке прибора нанесены миллиметровые деления от 0 до 200 мм. Станина прибора в процессе измерения должна быть горизонтальной, что контролируется двумя уровнями: поперечным и продольным.

Действительное давление, зависящее от угла наклона трубки микроманометра, определяется по формуле

$$P_{\text{действ.}} = (H_{\text{изм.}} - H_0) K$$

где $H_{\text{изм.}}$ и H_0 – соответственно, показания микроманометра при измерении давления и начальное; K – характеристика прибора, зависящая от угла наклона стеклянной трубки к горизонту.

3.8.3. Эксплуатация вентиляционных систем

Правильная эксплуатация систем вентиляции имеет решающее значение для создания требуемых условий рабочих местах.

Для обслуживания и обеспечения бесперебойной работы вентиляции на предприятии предусматривается специальный штат работников. Общее техническое руководство осуществляют главный энергетик или главный механик предприятия. Непосредственно за работу вентиляционных установок отвечает энергетик или механик цеха. Он должен следить за своевременным ремонтом оборудования, сроками и качеством очистки фильтров, воздухопроводов, режимом работы вентиляционных установок и выполнением правил техники безопасности. Ответственность за правильность эксплуатации ведут начальники подразделений, которые должны иметь рабочую инструкцию по эксплуатации.

В отделе главного механика формируется служба эксплуатации систем вентиляции.

Для объективного учёта факторов, определяющих сложность ремонта и эксплуатации каждой установке присваивается категория сложности ремонта, определяемая числом ремонтных единиц. С учётом суммы ремонтных единиц всех вентиляционных установок назначается штатное расписание обслуживающего персонала и структура службы эксплуатации. Например, если вентиляционные системы цеха или иного объекта насчитывают более 2000 ремонтных единиц – необходимо сформировать вентиляционное бюро; если менее 600 ремонтных единиц – обслуживание осуществляют бригадир с приданной ему бригадой.

Задачи службы эксплуатации:

своевременный пуск, остановка и регулярное обслуживание вентиляционных установок;

регулярное фиксирование в журналах по эксплуатации неисправностей и дефектов в работе вентиляционных установок;

проведение ремонтов и поддержание вентиляционного оборудования в работоспособном состоянии.

Каждая принятая к эксплуатации установка должна иметь: 1) технический паспорт; 2) журнал эксплуатации и ремонта; 3) инструкцию по эксплуатации. Каждую вытяжную или приточную установку, установку кондиционирования воздуха маркируют своим порядковым номером. Около номера ставят буквы ВУ, обозначающие вытяжную установку (например, ВУ-5 – вытяжная установка №5), или буквы ПУ, обозначающие приточную установку (например ПУ-5 – приточная установка №5). Номера и буквы наносят на кожухе вентилятора яркой несмываемой краской или на боковую стенку воздуховода, в котором установлен канальный или осевой вентилятор.

Существует периодичность выполнения плановых капитальных ремонтов вентиляционных систем.

Персонал, эксплуатирующий вентиляционные установки на промышленных предприятиях, должен быть снабжён специальной инструкцией, где приводятся сведения и специфике работы в цехе, характеру производственных процессов и режиму работы вентиляционных установок, а также об обязанностях обслуживающего персонала и указаниях о том, когда установки должны включаться и выключаться. При устройстве в помещении аэрации, в инструкции должны быть указания по её эксплуатации (степень открытия фрамуг, режим их открывания в летний, переходный и зимний периоды и т.д.)

Для каждой вентиляционной установки ведётся журнал эксплуатации. В журнал заносятся данные о режиме её работы, о дефектах в ней и жалобах со стороны работающих в цехе. Ответственность за состояние, и нормальное использование вентиляционных установок в цехе несёт начальник цеха. Вентиляционные установки промышленных предприятий должны работать в соответствии с графиком, составленным для каждого рабочего помещения. При выделении в помещении вредных паров газов и пыли пуск вентиляционных установок должен производиться за 15 минут до начала работ, а в остальных цехах – одновременно с началом работы. Выключаются системы через 15 минут после окончания работы.

Существуют нормы периодичности проведения определённого вида работ. Например нагрев корпуса подшипников вентиляторов проверяется ежедневно, раз в неделю проверяется состояние приводных ремней, степень вибрации, пополняется смазка через маслёнки в корпусе подшипников; Существуют также укрупнённые нормы времени в часах на осмотр, ремонт, чистку и технические испытания после проведения ремонтных работ.

3.9 Воздухораспределители систем вентиляции

Подача воздуха в помещения может выполняться при помощи нескольких типов воздухораспределителей, формирующих различные приточные струи.

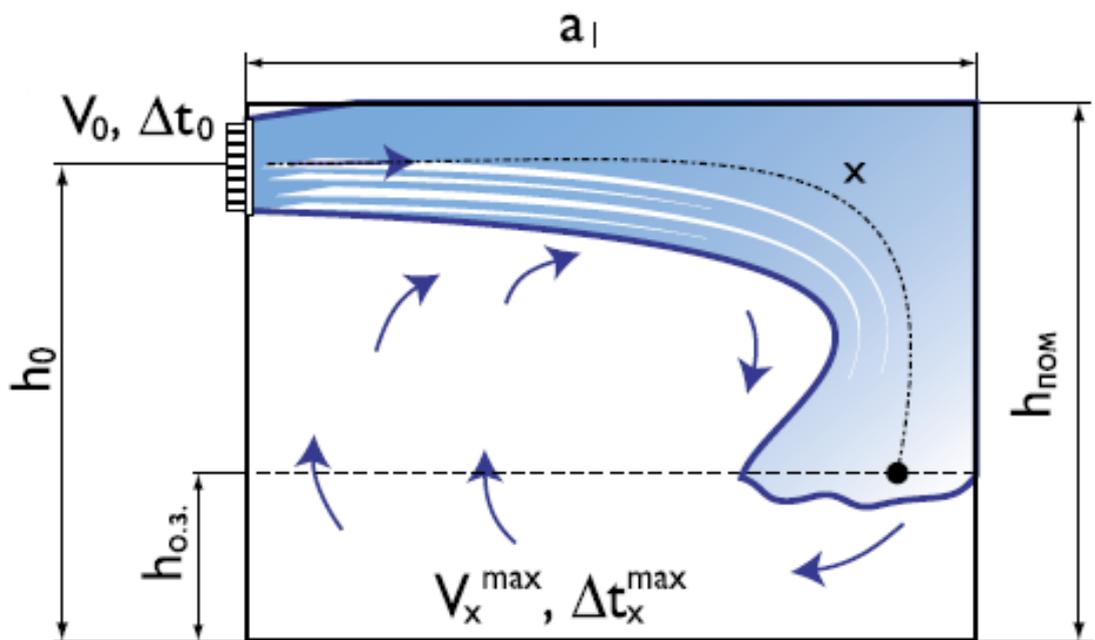


Рис. 3.9.1 Подача настиляющимися на потолок струями (схема А)

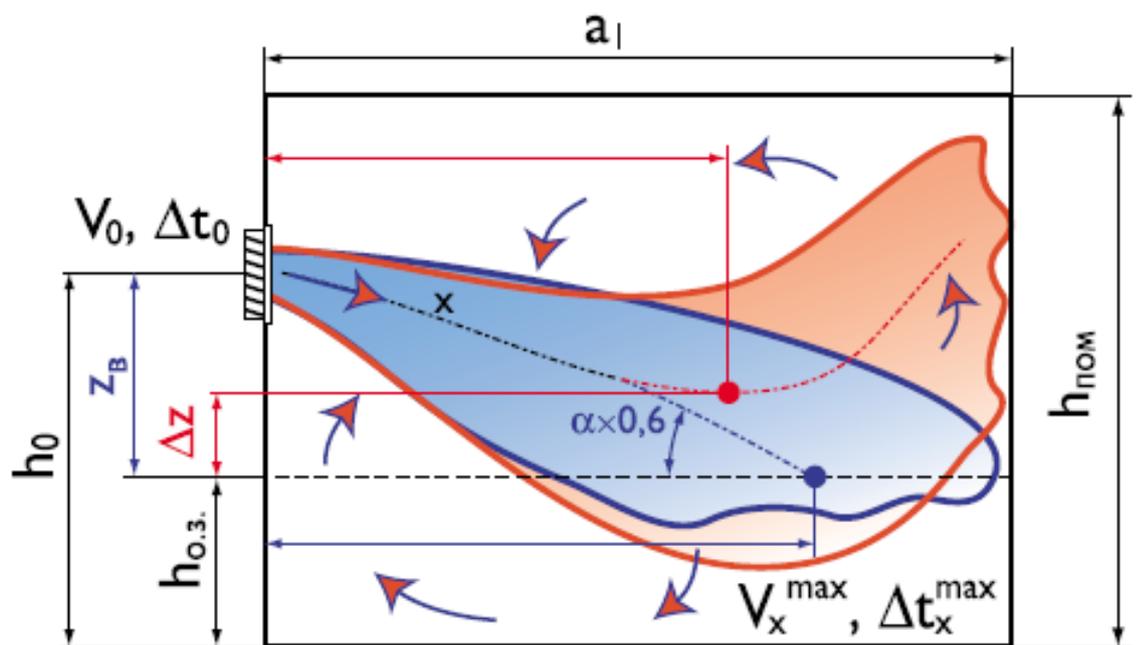


Рис. 3.9.2 Подача сверху вниз наклонными струями (схема Б)

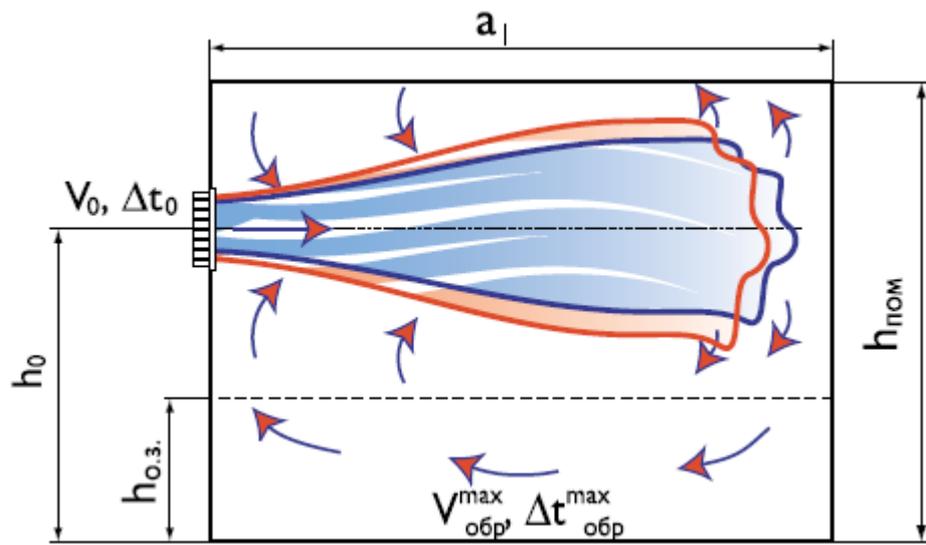


Рис. 3.9.3 Подача горизонтальными струями выше рабочей зоны (схема В)

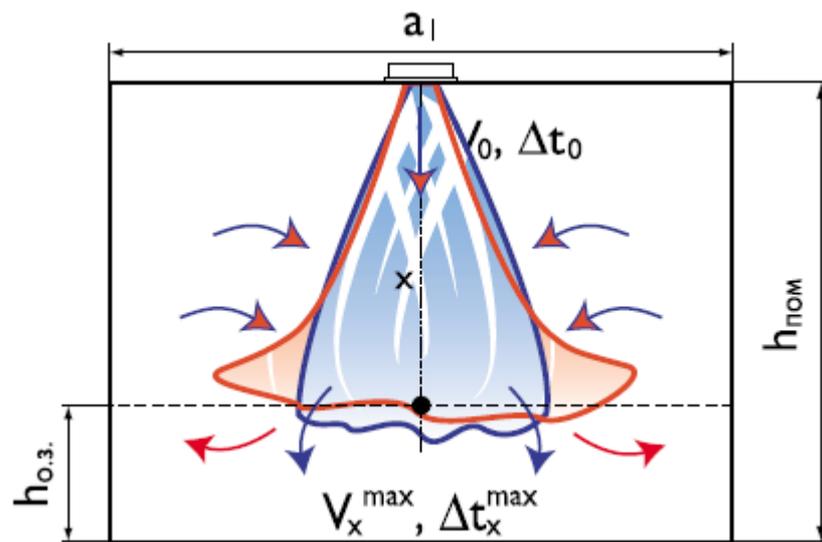


Рис. 3.9.4 Подача сверху вниз коническими, неполными веерными струями (схема Г)

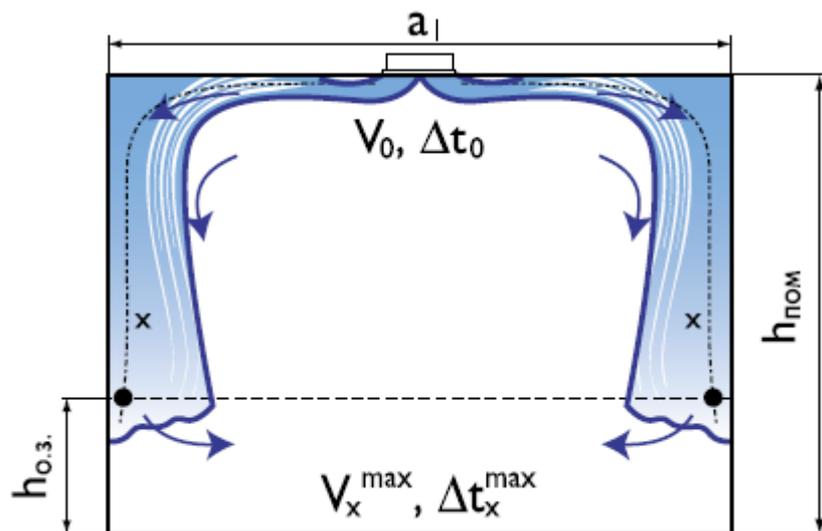


Рис. 3.9.5 Подача сверху вниз настилающимися веерными струями (схема Д)

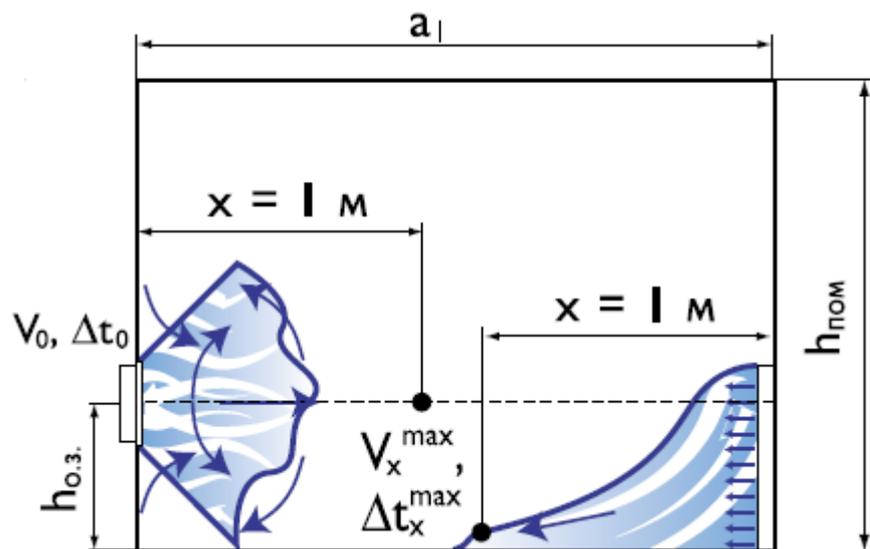


Рис. 3.9.6 Подача в рабочую зону быстрозатухающими и низкоскоростными потоками (схема Е)

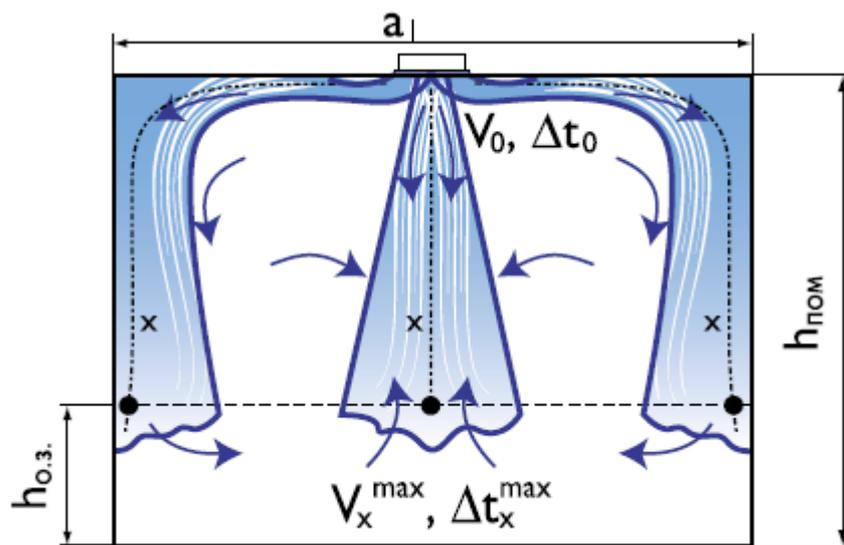


Рис. 3.9.7 Подача сверху вниз комбинированными струями

Основные типы воздухораспределителей (схема Ж)



Рис. 3.9.8 Решетки с поворотными и неподвижными жалюзи



Рис. 3.9.9 Решетки, оснащенные камерами статического давления



Рис. 3.9.10 Щелевые решетки

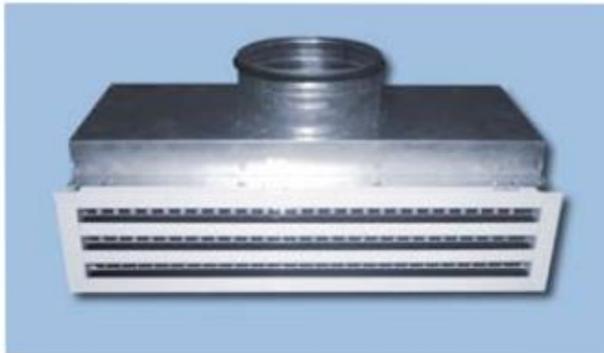


Рис. 3.9.11 Щелевые решетки, оснащенные камерой статического давления

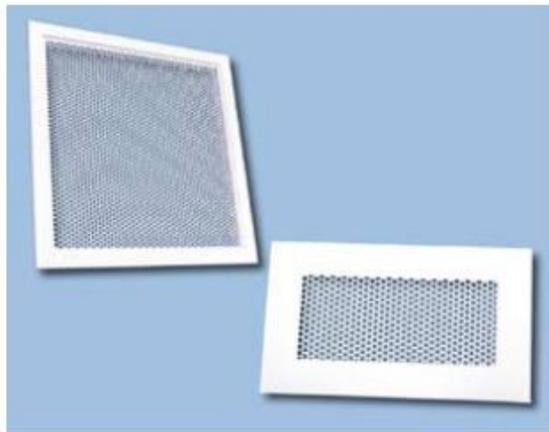


Рис. 3.9.12 Сотовые и перфорированные решетки



Рис. 3.9.14 Низкоскоростные быстрозатухающие воздухораспределители

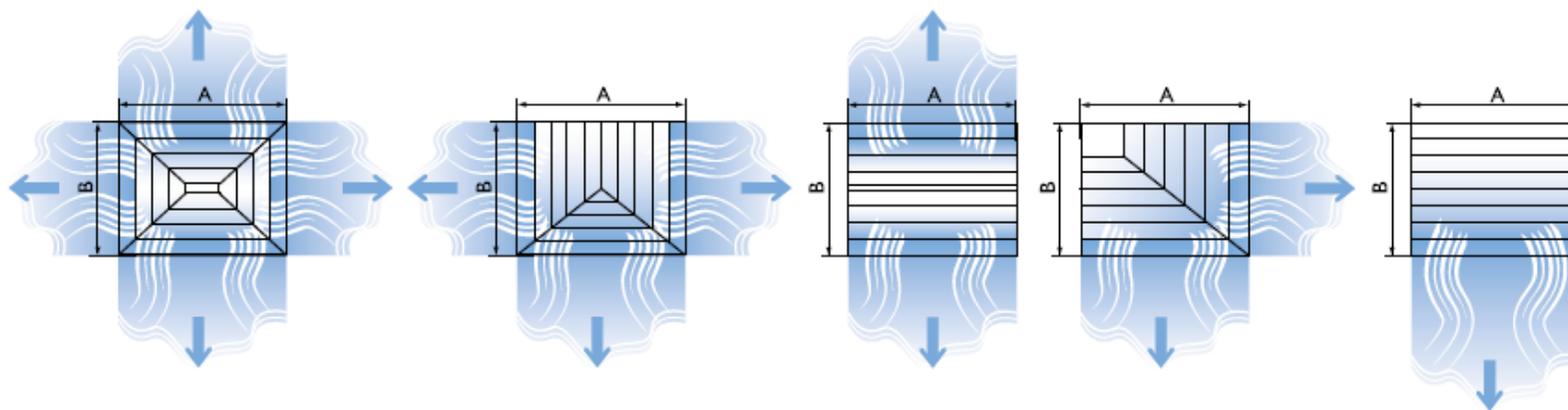
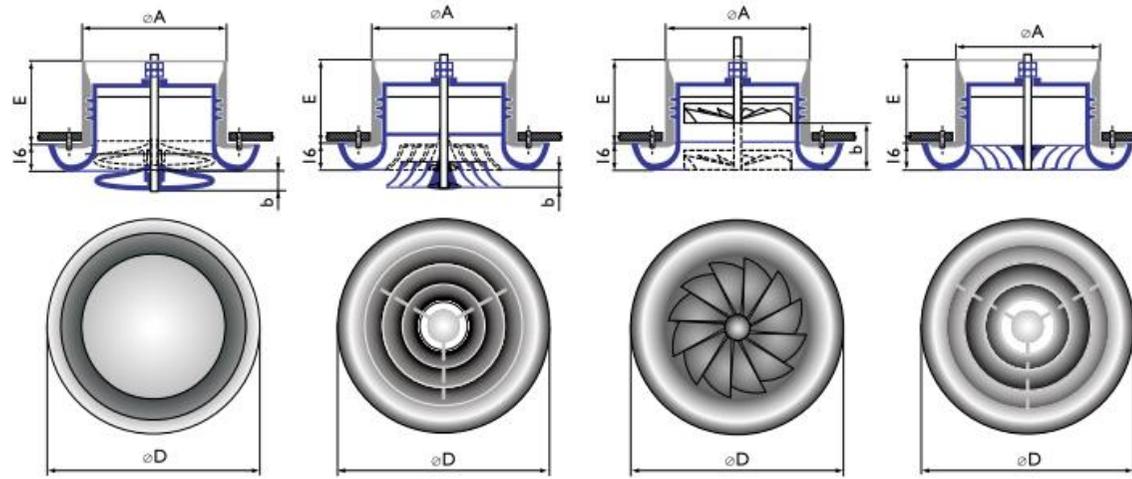


Рис. 3.9.15 Прямоугольные диффузоры



Схемы струй, формируемых диффузорами ДПУ-М, ДПУ-К, ДПУ-В, ДПУ-С

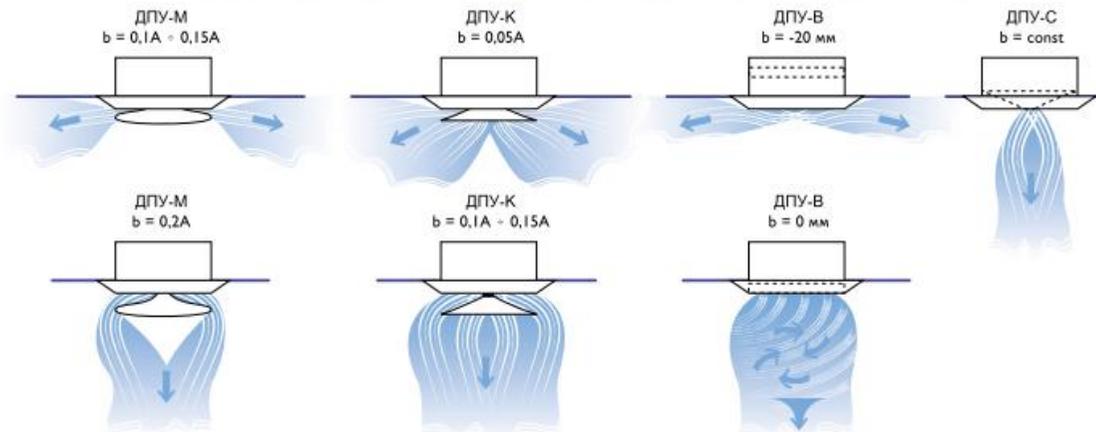


Рис. 3.9.16 Круглые диффузоры

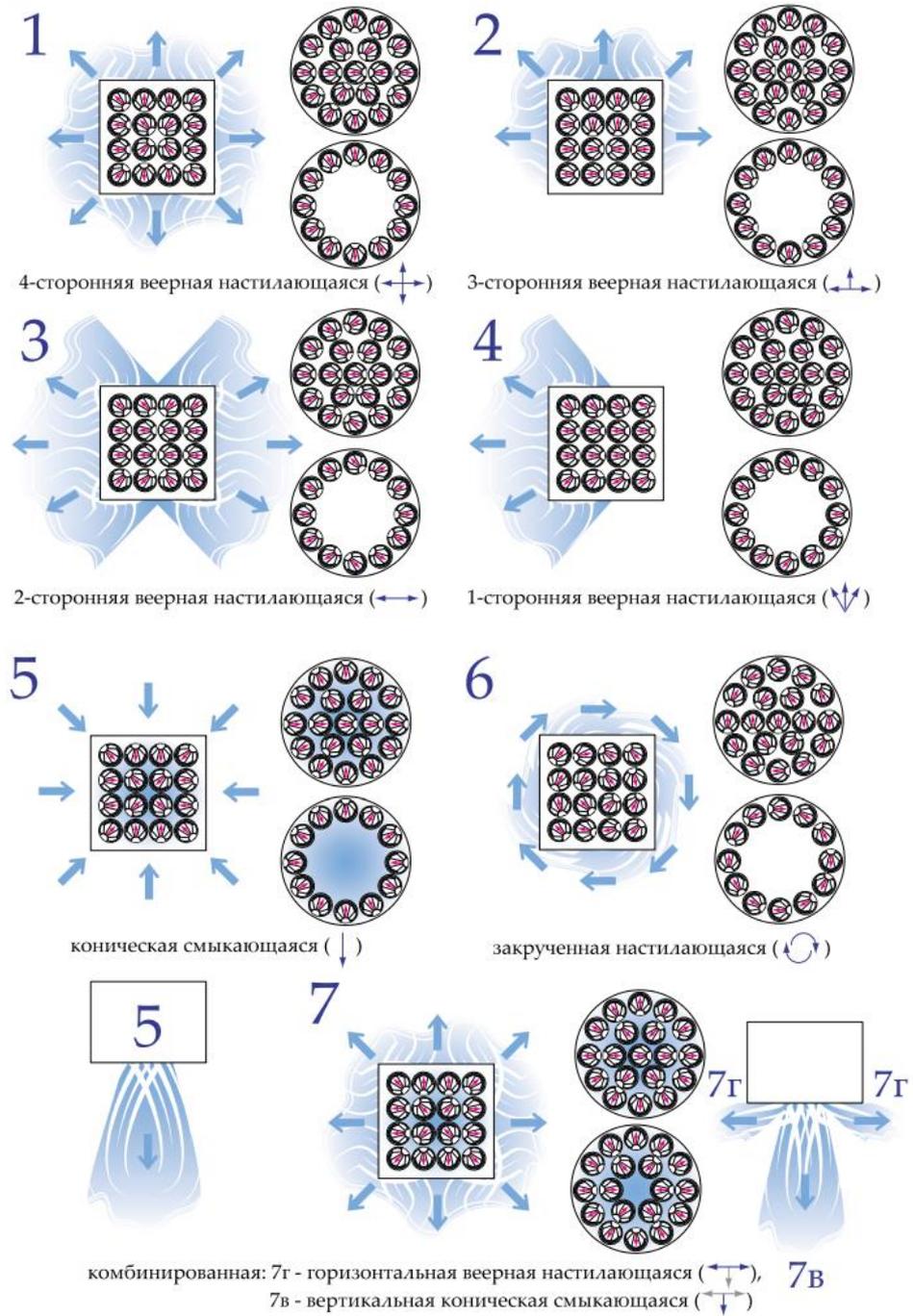
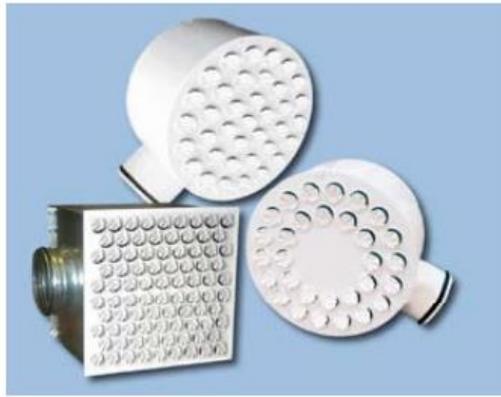


Рис. 3.9.17 Турбулизирующие панельные воздухораспределители

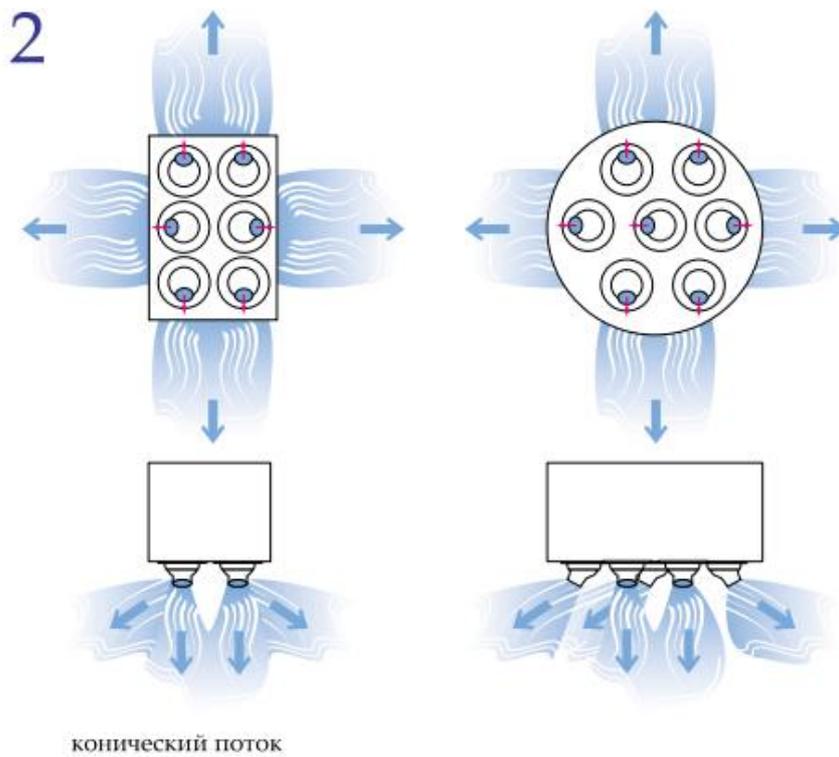
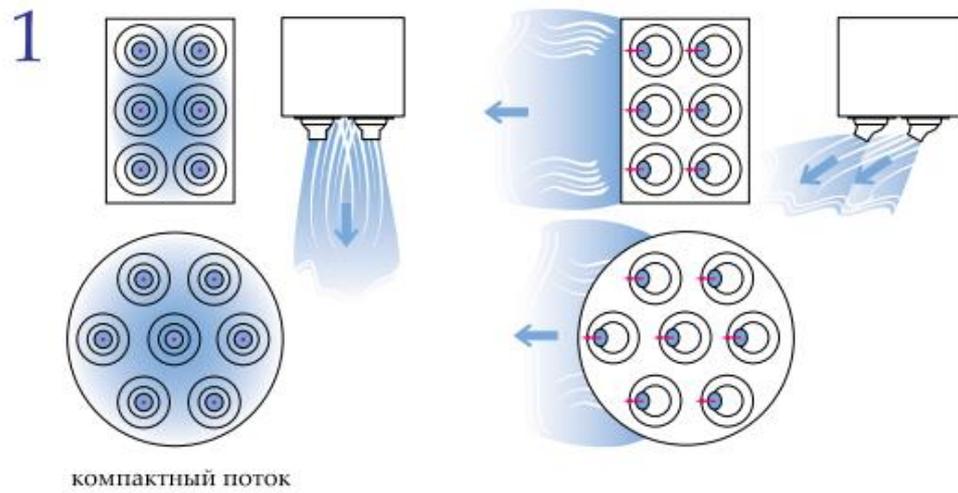


Рис. 3.9.18 Панельные сопловые воздухораспределители

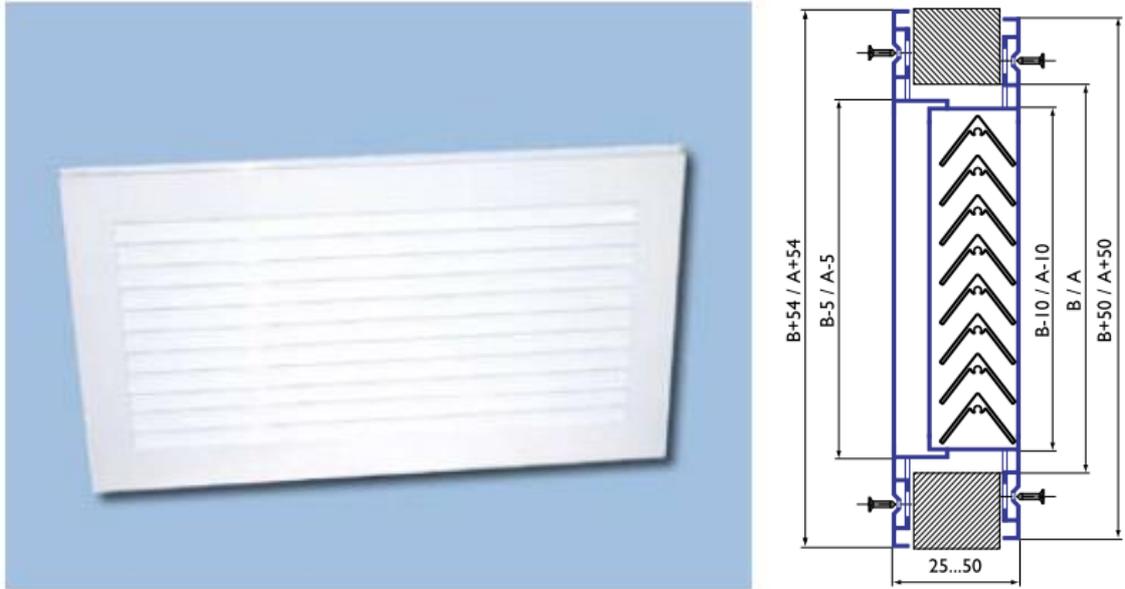


Рис. 3.9.19 Переточные решетки

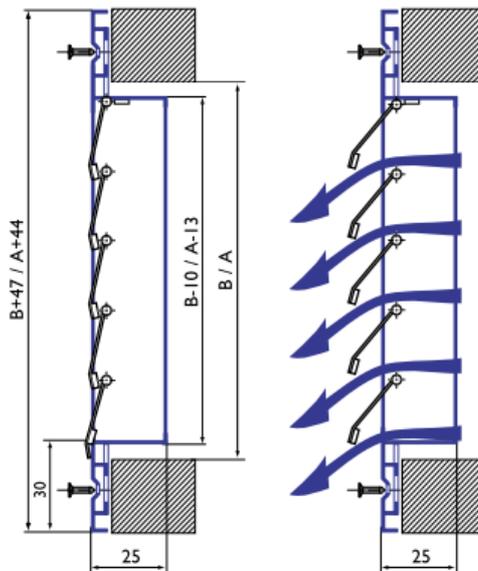


Рис. 3.9.20 Инерционные решетки

Воздух в вентилируемом помещении находится в непрерывном движении. Его движение индуцируется источниками и стоками воздуха и тепла, располо-

женными в помещении. Над тепловыми источниками возникают восходящие конвективные потоки нагретого воздуха, которые стремятся занять верхнюю часть помещения. Возле холодных поверхностей возникают ниспадающие конвективные потоки охлажденного воздуха, которые стремятся занять нижнюю часть помещения. Стоки воздуха возникают вблизи всасывающих отверстий вытяжной вентиляции.

Основное влияние на характер и интенсивность движения воздуха в вентилируемом помещении (схему циркуляции воздуха) оказывают приточные струи, формируемые воздухораспределителями (ВР). Назначение приточных струй – распределить свежий и специально подготовленный воздух в объеме вентилируемого помещения или его обслуживаемой (рабочей) зоне.

Приточной струей называется поток, образованный принудительным истечением воздуха из отверстия. Струя распространяется в направлении истечения как прямой относительно узкий поток с расширяющимися границами.

Приточная струя называется **свободной** (схемы Б, Г), если ограждения помещения и соседние струи не влияют на характер ее развития. Струю, распространяющуюся вдоль плоскости, называют **настильной** или **полуограниченной** (схемы А, Д, Ж), а струю, которая распространяется в относительно тесном помещении, – **стесненной**.

В зависимости от температуры струи по сравнению с температурой окружающего воздуха различают **изотермические** струи, имеющие ту же температуру, что и воздух в помещении, и **неизотермические** струи, имеющие температуру выше или ниже температуры воздуха в помещении.

Максимальные скорости движения V_x и избыточные температуры $\Delta t_x = |t_x - t_0|$ воздуха в струях располагаются на условных поверхностях максимальных параметров (ПМП). Скорости и избыточные температуры воздуха уменьшаются к границам струи и по мере удаления струи от места истечения.

В зависимости от направления скорости истечения приточные струи можно разделить на **сосредоточенные** и **рассеянные**. Векторы скорости истечения сосредоточенных струй параллельны, векторы скорости истечения рассеянных

струй расходятся. К сосредоточенным струям относятся компактные и плоские, рассеянными являются веерные струи, конические и комбинированные.

Компактные струи образуются при истечении воздуха из отверстий круглой или близкой к квадратной формы. 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 аэродинамической осью струи. Коническая струя по мере удаления от начала истечения может трансформироваться в компактную, т.е. образуется коническая смыкающаяся струя, ось которой совпадает с геометрической осью воздухораспределителя.

Плоские струи образуются при истечении из вытянутых прямоугольных отверстий с отношением сторон $a_0/b_0 > 5$. 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 $x < 6 \cdot a_0$ где a_0 – размер большей стороны прямоугольного отверстия; при $x > 6 \cdot a_0$ струя рассчитывается как компактная.

Максимальные параметры воздуха на основном участке находят по формулам для компактных, веерных и конических струй

$$V_x^{\max} = \frac{mV_0 \sqrt{F_0}}{x} K_c K_\epsilon K_H \quad (3.9.1)$$

$$\Delta t_x^{\max} = \frac{n \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{F_0}}{x} \cdot \frac{K_\epsilon}{K_c K_H} \quad (3.9.2)$$

для плоских струй при $x < 6 \cdot a_0$

$$V_x^{\max} = \frac{m_1 V_0 \sqrt{b_0}}{x} K_c K_\epsilon K_n \quad (3.9.3)$$

$$\Delta t_x^{\max} = \frac{n_1 \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{b_0}}{x} \cdot \frac{K_\epsilon}{K_c K_n} \quad (3.9.4)$$

Для плоских струй при $x > 6 \cdot a_0$ значения V_x и Δt_x определяют по формулам (3.9.1) и (3.9.2), где принимают $m = 2,45 \cdot m_1$; $n = 2,45 \cdot n_1$ и $F_0 = a_0 \cdot b_0$.

Изотермическими следует считать условия, при которых температура струи не отличается от температуры воздуха в помещении, а развитие струи происходит под воздействием инерционных сил ($K_n = 1$).

В неизотермических условиях развитие приточных струй происходит под влиянием инерционных и гравитационных сил, возникающих за счет разности плотностей воздуха в струе и в помещении. Соотношение этих сил влияет на форму траектории и значения максимальных параметров воздуха в струе ($K_n \neq 1$).

При подаче «охлажденного» воздуха, когда его температура ниже средней температуры воздуха в помещении, гравитационные силы могут «оторвать» приточную струю от потолка при подаче по схемам А, Д, Ж или увеличить угол наклона струи (схема Б), при этом расчетная длина струи уменьшается и она достигает рабочую зону с параметрами выше заданных (нормируемых).

При подаче нагретого воздуха, когда его температура выше средней температуры воздуха в помещении, гравитационные силы направлены вверх и стремятся «затормозить» приточную струю, возникает опасность ее «всплывания» и, как следствие, недогрева обслуживаемой зоны. Учитывая этот факт, наиболее эффективными для работы СВ и КВ в режиме воздушного отопления являются схемы: Б – сверху вниз наклонными струями, В – горизонтальными струями выше рабочей зоны, Г – сверху вниз компактными, коническими и неполными веерными струями.

Предельное значение избыточной температуры приточной струи (как нагретой, так и охлажденной) Δt_0^{\max} , при котором обеспечивается сохранение расчетной схемы подачи, в общем виде определяется по формуле

$$\Delta t_x^{\max} = K \frac{(m \cdot V_0)^2 \cdot \sqrt{F_0}}{x^2 n} \quad (3.9.5)$$

где K – коэффициент, зависящий от типа струи, схемы подачи воздуха (А, Б, Г, Д, Е и Ж) и направления действия инерционных и гравитационных сил. Значения коэффициента K приведены далее в соответствующих формулах при рассмотрении каждой схемы.

Влияние гравитационных сил на значения максимальных параметров воздуха в струе V_x и Δt_x учитывается при условии свободного развития струи (схемы Б и Г) коэффициентом неизотермичности K_n , зависящим от геометрической характеристики струи H .

Геометрическая характеристика H – комплексный параметр, характеризующий неизотермичность струи, м. Для компактных, конических и веерных струй

$$H = \frac{5,45 \cdot m V_0^4 \sqrt{F_0}}{\sqrt{n \cdot \Delta t_0}} \quad (3.9.6)$$

для плоских струй

$$H = 9,6 \cdot \sqrt[3]{b_0 \frac{(m V_0)^4}{(n \cdot \Delta t_0)^2}} \quad (3.9.7)$$

Величина K_n при наклонной подаче (схема Б) определяется по формуле $K_n = \cos(0,6\alpha) \times$

$$K_n = \cos(0,6\alpha) \times \sqrt{\cos^2(0,6\alpha) + \left[\sin(0,6\alpha) \pm \left(\frac{x_6}{H \cdot \cos(0,6\alpha)} \right)^2 \right]^2} \quad (3.9.8)$$

где $x_6 = \cos(0,6\alpha)$

Величина K_n при вертикальной подаче воздуха сверху вниз (схема Г) может быть рассчитана по следующим формулам

для компактных и конических струй

$$K = \sqrt[3]{1 \pm 3 \cdot \left(\frac{x}{H} \right)^2} \quad (3.9.9)$$

для неполных веерных струй

$$K = \sqrt[3]{1 \pm 1,5 \cdot \left(\frac{x}{H}\right)^2} \quad (3.9.10)$$

для плоских струй

$$K = \sqrt[3]{1 \pm 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{x}{H}\right)^3}} \quad (3.9.11)$$

В формулах (8–11) знак «+» соответствует подаче охлажденного воздуха, знак «-» – подаче теплого воздуха.

При вертикальной подаче теплого воздуха формулы 9–11 справедливы при значении $H^{хол} / \sqrt{F_0} \geq 14,7$. Если $H^{хол} / \sqrt{F_0} < 14,7$, то K_H определяется по графику в зависимости от параметра $H^{хол} / \sqrt{F_0}$ и от относительной дальнобойности вертикальной струи $x / \sqrt{F_0}$ по рисунку 3.9.21.

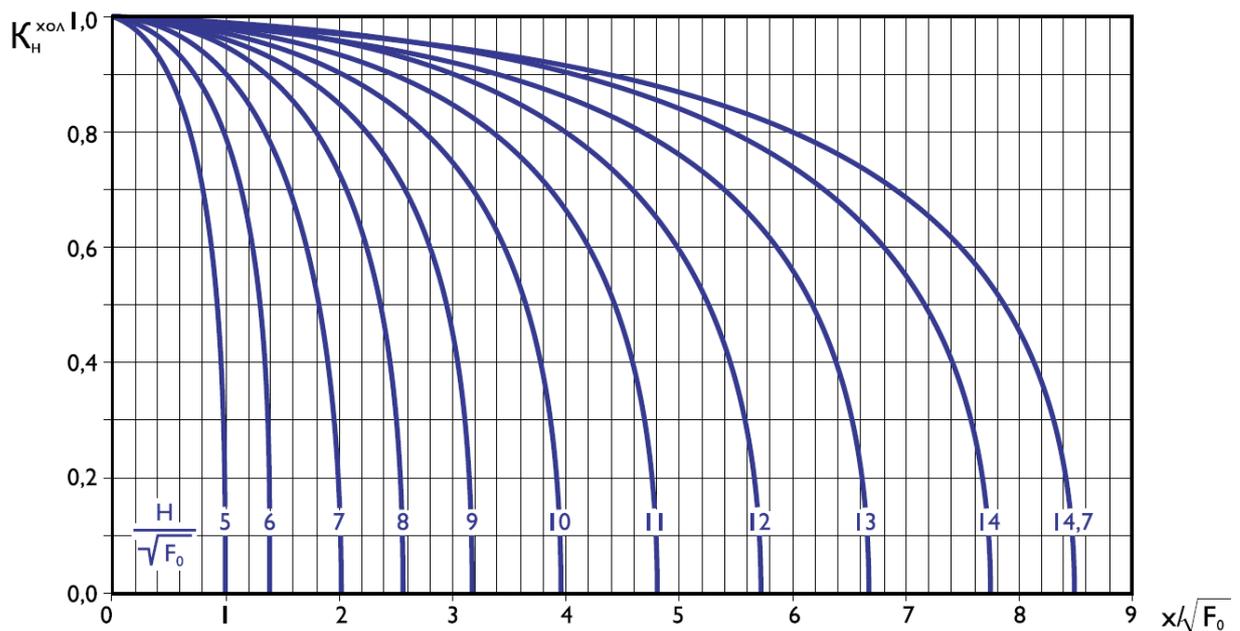


Рис. 3.9.21 График для определения коэффициента неизотермичности

Относительная дальнобойность вертикальной струи $x / \sqrt{F_0}$ также зависит от параметра $H^{хол} / \sqrt{F_0}$ и определяется по рисунку 3.9.22.

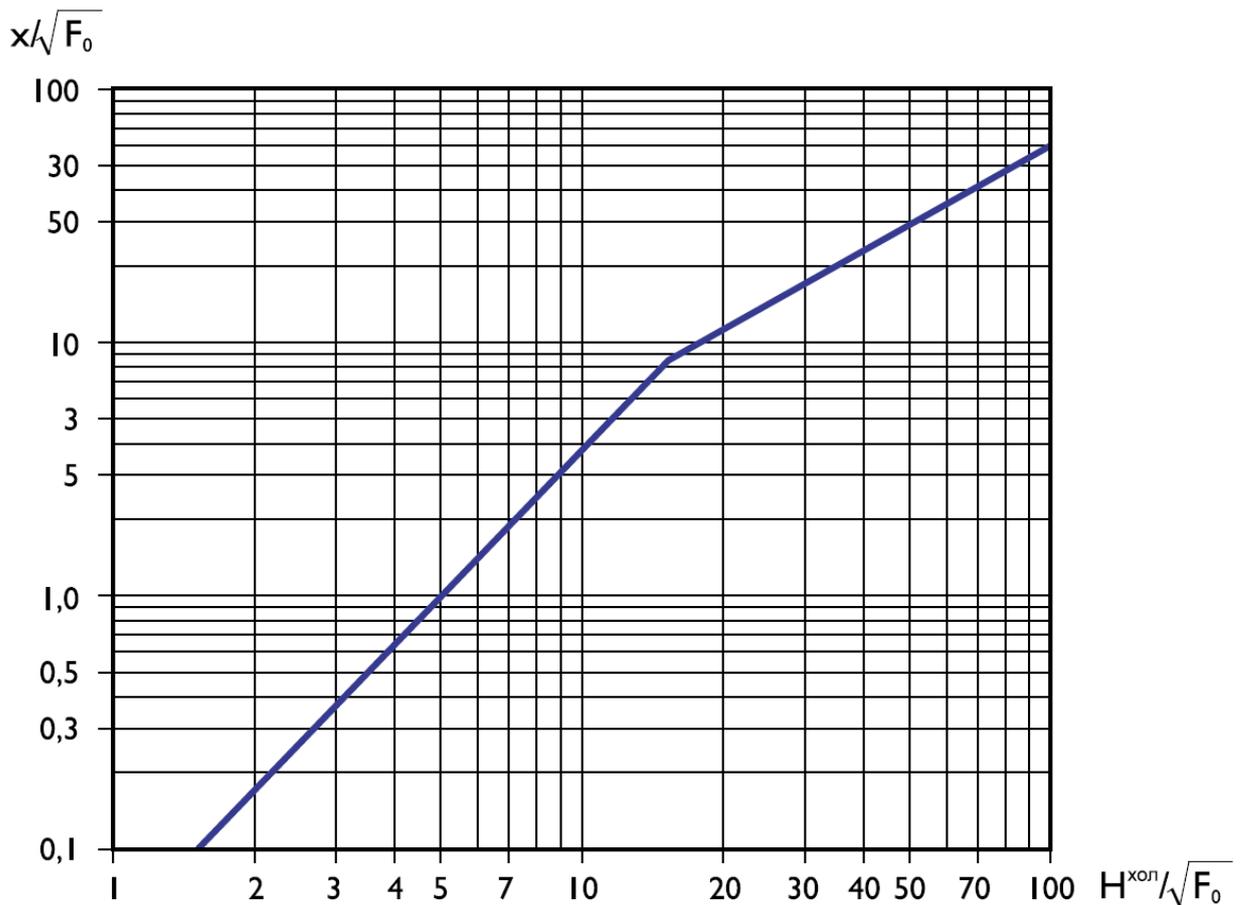


Рис. 3.9.22 График для определения дальности вертикальной нагретой струи

Струя считается стесненной, если она испытывает тормозящее влияние индуцированного ею обратного (встречного) потока. Значения скорости воздуха в стесненной струе уменьшаются по сравнению со свободной струей. Избыточная температура падает медленнее, чем в свободной струе.

При подаче воздуха стесненными струями, затухающими в верхней зоне, рабочая зона омывается обратным потоком. Такая подача воздуха называется сосредоточенной (Схема В). Максимальная скорость воздуха в обратном потоке (в рабочей зоне) достигается на расстоянии от истечения, на котором струя имеет максимальную площадь поперечного сечения.

Максимальные значения скорости и избыточной температуры воздуха в обратном потоке следует определять по формулам

для компактных и неполных веерных струй

$$V_{обр}^{max} = 0,78V_0 \cdot \sqrt{\frac{F_0}{b_1 \cdot h_{ном}}} \quad (3.9.12)$$

$$\Delta t_{обп}^{\max} = 1,4\Delta t_0 \cdot \sqrt{\frac{F_0}{b_1 \cdot h_{ном}}} \quad (3.9.13)$$

для плоских струй

$$V_{обп}^{\max} = 0,75V_0 \cdot \sqrt{\frac{b_0}{h_{ном}}} \quad (3.9.14)$$

Расстояние от истечения струи до места с максимальными значениями параметров в обслуживаемой зоне составит

для компактных и неполных веерных струй

$$x = 0,31m\sqrt{b_1 h_{ном}} \quad (3.9.15)$$

для плоских струй

$$x = 0,15m^2 h_{ном} \quad (3.9.16)$$

При подаче воздуха в помещение несколькими струями может происходить их взаимодействие. При взаимодействии параллельных струй 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_c . Такой случай имеет место при сосредоточенной подаче воздуха.

Не следует учитывать взаимодействие и тогда, когда воздуховыпускные устройства (диффузоры, решетки) располагаются равномерно по площади потолка (схемы Г, Д, Ж).

Значение коэффициента взаимодействия можно определить по Справочнику проектировщика «Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 2.» М., Стройиздат, 1992 г.

При настилении струи на потолок (схемы А, Д, Ж) ее дальнобойность увеличивается в 1,4 раза, что учтено в значениях t , приведенных в таблицах рекомендуемых воздухораспределителей и их аэродинамических характеристик.

Воздухообмен в помещении следует организовывать таким образом, чтобы обеспечить оптимальные (или допустимые) параметры микроклимата и чистоту воздуха в обслуживаемой (рабочей) зоне помещения.

При выборе схем организации воздухообмена следует учитывать архитектурно-строительные решения здания и отдельных помещений, особенности технологического процесса, требования действующих нормативных документов.

Подачу приточного воздуха в помещения с постоянным пребыванием людей необходимо предусматривать таким образом, чтобы он не поступал через зоны с большим загрязнением в зоны с меньшим загрязнением.

Подача воздуха сверху вниз коническими смыкающимися и несмыкающимися струями (схема Г), веерными настилающимися на потолок струями (схема Д) и комбинированными (схема Ж) рекомендуется для помещений, как правило, с повышенной кратностью воздухообмена (более 10 1/ч) и особыми требованиями к равномерности распределения параметров воздуха по обслуживаемой зоне.

Для выполнения санитарно-гигиенических требований при входе воздушной струи в обслуживаемую (рабочую) зону или в обратном потоке воздуха, проходящем по обслуживаемой (рабочей) зоне, максимальная скорость движения и максимальная избыточная температура воздуха не должны превышать значений $V_x^{\max} \leq K_n V_{\text{норм}}$, $\Delta t_x^{\max} \leq \Delta t_{\text{норм}}$. Нормируемые скорость $V_{\text{норм}}$ и температуру $t_{\text{норм}}$ воздуха в рабочей зоне помещения следует принимать в соответствии с действующими нормативными документами «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование» - М, Госстрой РФ, 2004.

Значения коэффициента K_n избыточной температуры $\Delta t_{\text{норм}}$ представлены в приложениях П1 и П2 каталога воздухораспределителей компании "Арктос".

Размер «модуля» a х b обслуживаемого одним ВР, для схем подачи А, Б, В, Е должен удовлетворять условиям:

$$\begin{aligned} 0,31 &\leq \frac{a_1}{m \cdot \sqrt{b_1 \cdot h_{ном}}} \leq 0,62; \\ 0,8 &\leq \frac{b_1}{h_{ном}} \leq 3 \end{aligned} \quad (3.9.17)$$

При подаче воздуха по схемам Г, Д, Ж при выборе площади помещения, приходящейся на один ВР, требуется соблюдать условие:

$$\sqrt{a_1 \cdot b_1} = (1 \div 3,3) \cdot (h_0 - h_{o.з.}) \quad (3.9.18)$$

Шаг установки воздухораспределителей b_1 рекомендуется принимать от 2 до 6 метров.

Для помещений с повышенными требованиями к равномерности параметров воздуха в обслуживаемой зоне рекомендуется соблюдение условия:

$$\sqrt{a_1 \cdot b_1} = (1,25 \div 2,0) \cdot (h_0 - h_{o.з.}) \quad (3.9.19)$$

Исходными данными для выбора и расчета ВР являются:

- тип и назначение помещения;
- архитектурно-планировочные решения;
- удельные тепловые нагрузки;
- нормируемые параметры воздуха в обслуживаемой зоне.

Расчет ВР сводится к подбору их количества и размеров для обеспечения скоростей и перепадов температуры в месте внедрения струи в обслуживаемую зону, не превышающих нормируемые.

На первом этапе осуществляется подбор ВР без учета влияния стеснения, взаимодействия и неизотермичности. В этом случае по заданной воздушной нагрузке L_0 , выбранной схеме подачи и принятой избыточной температуре Δt_0 назначают «модуль» площади помещения $F_{o.з.} = a_1 b_1$ приходящийся на один ВР, и типоразмер F_0 . По номограмме I (стр. 174, каталог воздухораспределителей компании "Арктос") в зависимости от расчетной длины струи x согласно выбранной схеме и коэффициентов m и n определяются параметры воздуха в обслуживаемой зоне V_x , Δt_x и сопоставляются с нормируемыми. Далее получен-

ные значения корректируются на поправки K_c , K_b , K_n , учитывающие влияние стеснения, взаимодействия и неизотермичности, и сопоставляются с нормируемыми:

$$V_x^{\max} = V_x K_c K_b K_n \quad (3.9.20)$$

$$\Delta t_x^{\max} = \Delta t_x \frac{K_b}{K_c K_n} \quad (3.9.21)$$

Коэффициент неизотермичности K_n рассчитывается по формулам (3.9.8-11) или по номограмме III (стр. 176, каталог воздухораспределителей компании "Арктос") и графику (стр. 171, каталог воздухораспределителей компании "Арктос"). Если $V_x^{\max} \leq K_n V_{\text{норм}}$, $\Delta t_x^{\max} \leq \Delta t_{\text{норм}}$, то расчет завершается. В противном случае следует изменить F_0 , V_0 или число ВР и $F_{0.з.}$ и повторить расчет.

Проверяется условие сохранения расчетной схемы – определение максимально допустимой избыточной температуры приточного воздуха Δt_0^{\max} (Для теплого или холодного периода года) и сопоставление ее с заданной Δt_0 по формуле 3.9.5 или по номограмме II (стр. 175, каталог воздухораспределителей компании "Арктос") для соответствующих схем подачи.

Если полученное значение $\Delta t_0^{\max} \geq \Delta t_0$ то для принятых условий схема подачи сохраняется, и расчет завершается. Если полученное значение $\Delta t_0^{\max} < \Delta t_0$, то для принятых условий схема подачи не обеспечивается и необходимо изменить одно из условий – «модуль» площади помещения $F_{0.з.} = a_1 b_1$, тип, размер F_0 воздухораспределителя либо уменьшить значение Δt_0 и пересчитать воздушную нагрузку L_0 .

При работе системы вентиляции (кондиционирования) в режиме воздушного отопления можно принять $\Delta t_0^{\max} = \Delta t_0$ а недостающее тепло компенсировать электрическими или водяными тепловентиляторами.

4. Тепловлажностная обработка воздуха и его очистка

4.1. Свойства влажного воздуха

Со смесью сухого воздуха и водяного пара (влажным воздухом) приходится иметь дело в ряде теплотехнических процессов и прежде всего в процессе сушки. На тепловых электростанциях, расположенных далеко от источников водоснабжения, часто используется так называемое обратное охлаждение циркуляционной воды, расчеты которого также требуют знания свойств влажного воздуха. Влажный воздух представляет собой один из частных случаев газовой смеси.

Почему нужно особо рассматривать этот частный случай газовой смеси? Почему нельзя воспользоваться общими для газовых смесей закономерностями?

Ответ на эти вопросы заключается в следующем. Для практики представляет интерес влажный воздух при атмосферном или близком к атмосферному давлению в интервале температур, ограниченном снизу не слишком низкими температурами (не ниже $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$). При этих параметрах сухой воздух может находиться только в газообразном состоянии, тогда как вода может находиться в паровой, жидкой или твердой фазе в зависимости от температуры смеси. Отсюда следует, что влажный воздух представляет собой такую смесь газов, один из компонентов которой — водяной пар — при снижении температуры может переходить в другую фазу (жидкую или твердую) и вследствие этого выпадать из смеси. Поэтому количество водяного пара в рассматриваемой смеси не может быть произвольным; в зависимости от температуры и полного давления смеси количество водяного пара во влажном воздухе, как мы увидим ниже, не может превышать определенного значения. В этом состоит принципиальное отличие влажного воздуха от обычных газовых смесей. Поскольку мы будем изучать влажный воздух при сравнительно невысоких (близких к атмосферному) давлениях, очевидно, что с достаточной для технических расчетов точностью можно рассматривать и сухой воздух, и содержащийся в нем водяной пар как идеальные газы. Напомним, что в соответствии с законом Дальтона каждый отдельный газ ведет себя в газовой смеси так, как будто он один при температуре газовой смеси занимает весь объем смеси, или, что тоже самое, сумма парци-

альных давлений газов, входящих в газовую смесь, равна общему давлению газовой смеси.

Это позволит при анализе термодинамических свойств влажного воздуха использовать следующие закономерности.

Парциальное давление водяного пара при полном насыщении, Па:

$$P_{НАС} = A \cdot e^{\left(\frac{c}{t+273,15}\right)}. \quad (4.1.1)$$

где $A=1,8424 \times 10^{11}$ при $t > 0$;

$A=2,498 \times 10^{11}$ при $t < 0$;

$c = 5331$ при $t > 0$;

$c = 5419$ при $t < 0$.

Парциальное давление водяного пара, Па:

$$P_{ВП} = P_{НАС} \frac{\phi_B}{100}. \quad (4.1.2)$$

Влагосодержание, г/кг:

$$d = 630 \frac{P_{ВП}}{B}. \quad (4.1.3)$$

где B – барометрическое давление, Па;

Энтальпия, кДж/кг:

$$I = 1,005 \cdot t + 2,49 \cdot d. \quad (4.1.4)$$

Температура точки росы, °С:

$$t_P = \frac{c}{D - \ln P_{ВП}} - 273,15 \quad (4.1.5)$$

где $D = 25,94$ при $t > 0$ и $26,24$ при $t < 0$;

Температура мокрого термометра при $I > 0$, °С:

$$t_M = 4,47 \sqrt{I} - 13,83 \quad (4.1.6)$$

Температура мокрого термометра при $I < 0$, °С:

$$t_M = 0,82 \cdot I - 5,54 \quad (4.1.7)$$

Плотность, кг/м³:

$$\rho = \frac{353}{t + 273} \quad (4.1.8)$$

Удельный вес, Н/м³:

$$\gamma = 9,81 \cdot \rho \quad (4.1.9)$$

4.2. *I-d* диаграмма влажного воздуха

I-d диаграмма, разработанная профессором Л. К. Рамзиным в 1918 г., представляет собой графическую интерпретацию уравнения энтальпии влажного воздуха.

Диаграмма строится в косоугольной системе координат, где ось ординат проведена вертикально, а ось абсцисс – под углом 135° к ней. По оси ординат отложены значения энтальпии I , а по оси абсцисс – влагосодержания влажного воздуха d на 1 кг сухого.

Для удобства отсчета влагосодержаний и сокращения размеров диаграммы наклонная ось абсцисс на диаграмме не вычерчивается, а вместо нее через начало координат проводится вспомогательная горизонтальная линия, на которой откладываются значения влагосодержаний. Через полученные точки проводятся вертикали, представляющие собой линии постоянного влагосодержания $d = const$.

На оси ординат откладываются значения энтальпии, причем вверх от точки O , соответствующей значениям $I=d=0$, откладываются положительные, а вниз – отрицательные значения.

Через полученные точки параллельно оси абсцисс проводятся линии постоянной энтальпии $I=const$.

На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, строятся линии изотерм $t = const$, линии постоянных относительных влажностей $\varphi = const$ и линия парциальных давлений водяного пара p_p .

Для построения изотерм пользуются уравнением, которое является уравнением прямой линии:

$$I = 1,005t + 2500d + 0,00186td \quad (4.2.10)$$

Следовательно, изотермы являются прямыми линиями и могут быть построены по двум точкам.

Необходимо иметь в виду, что изотермы между собой не параллельны, так как угол наклона их к горизонтальной оси различен. При низких температурах не параллельность изотерм почти незаметна.

Для построения линий $\varphi = const$ на каждой изотерме определяют точки, имеющие степень насыщения воздуха $\varphi=5, 10, 20, \dots, 100$ %. Соединяя на разных изотермах точки с одинаковой степенью насыщения, получим линии $\varphi=const$, имеющие вид расходящихся кривых.

Нижняя кривая $\varphi=100\%$ характеризует насыщенное состояние воздуха и называется пограничной кривой.

При повышении барометрического давления линия насыщения на $I-d$ диаграмме смещается вверх, а при понижении — вниз. При изменениях барометрического давления в пределах $\pm 7,5$ мм рт. ст. изменения параметров воздуха будут незначительны, и их можно не учитывать. Однако при больших изменениях барометрического давления изменения параметров воздуха будут значительными.

Для построения линии парциального давления пара с правой стороны диаграммы на прямой, параллельной оси ординат, наносится шкала парциальных давлений в гПа.

Для построения линии парциального давления пара из точек пересечения изотерм с кривой $\varphi=100\%$ опускают перпендикуляры на вспомогательную горизонтальную линию. От этой линии вверх в принятом масштабе откладываются парциальные давления водяных паров, насыщающих воздух при данных температурах, которые определяют по таблицам.

Через найденные точки проводится линия парциального давления водяного пара (см. рисунок 4.2.1).

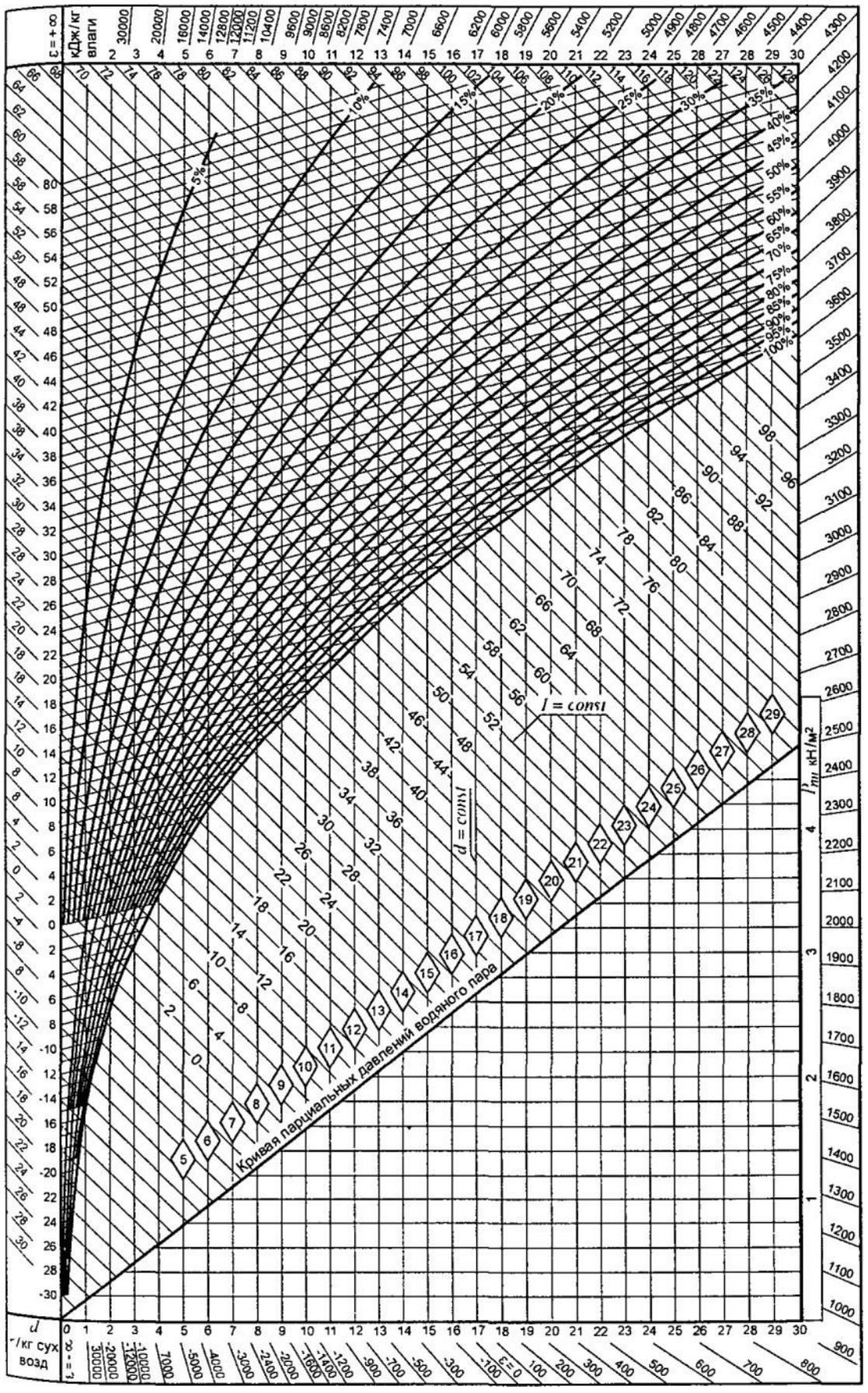


Рис.4.2.1 I-d диаграмма влажного воздуха.

4.3. Построение на $I-d$ диаграмме элементарных процессов изменения состояния влажного воздуха

На $I-d$ диаграмме любая точка обозначает вполне определенное физическое состояние воздуха. Так, для воздуха, имеющего физическое состояние, характеризуемое точкой А (см. рисунок 1.3.1), легко на $I-d$ диаграмме прочесть его параметры: t_a , d_a , φ_a , I_a , p_a .

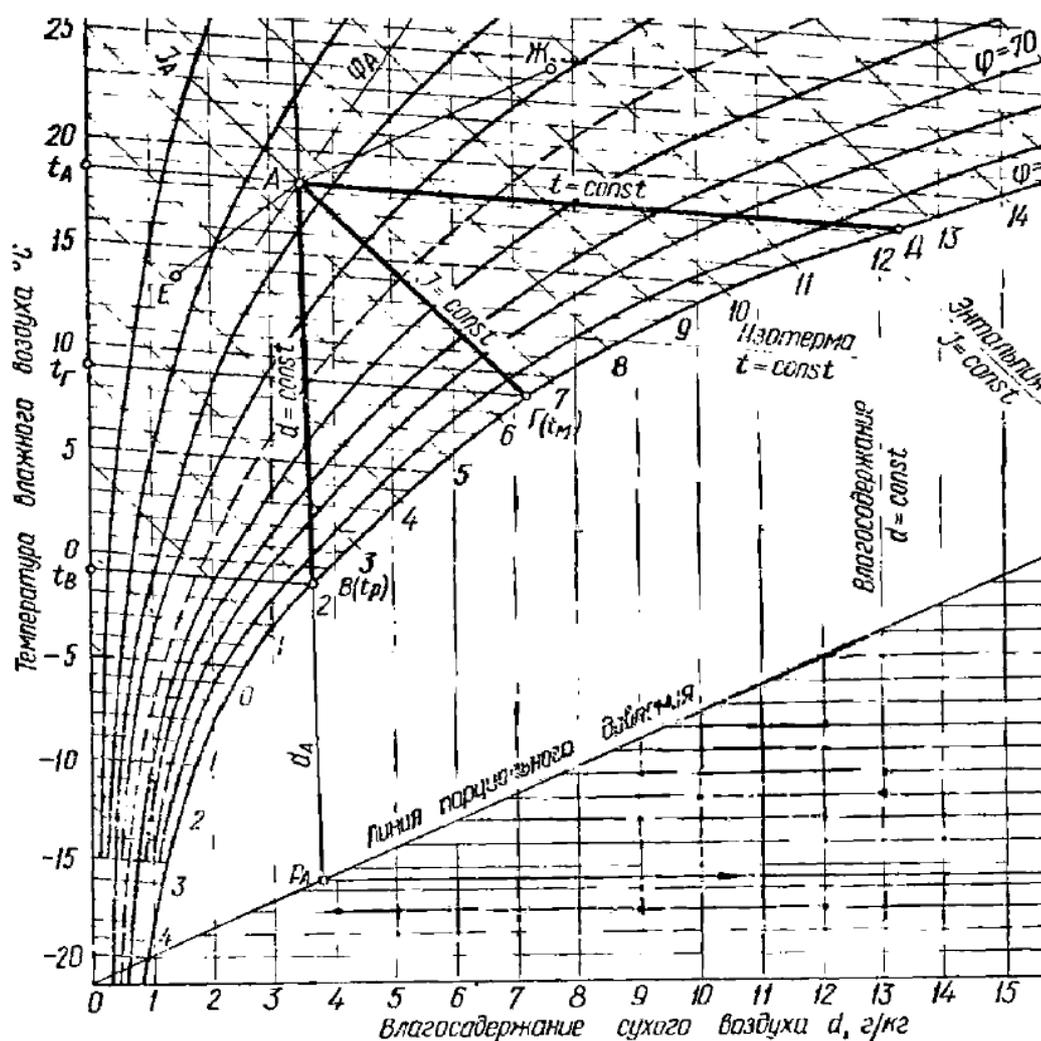


Рис.4.3.1 Некоторые процессы изменения состояния воздуха.

Любая другая точка B диаграммы будет также соответствовать некоторому вполне определенному физическому состоянию воздуха: t_b , d_b , φ_b , I_b , p_b .

Условимся считать, что линия, соединяющая между собой точки А и Б диаграммы, соответствует некоторому термодинамическому процессу перехода состояния воздуха из точки А в точку Б.

4.4. Процессы нагревания и охлаждения воздуха

Если через точку A (см. рисунок 4.3.1) провести линию AB по $d = const$, то процесс $A-B$ будет характеризовать нагревание воздуха **в воздухонагревателях**. В этом процессе влагосодержание воздуха остается постоянным, но температура и энтальпия увеличиваются, а относительная влажность уменьшается.

Если через точку A провести линию AV по $d = const$ вниз до пересечения с линией $\varphi=100\%$, то процесс $A-V$ представляет изменение состояния воздуха в точке A при его охлаждении до температуры t_e **в воздухоохладителе**.

4.5. Процессы увлажнения воздуха: адиабатный и изотермический

Точка B (см. рисунок 4.3.1) называется *точкой росы* для воздуха, имеющего состояние, характеризуемое точкой A , а температура t_p – *температурой точки росы* (t_e).

Если воздух состояния в точке A увлажнять рециркуляционной водой, т. е. без подвода и отвода теплоты, то процесс $A-G$ будет происходить при постоянной энтальпии и на $I-d$ диаграмме изобразится линией $I = const$. Если провести через точку A линию $I=const$ до пересечения с линией насыщения $\varphi=100\%$, то получим точку Γ и проходящую через нее линию температуры t . Эта точка называется *точкой мокрого термометра*, а температура t_m – *температурой мокрого термометра* t_m , или предельной температурой адиабатического охлаждения воздуха.

Каждая линия постоянной энтальпии влажного воздуха $I = const$ пересекает линию насыщения $\varphi=100\%$ в одной вполне определенной точке t_m . Все точки, лежащие на одной какой-либо линии $i=const$, характеризующие воздух различного состояния, имеют одну и ту же постоянную температуру мокрого термометра t_m .

При точном вычислении линий постоянной температуры по мокрому термометру они не вполне совпадают с линиями постоянной энтальпии, но для обычных практических расчетов их можно считать совпадающими. Если этот же воздух, имеющий состояние, характеризуемое точкой A , подвергнуть насыщению водяными парами при $t = const$, то его состояние при полном насыщении

определился пересечением линии t_a с линией $\varphi = 100\%$ в точке D . Точка D называется *точкой изотермического увлажнения воздуха* состояния в точке A . Как видно из рис. 4.3.1, в процессе $A-D$ влагосодержание и энтальпия воздуха будут увеличиваться при постоянной температуре ($t_a = const$).

Парциальное давление водяных паров для воздуха, имеющего состояние, характеризуемое точкой A , определится точкой p_a , лежащей на пересечении линии d_a с линией парциального давления.

Необходимо отметить, что каждый процесс обработки воздуха на $I-d$ - диаграмме изображается линией, соединяющей точки, соответствующие состоянию воздуха в начале и в конце процесса.

4.6. Политропные процессы изменения состояния воздуха

Многие процессы изменения состояния воздуха связаны с одновременным внесением в воздух или отведением из него теплоты и влаги, например, такие процессы происходят в помещениях. Если потоку воздуха, сухая часть которого составляет G кг/ч, передать Q Вт теплоты и влаги W кг/ч, то его энтальпия изменится на Δi кДж/кг:

$$Q = \frac{1}{3,6G\Delta i} = 0,278G\Delta i. \quad (4.6.1)$$

где G – расход воздуха, кг/ч;

Δi – изменение энтальпии воздуха кДж/кг.

Влагосодержание этого же воздуха изменится на:

$$W = G\Delta d \cdot 10^3. \quad (4.6.2)$$

где W – поток влаги, кг/ч;

Δd – изменение влагосодержания воздуха, г/кг.

Отношение правых и левых частей уравнений 4.6.1 и 4.6.2 есть показатель направления луча процесса изменения состояния влажного воздуха в $I-d$ диаграмме и соответствует угловому коэффициенту процесса (тепловлажностное отношение):

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot Q}{W} = \frac{\Delta i}{\Delta d \cdot 10^3}. \quad (4.6.3)$$

где ε – луч процесса изменения состояния влажного воздуха.

Политропный процесс с произвольным угловым коэффициентом ε включает в себя все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха (см. рисунок 4.6.1).

Необходимо отметить, что каждый процесс обработки воздуха на $I-d$ диаграмме изображается линией, соединяющей точки, соответствующие состоянию воздуха в начале и в конце процесса.

Параметры смеси воздуха могут быть определены аналитическим способом или графически при помощи $I-d$ диаграммы.

Если требуется смешать G_1 кг воздуха с параметрами t_1, d_1, i_1 и G_2 кг воздуха с параметрами t_2, d_2 и i_2 , то аналитически параметры смеси воздуха $G_{см}$ могут быть получены из уравнений баланса теплоты и баланса влаги.

Температура смеси примет вид:

$$t_c = \frac{G_1 \cdot t_1 + G_2 \cdot t_2}{G_c}. \quad (4.6.4)$$

где t_c – температура смеси, °С;

t_1 – температура в точке 1, °С;

t_2 – температура в точке 2, °С;

G_1 – масса воздуха в точке 1, кг;

G_2 – масса воздуха в точке 2, кг;

G_c – суммарная масса воздуха, кг.

Влагосодержание смеси примет вид:

$$d_c = \frac{G_1 \cdot d_1 + G_2 \cdot d_2}{G_c}. \quad (4.6.5)$$

где d_c – влагосодержание смеси, г/кг;

d_1 – влагосодержание в точке 1, г/кг;

d_2 – влагосодержание в точке 2, г/кг.

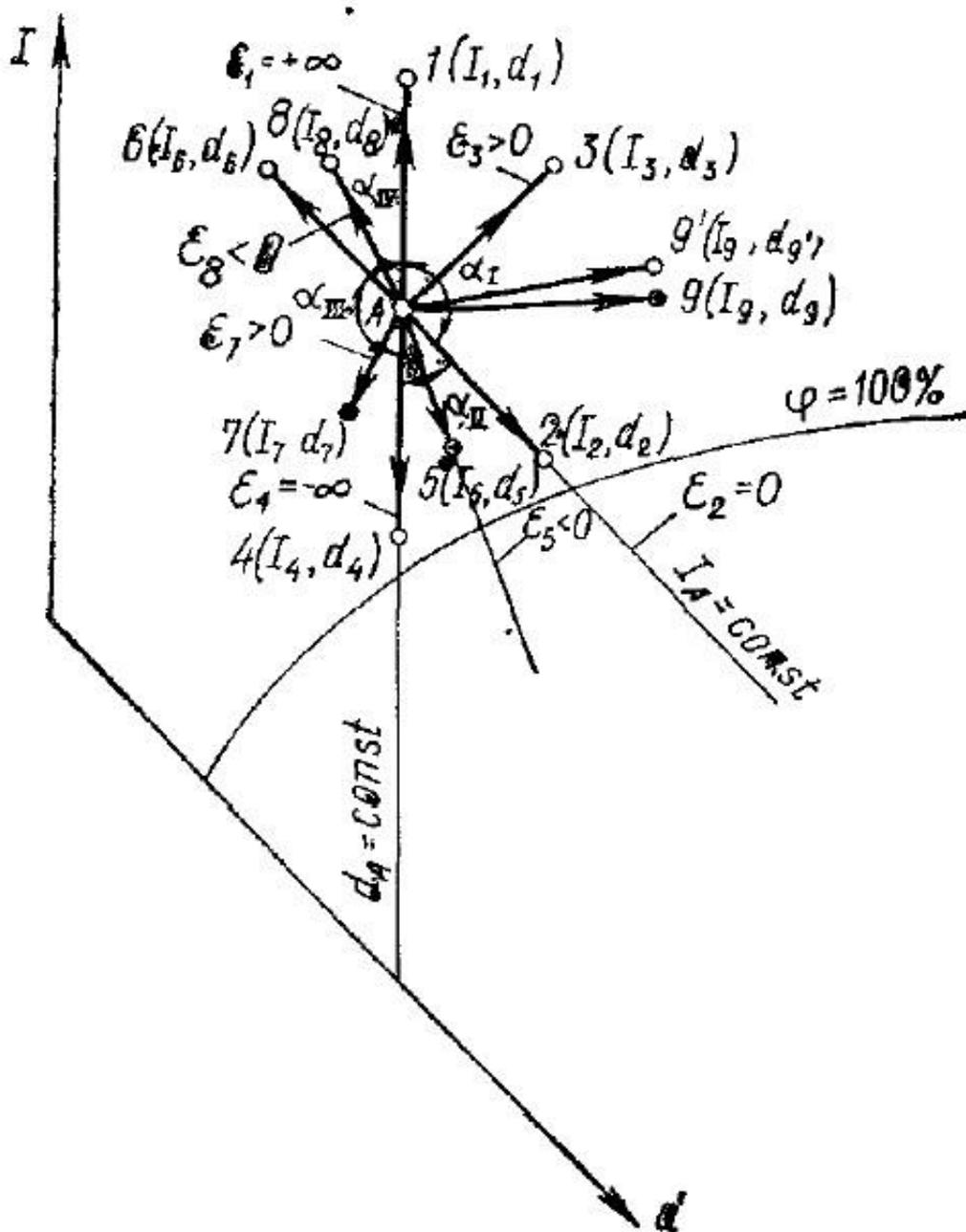


Рис.1.6.1 Политропные процессы изменения состояния воздуха.

Энтальпия смеси примет вид:

$$I_c = \frac{G_1 \cdot I_1 + G_2 \cdot I_2}{G_c} \tag{4.6.6}$$

где I_c – влагосодержание смеси, кДж/кг;

I_1 – влагосодержание в точке 1, кДж/кг;

I_2 – влагосодержание в точке 2, кДж/кг.

4.7. Процесс смешивания двух потоков воздуха различного состояния

Точку смеси двух объемов воздуха с разными параметрами на $I-d$ диаграмме можно найти следующим образом (см. рисунок 4.7.1).

Для каждого состояния воздуха находят соответствующую точку, например, точку A , отвечающую G_1 кг/ч воздуха с параметрами t_1, φ_1, d_1, i_1 и точку B , отвечающую G_2 кг/ч воздуха с параметрами t_2, φ_2, d_2, i_2 .

Обозначим пропорцию смеси:

$$n = \frac{G_1}{G_2}. \quad (4.7.1)$$

где n – показатель политропы.

Решая (4.6.4), (4.6.6) и (4.7.1) системой получим выражения для влагосодержания:

$$d_c = \frac{n \cdot d_1 + d_2}{n + 1}. \quad (4.7.2)$$

Аналогично получим выражение для энтальпии:

$$I_c = \frac{n \cdot I_1 + I_2}{n + 1}. \quad (4.7.3)$$

Выразим из уравнения (4.7.2) показатель политропы:

$$n = \frac{d_2 - d_c}{d_c - d_1}. \quad (4.7.4)$$

Выразим из уравнения (4.7.3) показатель политропы:

$$n = \frac{I_2 - I_c}{I_c - I_1}. \quad (4.7.5)$$

Это и есть уравнения прямой линии, проходящей через точки A, B и C (см. рисунок 4.7.1).

Следовательно, точка смеси C лежит на прямой AB и делит эту линию на отрезки, обратно пропорциональные массе воздуха каждой из составных частей:

$$n = \frac{BC}{AC} = \frac{G_1}{G_2}. \quad (4.7.6)$$

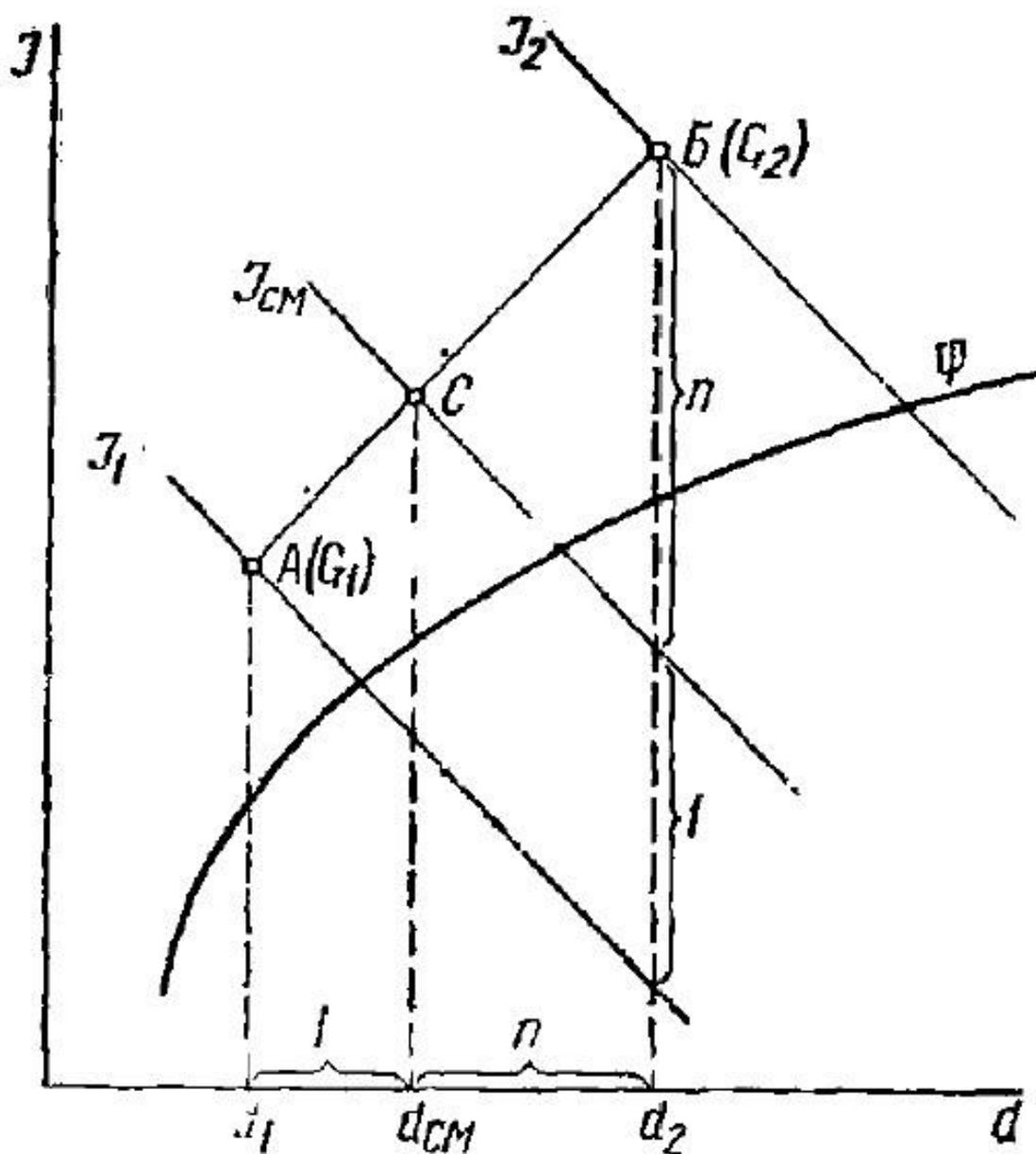


Рис.4.7.1 Нахождение параметров смеси двух потоков воздуха с разными параметрами.

Таким образом, чтобы на прямой AB найти точку смеси C , нужно прямую AB разделить на количество частей $n+1$ и от точки A отложить отрезок, равный одной части, входящей n частями в смесь.

Необходимо помнить, что при смешивании двух или нескольких количеств воздуха в расчетах должны участвовать массы смешиваемого количества воздуха, а не их объемы.

4.8. Процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой

В кондиционировании воздуха широко используются аппараты, в которых воздух взаимодействует с пленкой или распыленными каплями воды, имеющими различную температуру.

Обычно предполагают, что непосредственно над поверхностью капель или пленки воды находится тонкий слой воздуха, полностью насыщенный водяным паром и имеющий температуру, равную температуре воды.

В этом случае процесс тепло- и массообмена между влажным воздухом и водой можно рассматривать как процесс смешения основного потока воздуха с насыщенным воздухом над поверхностью воды.

Используя указанное предположение, А.А. Гоголин сформулировал правило, называемое законом прямой линии: при взаимодействии влажного воздуха с водой, имеющей постоянную температуру, изменение его состояния изображается на $I-d$ диаграмме прямой, проходящей через точку начального состояния воздуха и точку на линии насыщения ($\varphi = 100\%$) с температурой, равной температуре воды.

При большой поверхности и длительном времени контакта процесс продолжается до тех пор, пока воздух не станет насыщенным и не примет температуру воды.

Вся область возможных изменений параметров воздуха начального состояния, заданного на $I-d$ диаграмме точкой A , ограничивается прямыми AB и AC , проведенными из точки A касательно к кривой насыщения.

Представлены возможные процессы взаимодействия влажного воздуха и воды (см. рисунок 4.8.1).

В реальных аппаратах расход воды и поверхность контакта имеют конечные значения, и температура воды в процессе тепло- и массообмена не может быть постоянной (кроме режима адиабатного увлажнения).

При этом в зависимости от температуры воды можно выделить следующие зоны:

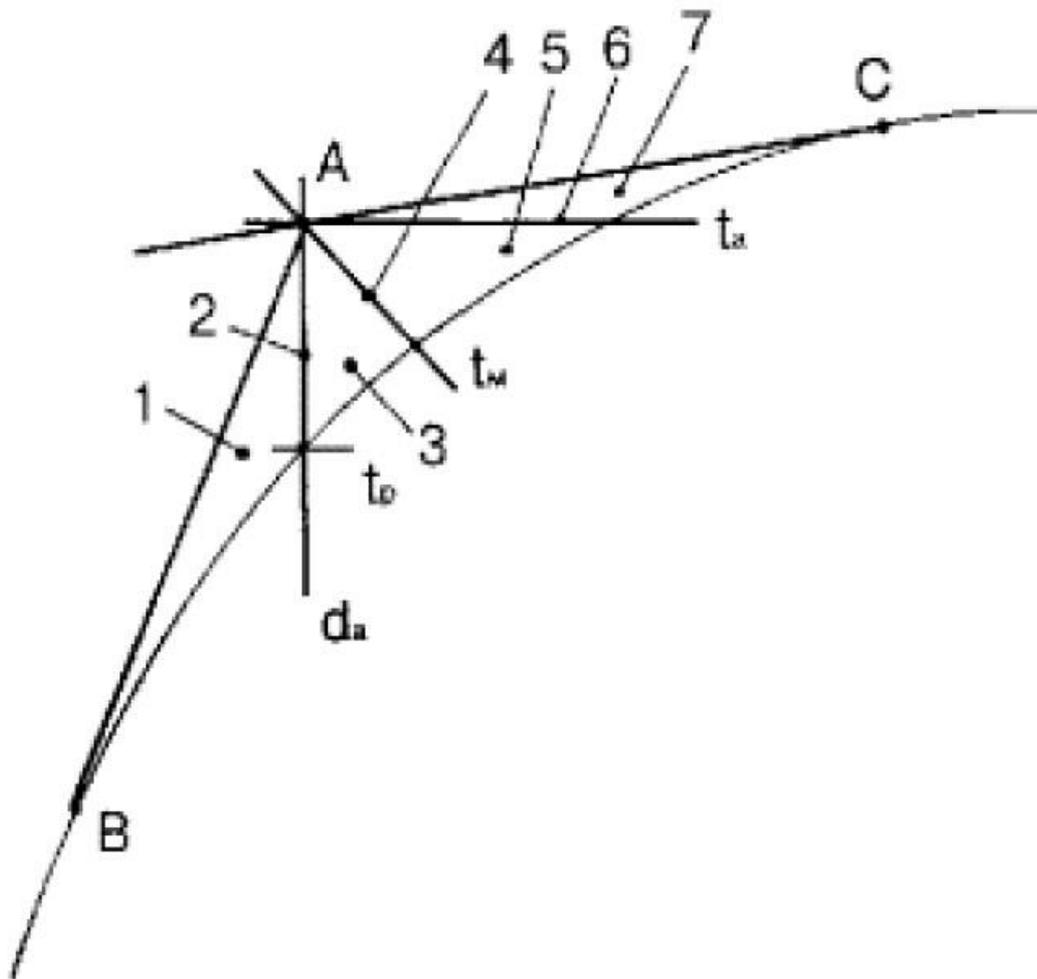


Рис.4.8.1 Возможные процессы взаимодействия влажного воздуха и воды (1 – зона 1; 2 – зона 2; 3 – зона 3; 4 – зона 4; 5 – зона 5; 6 – зона 6; 7 – зона 7).

- Зона 1. Температура воды ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. В результате взаимодействия влажного воздуха с водой такой температуры уменьшаются: энтальпия, температура и влагосодержание воздуха, т.е. происходят процессы охлаждения и осушения воздуха.
- Зона 2. Температура воды равна температуре точки росы. В этом процессе уменьшаются энтальпия и температура воздуха при постоянном влагосодержании.
- Зона 3. Температура воды выше температуры точки росы воздуха, но ниже его температуры по мокрому термометру. При обработке воздуха увеличивается его влагосодержание, но уменьшаются энтальпия и температура, следовательно, воздух увлажняется и охлаждается.

- Зона 4. Температура воды равна температуре воздуха по мокрому термометру. Такой процесс называют адиабатным увлажнением воздуха циркулирующей водой. Это единственный реальный процесс, при котором температура воды остается постоянной.

- Зона 5. Температура воды выше температуры воздуха по мокрому термометру, но ниже его температуры по сухому термометру. При контакте с такой водой влагосодержание и энтальпия воздуха возрастают, а его температура по сухому термометру снижается. Однако, поскольку процесс увлажнения сопровождается ростом энтальпии, такой процесс следует считать процессом увлажнения и нагревания.

- Зона 6. Температура воды равна температуре воздуха по сухому термометру. В этом случае происходит рост влагосодержания и энтальпии воздуха, а его температура по сухому термометру остается постоянной.

- Зона 7. Температура воды выше температуры воздуха по сухому термометру. Процесс протекает так же, как в зоне 6, но одновременно происходит повышение температуры воздуха.

Фактические процессы изменения состояния влажного воздуха при его обработке водой изображаются кривыми линиями, направленными из точки начального состояния воздуха к точке на кривой насыщения, соответствующей конечной температуре воды.

Причем относительная влажность воздуха, выходящего из контактного аппарата, практически равна 85...95 %.

Другой случай контакта воздуха с водой – увлажнение приточного или внутреннего воздуха насыщенным водяным паром, что достаточно широко используется в современных установках кондиционирования.

Выражение углового коэффициента луча процесса увлажнения воздуха паром можно получить, используя уравнения балансов теплоты и влаги.

Примем, что начальные параметры воздуха I_1 и d_1 , а конечные после увлажнения I_2 и d_2 .

Количество сухой части увлажняемого воздуха G_c и количество насыщенного пара G_n , его удельная энтальпия I_n .

Уравнение баланса теплоты можно представить в виде:

$$G_c \cdot I_1 + G_{пара} \cdot I_{пара} = G_c \cdot I_2. \quad (4.8.1)$$

где $G_{пара}$ – масса пара, кг;

$I_{пара}$ – энтальпия пара, кДж/кг.

Уравнение баланса влаги можно записать в виде:

$$G_c \cdot d_1 \cdot 10^{-3} + G_{пара} = G_c \cdot d_2 \cdot 10^{-3}. \quad (4.8.2)$$

Разделив уравнение (4.8.1) на уравнение (4.8.2), и произведя сокращения, получим выражение для углового коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 10^3 = I_{пара}. \quad (4.8.3)$$

Представлено построение процесса на $I-d$ диаграмме (см. рисунок 4.8.2). Исходными данными являются начальное d_1 , и конечное d_2 , влагосодержание обрабатываемого воздуха, его конечная φ_2 относительная влажность и удельная энтальпия подаваемого пара I_n .

При отсутствии технологических данных с достаточной точностью можно принять $i_n \approx 2680$ кДж/кг.

Построение процесса начинают с нанесения на $I-d$ диаграмме точки 2, характеризующей требуемые параметры приточного или внутреннего воздуха.

Через точку 2 проводят луч процесса с угловым коэффициентом $\varepsilon = i_n$ до пересечения с линией $d_1 = const$.

Полученная точка 1 характеризует параметры воздуха до его увлажнения.

Отметим, что процесс увлажнения паром протекает с небольшим повышением температуры воздуха.

Например, если $d_1 = 0,4$ г/кг и $t = 20$ °С, то после увлажнения до $d_1 = 6,4$ г/кг температура воздуха $t_2 = 20,9$ °С.

Но на практике это повышение температуры не учитывают, считая процесс изотермическим.

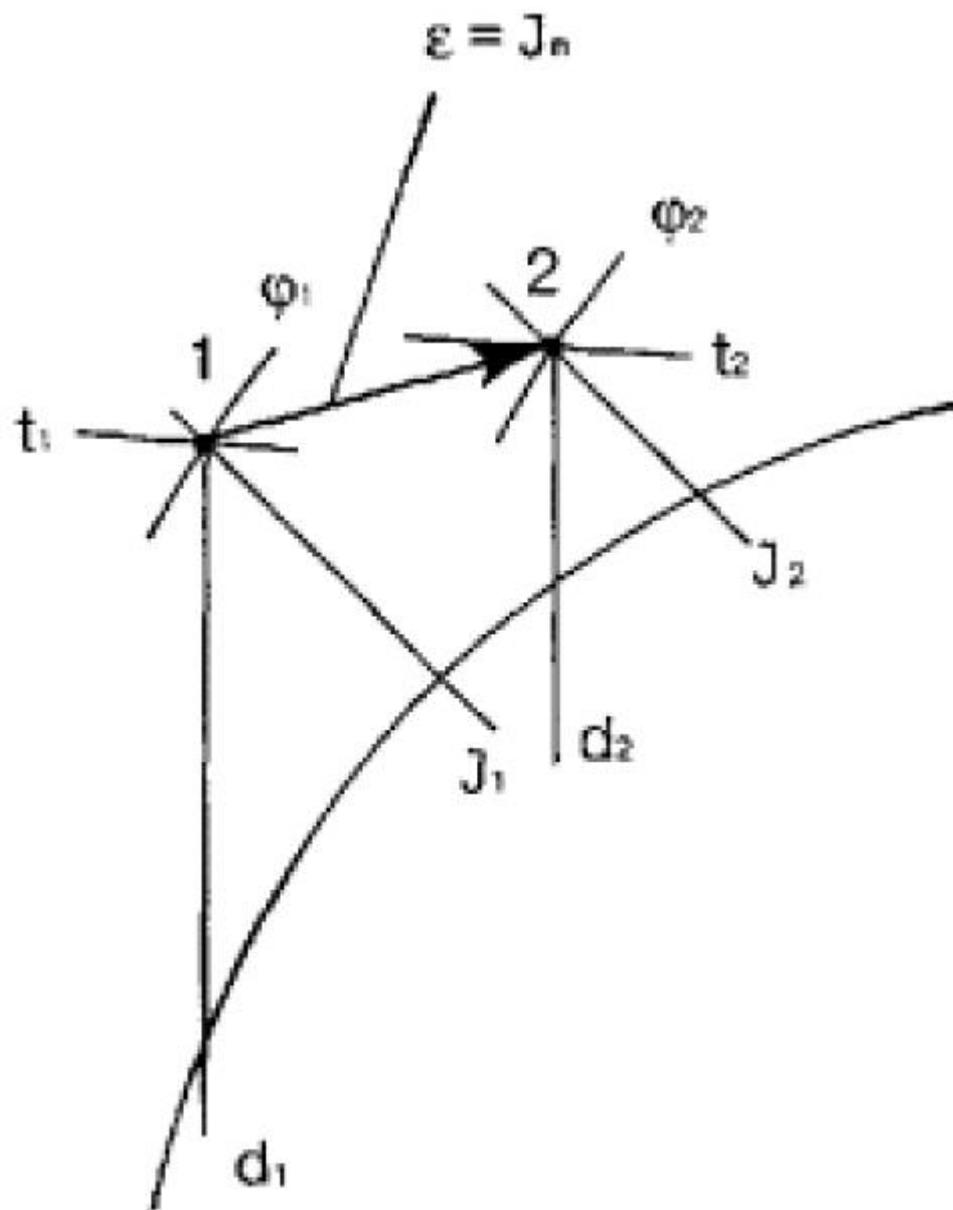


Рис.4.8.2 Процесс увлажнения воздуха паром.

4.9. Процесс осушения воздуха с использованием растворов солей

Для осушения влажного воздуха с понижением энтальпии применяют жидкие поглотители влаги – абсорбенты.

Наибольшее применение в системах кондиционирования воздуха получили водные растворы солей хлористого кальция $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$, хлористого лития LiCl и бромистого лития LiBr .

Особенность указанных растворов заключается в том, что при равных температурах давление насыщенного водяного пара в пограничном слое над по-

верхностью раствора ниже давления насыщенного водяного пара над поверхностью воды.

Применение жидких сорбентов позволяет осуществлять непрерывную регенерацию раствора и получать осушенный воздух относительно низкой температуры, т.к. в контур рециркуляции раствора кроме осушителя (контактного аппарата) могут быть включены кипятильник (для восстановления концентрации раствора) и охладитель (для охлаждения раствора перед подачей его в воздухоосушитель).

Представлено процесс построения на $I-d$ диаграмме охлаждения воздухом абсорбентом (см. рисунок 1.9.1).

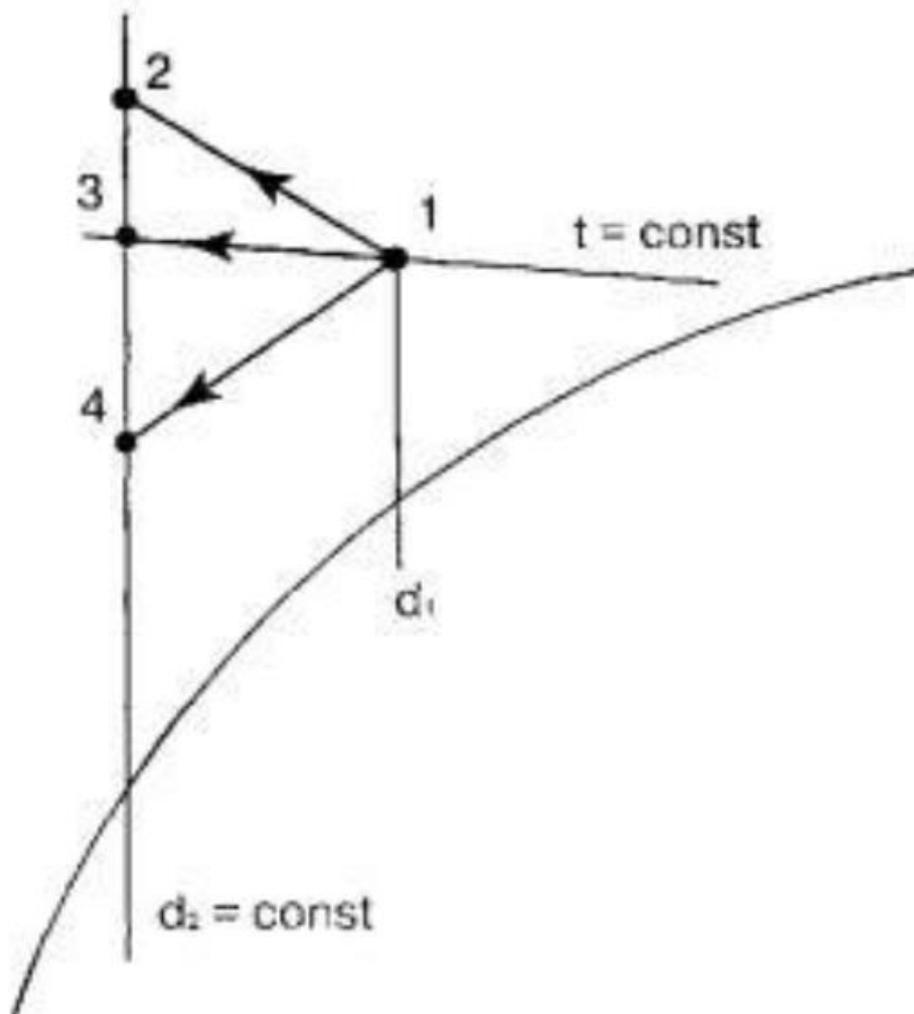


Рис.4.9.1 Процесс охлаждения воздуха абсорбентом.

Регулируя степень охлаждения жидкого сорбента, можно осушать воздух с повышением температуры (см. рисунок 4.9.2 – луч 1-2), изотермически (см. рисунок 4.9.2 – луч 1-3) и с понижением температуры (см. рисунок 4.9.2 – луч 1-4).

Изотермическое осушение влажного воздуха можно произвести при одинаковых начальных температурах воздуха и орошающего раствора. Причем расход последнего должен быть таким, чтобы теплота конденсации водяного пара и теплота разбавления незначительно повышали температуру раствора.

Для осушения воздуха с повышением температуры раствор должен иметь более высокую температуру, чем обрабатываемый воздух, однако при этом упругость водяного пара над поверхностью раствора должна быть меньше упругости водяного пара в осушаемом воздухе.

Для осушения воздуха с одновременным понижением его температуры необходимо, чтобы температура раствора была ниже, чем при изотермическом процессе.

Заметим, что абсорбенты осушают воздух не так глубоко, как твердые поглотители, например, конечное влагосодержание воздуха при применении раствора хлористого лития не менее 1 г/кг .

4.10. Процессы осушения воздуха с использованием твердых сорбентов

При необходимости глубокого осушения и одновременного нагревания влажного воздуха в технике кондиционирования воздуха применяют твердые поглотители влаги (адсорбенты), которые позволяют получить практически сухой воздух. Такими поглотителями могут быть активированный уголь, силикагель, алюмогель и др. Рассмотрим построение процесса адсорбции на $I-d$ диаграмме. Для вывода выражения углового коэффициента луча процесса адсорбции запишем уравнения баланса теплоты и влаги.

Представлено построение на $I-d$ диаграмме процесса осушения адсорбентом (см. рисунок 4.10.1).

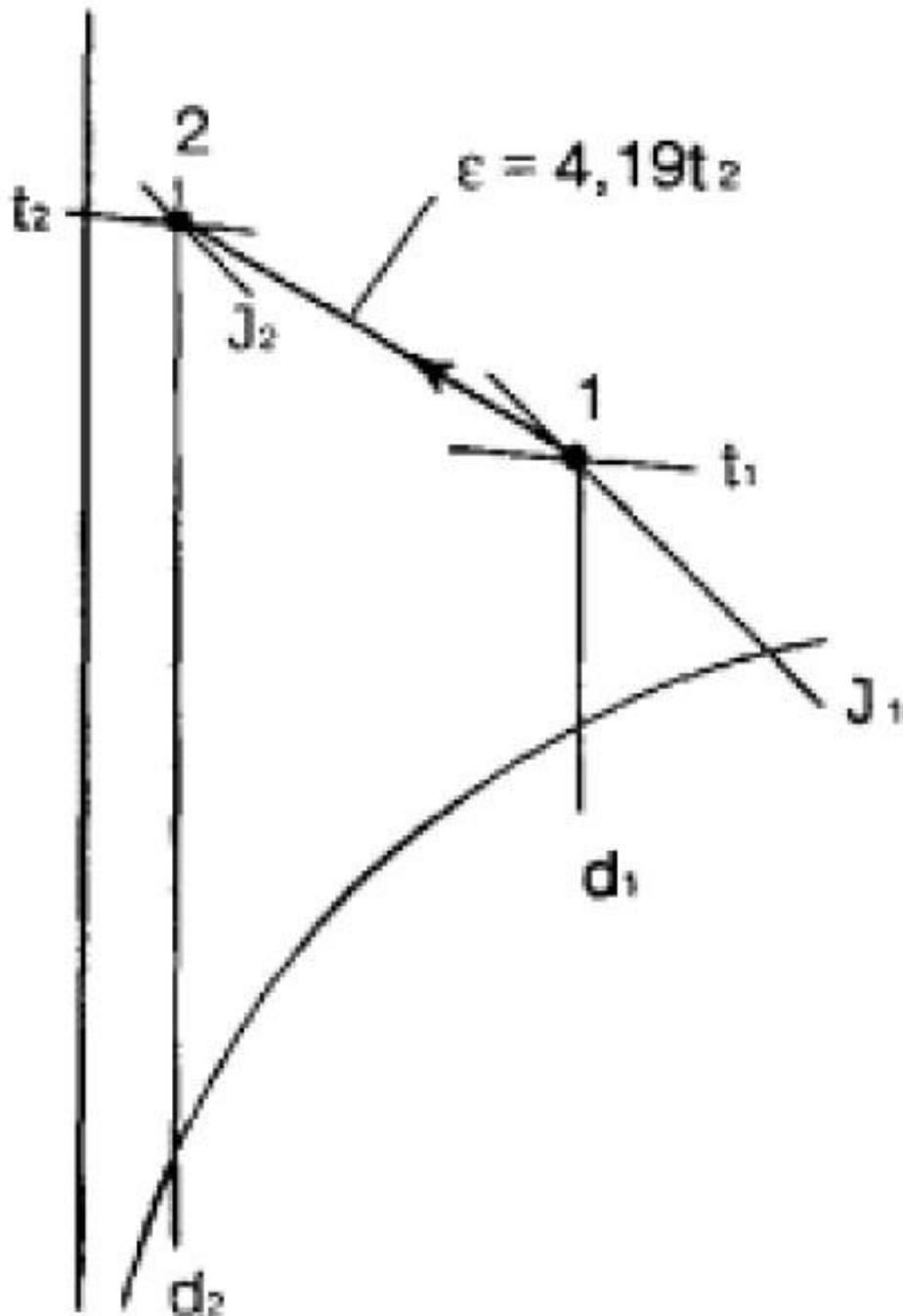


Рис.4.10.1 Процесс осушения воздуха адсорбентом.

Уравнение баланса теплоты:

$$G_c I_2 = G_c I_1 - G_n c_w t_2 - q_a G_n + 420 G_n. \quad (1.10.1)$$

где G_n – количество водяного пара, сконденсировавшегося в адсорбере, кг;

c_w – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·°C);

q_a – расход теплоты на нагревание адсорбента, кДж/кг (принимается 420 кДж/кг адсорбированной влаги);

420 – удельная теплота смачивания, адсорбированной влаги, кДж/кг .

Уравнение баланса влаги:

$$G_c d_2 \cdot 10^{-3} = G_c d_1 \cdot 10^{-3} - G_n. \quad (4.10.2)$$

Угловой коэффициент луча процесса:

$$\varepsilon = \frac{-G_n c_w t_2 - q_a G_n + 420 G_n}{-G_n}. \quad (4.10.3)$$

$$\varepsilon = c_w t_2 + q_a - 420. \quad (4.10.4)$$

$$\varepsilon \approx c. \quad (4.10.5)$$

Таким образом, угловой коэффициент луча процесса очень близок к изотэнтальпе $I_1 = \text{const}$, т.е. осушение воздуха адсорбентом представляет собой практически адиабатный процесс, направленный в сторону, противоположную процессу адиабатного увлажнения воздуха водой.

В процессе осушения температура воздуха значительно возрастает и, в зависимости от начального состояния, может достигать 40 ... 50 °С и больше.

С достаточной для практических расчетов точностью **конечную температуру воздуха t_2** можно определить по формуле:

$$t_2 = t_1 + \frac{r_a (d_1 - d_2)}{c_g} \cdot 10^3. \quad (4.10.6)$$

где r_a - удельная теплота парообразования, кДж/кг ;

c_g – удельная теплоемкость влажного воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

Удельная теплоемкость влажного воздуха:

$$c_g = 1,006 + 1,805 d_1. \quad (4.10.7)$$

На $I-d$ диаграмме наносят точку 1, характеризующую начальное состояние влажного воздуха d_1 и t_1 .

Зная требуемое значение влагосодержания d_2 в точке 2, вычисляют конечную температуру воздуха t_2 и угловой коэффициент луча процесса $\varepsilon = 4,19 t_2$.

Через точку 1 проводят луч процесса до пересечения с линией $d_2 = \text{const}$ и получают точку 2, параметры которой характеризуют конечное состояние воздуха I_2, d_2, t_2 .

Если полученное значение t_2 значительно отклоняется от расчетного, то построение процесса можно повторить, изменив исходное значение t_2 .

Количество влаги, отводимое от воздуха в адсорбере, определяют по формуле:

$$G_n = G_c(d_1 - d_2) \cdot 10^3. \quad (4.10.8)$$

где G_n – количество влаги, отводимое от воздуха в адсорбере, кг/ч.

Примечание. Минимальное значение d_2 может быть 0,03 г/кг.

4.11. Общие положения

Воздухонагреватели (калориферы) – теплообменники, применяемые для нагревания воздуха в приточных системах вентиляции.

Теплоносители, применяемые в калориферах: вода или, значительно реже, насыщенный водяной пар. Существуют огневоздушные калориферы, применяемые в сушильных установках.

Одноходовые калориферы применяют при теплоносителях «пар» и «вода». Многоходовые калориферы были разработаны специально для того, чтобы повысить скорость воды в трубках и увеличить коэффициент теплопередачи калорифера. В многоходовых калориферах все трубки греющих элементов делятся на пучки или ходы, по которым последовательно проходит теплоноситель. Применяют многоходовые калориферы только для теплоносителя «вода», использование насыщенного водяного пара в них приведёт к возникновению гидравлических ударов.

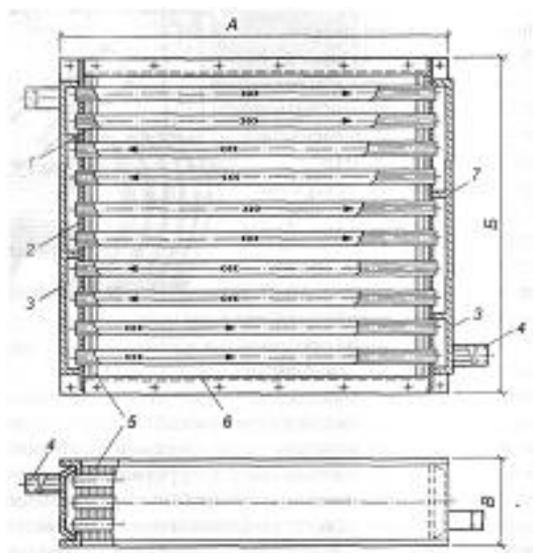


Рис. 4.1. Конструкция и схема движения теплоносителя в многоходовом калорифере
 1 – трубки для движения теплоносителя; 2 – трубная доска; 3 – распределительный коллектор; 4 – штуцер с резьбой для соединения калорифера с трубопроводом при помощи муфты; 5 – пластины оребрения; 6 – обечайка с фланцем; 7 – перегородки в коллекторе, организующие «ходы» теплоносителя «вода»

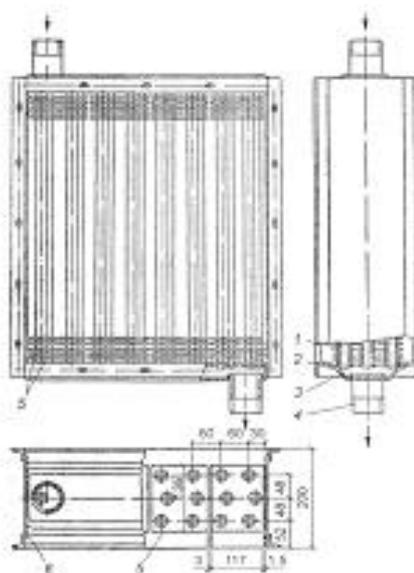


Рис. 4.2. Одноходовые калориферы для теплоносителей «вода» и «пар»
 1 – трубка греющего элемента; 2 – обечайка калорифера с фланцем; 3 – распределительный коллектор; 4 – штуцер с резьбой для присоединения к трубопроводу с помощью муфты.

Одноходовые калориферы можно устанавливать как вертикально, так и горизонтально. Многоходовые – горизонтально. Теплоноситель «вода» подаётся в нижний штуцер и удаляется через верхний, как одноходовых, так и многоходовых калориферах, обеспечивая удовлетворительное удаление воздуха. При теп-

лоносителе «пар» калорифер устанавливают вертикально, пар подают в верхний штуцер, конденсат удаляют через нижний. Направление движения пара и конденсата в этом случае будут совпадать, что существенно снижает возможность возникновения гидравлических ударов.

Характеристики воздухонагревателя, используемые для его подбора: коэффициент теплопередачи, площадь наружной поверхности для нагрева воздуха, фронтальная площадь для прохода воздуха, живое сечение трубок калорифера в целом (для одноходовых) или одного «хода» для движения теплоносителя в многоходовых калориферах.

Фронтальная площадь для прохода воздуха равна площади поперечного сечения для прохода воздуха обечайки, в которой размещаются нагревательные элементы.

Коэффициент теплопередачи калорифера является основной характеристикой, определяющей его теплотехнические показатели, определяется экспериментально. Коэффициент теплопередачи калориферов K при теплоносителе «вода», зависит от скорости движения воздуха, геометрических размеров и конструктивных особенностей, скорости движения воды по трубкам.

Скорость движения воздуха через калорифер принято оценивать массовой скоростью $\nu\rho$, кг/м² сек. Причина: физическая скорость нагреваемого воздуха изменяется при проходе через калорифер вследствие увеличения удельного объёма воздуха при нагревании. Неопределённость величины физической скорости устраняется введением массовой скорости, величина которой постоянна во всех сечениях калориферов и калориферных групп. Рекомендуемая массовая скорость во фронтальном сечении для подбора калориферов должна приниматься в пределах $4 \div 5$ кг/м²сек.

Применительно к калориферам с теплоносителем «вода» результаты экспериментов обрабатываются в виде степенных зависимостей вида:

$$K = A (\nu\rho)^m (w)^n \quad (4.11.3)$$

Для многоходовых калориферов может быть использована зависимость

$$K = A (v\rho)^m (w)^n l^r \quad (4.11.4)$$

K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К) или кДж/(час м² К);

A, m, n, r – коэффициент и показатели степени, зависящие от конструкции калорифера.

$v\rho$ – массовая скорость воздуха, кг/сек

w – скорость движения воды в трубках теплоносителя, м/сек.

l – приведенная длина трубки одного хода, либо длина трубки нагревательного элемента, между распределительными коробками, м.

В случае паровых воздухонагревателей (калориферов) скорость движения пара не учитывается и зависимость имеет вид

$$K = A (v\rho) \quad (4.11.5)$$

Аэродинамические потери в калориферах обычно представляют в виде соотношения:

$$\Delta p_{vp} = B (v\rho)^q \quad (4.11.6)$$

Δp_{vp} – потери давления воздуха, проходящего через калорифер, Па.

B, q – коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции калорифера.

Возможно представление экспериментальных данных и другими, более сложными зависимостями.

Гидравлические потери часто бывают представлены зависимостями

$$\Delta p_w = C (w)^s \quad (4.11.7)$$

или, для многоходовых

$$\Delta p_w = C (w)^s l^r \quad (4.11.8)$$

Δp_w – потери давления теплоносителя, движущегося по трубкам калорифера, м/сек.

C, s, r – коэффициент и показатели степени, зависящие от конструкции калорифера.

l – приведенная длина трубки одного хода, либо длина трубки нагревательного элемента, между распределительными коробками, м.

4.12. Электрические воздухонагреватели

Промышленность выпускает электрокалориферы, применяемые для нагрева воздуха в сельскохозяйственных, промышленных и гражданских зданиях при условии, что окружающая среда и нагреваемый воздух невзрывоопасны и не содержат значительного количества взрывоопасной пыли.

4.13. Установка воздухонагревателей

Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной и последовательной и смешанной.

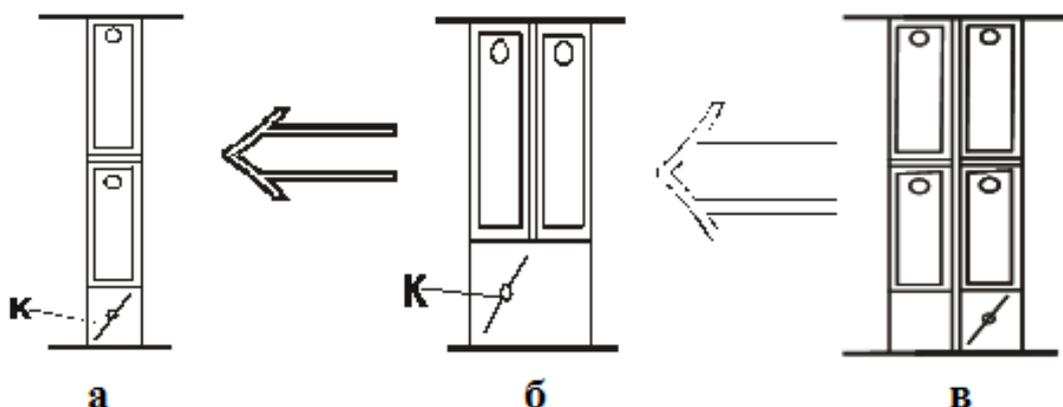


Рис. 4.13.1. Способы установки калориферов относительно потока подогреваемого воздуха
а – параллельная; б – последовательная; в – смешанная

Параллельная установка калориферов по воздуху применяется тогда, когда требуется нагреть большое количество воздуха на небольшую разность температур, а последовательная установка калориферов по воздуху необходима при большой разности конечной и начальной температур. Чаще применяется смешанная установка, позволяющая нагревать значительные количества воздуха на большую разность температур. В калориферной установке все калориферы должны быть одинаковыми по типу, модели и номеру, чтобы обеспечить одинаковое сопротивление прохождению воздуха и обеспечить его

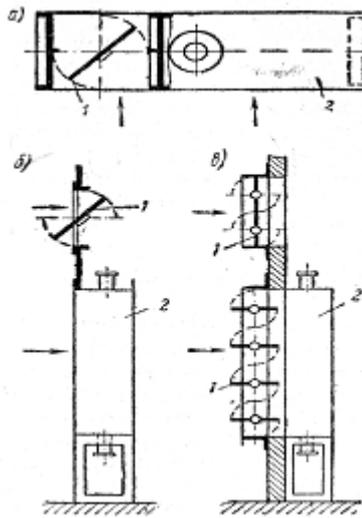


Рис. 4.13.2. Схемы установки обводных клапанов для регулирования теплоотдачи калориферов. а – вертикальный; б – горизонтальный; в – многостворчатый. 1 – обводной клапан; 2 – воздухоподогреватель.

распределение воздуха по всей площади поперечного сечения калориферной группы.

Так как пар не поддается качественному регулированию, а температура его слишком высока (равна или более 100°C) обязательна установка двойного или спаренного многостворчатого клапана, который пропускает часть подогреваемого воздуха в обход калорифера. Количественное регулирование пара не может быть применено, так как возможно замерзание конденсата. Спаренный многостворчатый клапан состоит из двух окон: одно окно со створками перекрывает доступ воздуха к калориферу, другое своими створками – проходное отверстие обводного канала. Створки двойного обводного клапана связаны одной тягой таким образом, что при открывании створок проёма калорифера закрываются створки обводного клапана и наоборот.

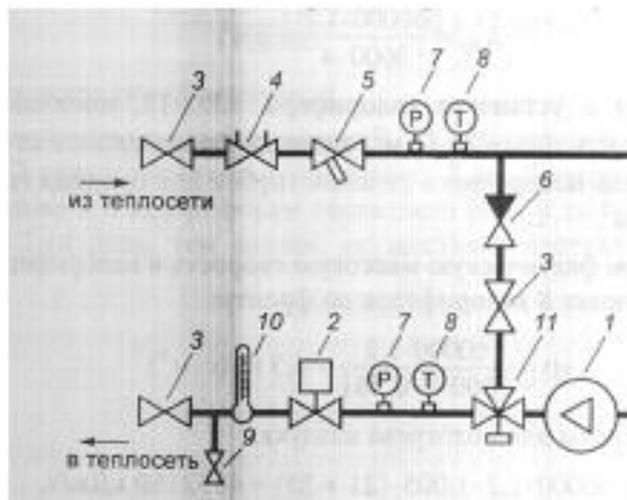


Рис. 4.13.3. Схема присоединения калориферной группы приточной камеры к тепловой сети с установкой циркуляционного насоса

1 – циркуляционный насос; 2 – двухходовой клапан с пропорциональным регулированием; 3 – отсекающие шаровые краны; 4 – балансировочный клапан; 5 – фильтр; 6 – обратный клапан; 7 – показывающий стрелочный манометр; 8 – показывающий стрелочный термометр; 9 – спускной кран; 10 – гильза для датчика температуры обратной воды; 11 – трёхходовой клапан с пропорциональным или дискретным регулированием

Калориферы каждой приточной камеры присоединяются к тепловой сети через циркуляционный насос (рис. 4.13.4.). Схема позволяет подмешивать воду из обратной линии к подаваемой в калорифер, осуществляя качественное регулирование теплоотдачи и сохранять неизменным количество воды, проходящей через калорифер, что способствует защите воздухонагревателей от замерзания. При теплоносителе «вода» схема обвязки калориферов трубопроводами может быть параллельной (рис. 4.13.4., варианты а и б), последовательной (рис. 4.13.4. в, ж), смешанной (рис. 4.13.4. г, д, е, з).

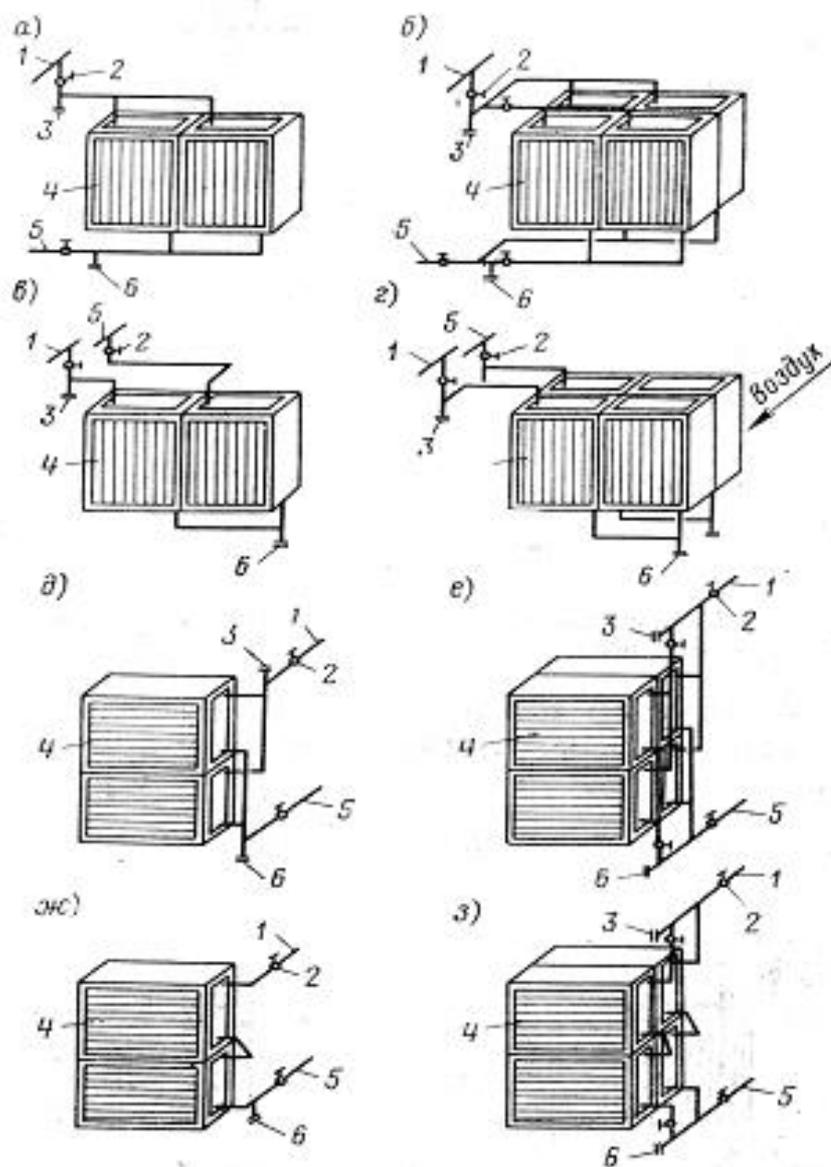


Рис. 4.13.4. Варианты схем присоединения одноходовых и многоходовых калориферов к трубопроводам теплосети с теплоносителем «вода».

При теплоносителе «вода» и установке нескольких калориферов в камере, изменяя схему движения теплоносителя можно менять скорость движения воды в трубках и коэффициент теплопередачи, добиваясь требуемого запаса поверхности нагрева. Наиболее эффективна противоточная схема движения нагреваемого воздуха и теплоносителя. При теплоносителе «пар» – применяют только параллельную схему обвязки (рис. 4.13.5).

Установка обводного клапана весьма желательна и при теплоносителе «вода», так как позволяет избежать замерзания воды в трубках при излишне

большой поверхности нагрева путем открытия обводного клапана и пропуска через него, минуя калориферы, некоторого количества холодного воздуха.

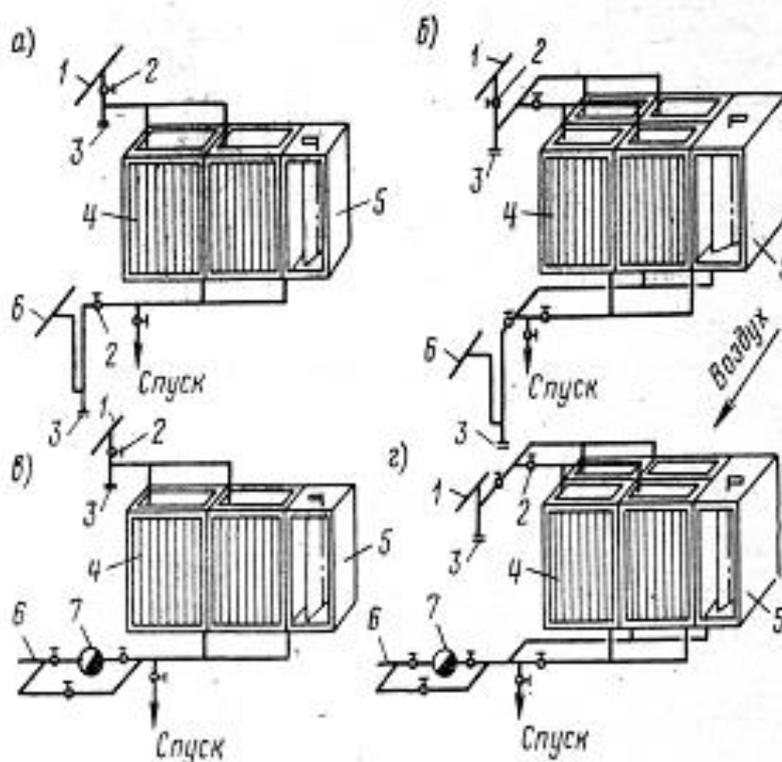


Рис. 4.13.5. Варианты присоединения калориферов, работающих на паре, к паропроводам низкого и высокого давления

4.14. Подбор воздухонагревателей

Исходными данными для подбора калориферов являются:

- расход нагреваемого воздуха в м³/час или кг/час;
- начальная температура приточного воздуха t_n ;
- конечная, температура на выходе из калориферной группы t_k ;
- параметры теплоносителя на входе и выходе из калориферной группы.

Начальная температура равна расчётной температуре наружного воздуха по параметрам Б - для систем вентиляции, воздушного душирования и кондиционирования. Конечная температура является расчётной температурой притока.

Приступая к расчёту, надо принять схему обвязки калориферной группы, чтобы обеспечить оптимальную скорость воды в трубках, обеспечивающей приемлемые коэффициент теплопередачи и гидравлическое сопротивление.

Последовательность расчёта по подбору воздухонагревателя с теплоносителем «вода»:

1 Необходимая площадь фронтального сечения калориферной группы

$$f_{\text{фр.}} = \frac{L\rho_{\text{в}}}{3600(v\rho)} \quad (4.14.1)$$

L – объёмный часовой расход воздуха, м³/час;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³;

$v\rho$ – массовая скорость движения воздуха в фронтальном сечении, кг/(сек.м²);

По величине $f_{\text{фр}}$ подбираются тип и типоразмер калорифера с площадью фронта, ближайшей к вычисленному значению. При больших расходах воздуха приходится устанавливать параллельно несколько калориферов в количестве $n_{\text{фр}}$. В результате становится известной фактическая площадь фронтального сечения $f^{\text{факт.}}_{\text{фр}}$. Промышленность производит калориферы, способные нагревать одним теплообменником до ~ 40-45 тысяч м³/час воздуха. К параллельной установке нескольких калориферов малого размера приходится прибегать для получения необходимой величины запаса поверхности нагрева

2. Фактическая величина массовой скорости для принятой площади фронтального сечения $f_{\text{фр}}$, м²

$$(v\rho)_{\text{факт.}} = \frac{L\rho_{\text{в}}}{3600f^{\text{факт.}}_{\text{фр.}}} \quad (4.14.2)$$

3. Расход тепла для нагревания воздуха

$$Q^{\circ} = G c (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) \quad (4.14.3)$$

или

$$Q = 0,278Q^{\circ} \quad (4.14.4)$$

где Q° – расход тепла для нагревания воздуха, кДж/ч; Q – то же, Вт; 0.278 – коэффициент перевода кДж/ч в Вт; G – массовое количество нагреваемого воздуха, кг/ч, равное $L\rho$ [здесь L – объёмное количество нагреваемого воздуха, м³/час; ρ – плотность воздуха (при температуре $t_{\text{к}}$), кг/м³; c – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг К) $t_{\text{к}}$ – температура воздуха после калорифера, °С; $t_{\text{н}}$ – температура воздуха до калорифера, °С.

4. Расход теплоносителя через калорифер, кг/час

$$G_w = \frac{Q}{c_w (t_z - t_0)} \quad (4.14.5)$$

c_w – удельная теплоёмкость воды, кДж/кг °С;

t_z и t_0 – параметры теплоносителя, °С.

5. Скорость движения воды по трубкам калорифера, м/сек

$$w = \frac{G_w}{3600 \rho_w f_{mp}} \quad (4.14.6)$$

ρ_w – плотность воды в калориферной группе, для расчётных параметров (150-70) °С составляет 951 кг/м³, что соответствует средней температуре теплоносителя в 110°С.

$f_{тр}$ – площадь живого сечения трубок одного хода калорифера, м².

Комментарий. Следует иметь в виду, что формула (4.14.6) определяет скорость движения теплоносителя по трубкам при последовательном протекании теплоносителя через каждый калорифер группы, что обеспечивается соответствующим конструированием трубопроводной обвязки. В случае иной схемы обвязки, при параллельном присоединении к трубопроводу хотя бы части приборов калориферной группы величина живого сечения трубок калорифера может составить 2 $f_{тр}$ и более, что приведёт к снижению скорости воды и ухудшению теплотехнических показателей калориферов. Не следует также стремиться увеличивать скорость движения теплоносителя по трубкам более 0,2 м/с. Превышение этого предела не приводит в заметному увеличению коэффициента теплопередачи, но гидравлическое сопротивление возрастает значительно.

6. Определяется коэффициент теплопередачи калорифера по соответствующей формуле или по таблице.

7. Необходимая площадь поверхности нагрева калориферной группы, м², определяется по формуле

$$A_{mp} = \frac{(1,1-1,2)Q}{K(t_{cp.m.} - t_{cp.c.})}, \quad (4.14.7)$$

где Q – расход тепла для нагревания воздуха. Вт; K – коэффициент теплопередачи калорифера. Вт/(м² К); $t_{ср.г}$ – средняя температура теплоносителя, °С; $t_{ср.в}$ – средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер. °С, равная $(t_n + t_k)/2$.

Если теплоносителем служит пар. то средняя температура теплоносителя $t_{ср.г}$ равна температуре насыщения при соответствующем давлении пара.

Коэффициент запаса 1,1-1,2 учитывает потери тепла вследствие охлаждение воздуха в воздуховодах.

8. Количество калориферов в калориферной группе определяется из соотношения

$$N_{тр} = A_{тр} / A_k \quad (4.14.8)$$

A_k – поверхность нагрева одного калорифера, м²

Комментарий. Величина $N_{тр}$ округляется до целого числа, но общее количество калориферов в группе $N_{факт}$ должно быть кратным количеству калориферов, установленных по фронту, $n_{фр.}$. Поэтому фактическое количество калориферов может быть равным: $1n_{фр.}$; $2n_{фр.}$ и т.д. Указанное условие обеспечивает одинаковое аэродинамическое сопротивление калориферной группы по фронту и одинаковую нагрузку по воздуху каждого калорифера. С этой же целью, не следует монтировать в одной калориферной группе калориферы различных типов, аэродинамическое сопротивление которых может быть различным.

9. Вычисляется фактическая тепловая производительность калориферной группы

$$Q_{факт} = K (t_{ср.г} - t_{ср.в}) N_{факт} A_k \quad (4.14.9)$$

$$Q_{факт} = K (t_{ср.г} - t_{ср.в}) N_{факт} A_k \quad (4.14.10)$$

K и K – коэффициенты теплопередачи калориферов, соответственно, кДж/(м² час К) и Вт/(м² К).

10. Необходимо иметь запас фактической тепловой производительности в размере (10 – 15)%, который вычисляется как

$$\frac{Q - Q_{факт.}}{Q} \times 100 \quad (4.14.11)$$

Комментарий. Необходимость иметь запас в (10 – 15)% является следствием отклонения фактических значений коэффициента теплопередачи от данных, представленных в каталогах или справочной литературе. Запас теплоотдающей поверхности призван также компенсировать снижение коэффициента теплопередачи вследствие возможного загрязнения внутренней поверхности трубок с течением времени. Большой запас теплоотдающих поверхностей приводит к переохлаждению теплоносителя и может явиться причиной замерзания воды в трубках калориферов и их разрыва. Необходимо стремиться к снижению величины запаса теплоотдающей поверхности, если фирма-поставщик гарантирует соответствие фактических коэффициентов теплопередачи заявленным в рекламном проспекте или каталоге.

11. Вычисляется величина аэродинамических потерь в калориферной группе

$$\Delta p_{vp,гр} = B (v\rho)^q n \quad (4.14.12)$$

n – количество рядов калориферов по ходу движения воздуха.

11. Вычисляется гидравлическое сопротивление группы последовательно соединённых по теплоносителю калориферов

$$\Delta p_{w,m} = C (w)^s m \quad (4.14.13)$$

m – количество последовательно соединённых калориферов, через которые проходит поток теплоносителя.

Отдельные калориферы соединяются друг с другом трубопроводами, которые могут иметь местные сопротивления, поэтому сопротивление калориферной группы складывается из гидравлических потерь в калориферах $\Delta p_{w,m}$ и гидравлического сопротивления обвязки $\Sigma(Rl + z)_{обвязки}$

$$\Delta p_{группы} = \Delta p_{w,m} + \Sigma(Rl + z)_{обвязки} \quad (4.14.14)$$

Комментарий. Подбор калориферов является трудоёмкой работой, так как приходится рассматривать несколько вариантов типов и типоразмеров калориферов для получения необходимого запаса поверхности нагрева. Время работы может существенно быть уменьшено применением соответствующей программы расчёта, которую несложно составить самостоятельно.

Фирмы-производители калориферов, в настоящее время, не склонны публиковать теплотехнические показатели производимой ими продукции, которые позволили бы инженеру-проектанту самостоятельно выполнить изложенный выше расчёт. Вместо этого предлагают, часто за отдельную оплату, собственные услуги по подбору калориферов и иным видам работ. Отдельные фирмы распространяют за отдельную плату или безвозмездно программы подбора производимых ими калориферов. Теплотехнические характеристики и алгоритм расчёта не приводятся, поэтому оценить его точность, величину запаса нагревательной поверхности не представляется возможным.

Последовательность подбора воздухонагревателя с теплоносителем «пар» аналогична расчёту водяных калориферов. Исключениями являются:

1) расход теплоносителя, водяного пара, определяется по формуле

$$G = Q/r \quad (4.14.15)$$

где r – теплота конденсации водяного пара на кривой насыщения, кДж/кг.

2) скорость движения пара в трубках не рассчитывается

4.15. Фильтры для очистки приточного воздуха, классификация пылей

Приточные камеры гражданских и некоторых промышленных зданий оснащаются фильтрами для очистки приточного воздуха от пыли.

Очистка приточного воздуха необходима всегда, если запылённость приточного воздуха превышает 30% от ПДК в рабочей зоне помещения, обязательна для помещений с повышенными требованиями к чистоте воздуха.

Пыли, как правило, представляют собой полидисперсные системы, состоящие из множества частиц различных размеров. Под дисперсностью пыли понимают распределение массы пыли по размерам частиц

Таблица 4.15.1

Классификация пылей

№№ классификационной группы	Наименование классификационной группы	Размер частиц в мкм.
-----------------------------	---------------------------------------	----------------------

I	Очень крупнодисперсная пыль	15 мкм и более
II	Крупнодисперсная пыль	2 – 15 мкм
III	Среднедисперсная пыль	0,3 – 2 мкм
IV	Мелкодисперсная пыль	0,1 – 0,3 МКМ
V	Очень мелкодисперсная пыль	Менее 0,1 мкм

Требования к фильтрам, применяемым в технике вентиляции и кондиционирования воздуха определяются ГОСТ Р 51251-99 «Фильтры очистки воздуха. Классификация. Маркировка».

Фильтром воздушным называют устройство, в котором с помощью фильтрующего материала или иным способом осуществляется отделение аэрозольных частиц от фильтруемого воздуха.

Фильтры классифицируются по назначению и эффективности. Различают:

А) Фильтры общего назначения, подразделяющиеся на фильтры грубой очистки и фильтры тонкой очистки

Б) Фильтры, обеспечивающие специальные требования к чистоте воздуха, в том числе для чистых помещений – фильтры высокой эффективности и фильтры сверхвысокой эффективности.

Работа фильтра оценивается:

А). Коэффициентом проскока или проницаемостью $P\%$ равной процентному отношению концентрации частиц после фильтра $N_{п}$ к концентрации частиц до фильтра $N_{д}$

$$P = \frac{N_{п}}{N_{д}} \times 100 \quad (4.15.1)$$

Б) Эффективностью $E\%$ – равной процентному отношению разности концентраций частиц до $N_{д}$ и после фильтра $N_{п}$ к концентрации частиц до фильтра $N_{д}$

$$E = \frac{N_{д} - N_{п}}{N_{д}} \times 100 \quad (4.15.2)$$

Фильтры разделяются на классы. Класс – характеристика эффективности фильтра, выраженная условным обозначением. Классификация и эффективность фильтров грубой и тонкой очистки приведена в таблице XI.2.

Таблица 4.15.2

Группа фильтров	Класс фильтра.	Средняя эффективность %	
		E_c	E_a
Фильтры грубой очистки	G1	$E_c < 65$	-
	G2	$65 \leq E_c < 80$	-
	G3	$80 \leq E_c < 90$	-
	G4	$90 \leq E_c$	-
Фильтры тонкой очистки	F5	-	$40 \leq E_a < 60$
	F6	-	$60 \leq E_a < 80$
	F7	-	$80 \leq E_a < 90$
	F8	-	$90 \leq E_a < 95$
	F9	-	$95 \leq E_a$

Обозначения:

E_c – эффективность, определяемая по синтетической пыли весовым методом (по разности массовых концентраций частиц до и после фильтра).

E_a – эффективность, определяемая по атмосферной пыли.

Классификация, эффективность и коэффициент проскока фильтров, обеспечивающих специальные требования к чистоте воздуха, в том числе чистых помещений, приведена в таблице 4.3.

Таблица 4.15.3

Группа фильтра	Класс фильтра	Интегральное значение		Локальное значение	
		Эффективности, %	Коэффициента проскока, %	Эффективности, %	Коэффициента проскока, %
Фильтры высокой эф-	H10	85	15	-	-
	H11	95	5	-	-

эффективности	H12	99,5	0,5	97,5	2,5
	H13	99,95	0,05	99,75	0,25
	H14	99,995	0,005	99,975	0,025
Фильтры сверхвысо- кой эффек- тивности	U15	99,9995	0,0005	99,9975	0,0025
	U16	99,99995	0,00005	99,99975	0,00025
	U17	99,999995	0,000005	99,9999	0,0001

При оценке двух пылеуловителей целесообразнее сравнивать их по величине проскока. Например, если один пылеуловитель проскок $P_1=15\%$, а другой $P_2=5\%$, то второй пылеуловитель в $15:5=3$ раза эффективнее первого.

Общая эффективность очистки воздуха в нескольких фильтрах, установленных последовательно, определяется по формуле

$$E=1-P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_n \quad (4.15.3)$$

К параметрам, характеризующим работу фильтров, относятся:

Удельная воздушная нагрузка - отношение объёмного расхода очищаемого воздуха к площади фильтрующей поверхности фильтра или пылеуловителя, размерность $\text{м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 фильтрующей поверхности.

Пылеёмкость фильтра оценивается количеством пыли (г или кг) которое удерживает пылеуловитель или фильтр за период непрерывной работы между двумя регенерациями фильтрующего слоя. Поскольку пылеёмкость зависит от размера частиц, её следует относить к пыли определённой дисперсности.

Аэродинамическое сопротивление фильтра представляет разность давлений на входе и выходе, измеренную в Па. Различают начальное сопротивление, определённое при номинальной производительности и указывающееся в технической документации, и конечное, по достижении которого необходимо производить регенерацию. ГОСТ рекомендует следующие значения конечного аэродинамического сопротивления:

- 250 Па – для фильтров грубой очистки;
- 450 Па – для фильтров тонкой очистки;

- 600 Па – для фильтров высокой и сверхвысокой эффективности.

Промышленностью серийно выпускаются следующие виды фильтров:

- ячейковые фильтры, относящиеся в большинстве своём к фильтрам грубой очистки;
- рулонные;
- воздушные фильтры высокой эффективности, использующие материалы ФП, известные также как ткань Петрянова; разработаны и применяются другие виды тканей для сверхтонкой очистки воздуха от пыли;
- электрические воздушные фильтры.

5. Конструктивные элементы вентиляционных установок. Защита от шума.

5.1. Шум и звук. Шумоглушители

Источником шума и вибрации в вентиляционных системах является вентилятор, генерирующий аэродинамический и механический шум. Причина аэродинамического шума - нестационарные процессы течения воздуха через рабочее колесо и в самом кожухе, механического - неудовлетворительная балансировка рабочего колеса.

Звуком и шумом называют волновое колебание упругой среды, создающее в ней дополнительное переменное давление.

Звук имеет одну или несколько выраженных частот, звук одной строго определенной частоты может быть воспроизведен камертоном.

Шумом называется сложный звук, не содержащий ясно выраженных частотных составляющих.

В акустическом расчёте системы вентиляции применяют следующие характеристики шума

- частота колебания, измеряемая в герцах (Гц)

$$f = \frac{1}{T} \quad (5.1.1)$$

где T – время одного колебания или период колебания, с.

- интенсивность звука, или сила звука I , количество энергии, переносимой звуковыми волнами за единицу времени через единицу площади поверхности, перпендикулярной направлению распространения волн.

Единицей интенсивности звука (или силы звука) служит Вт/м².

Уровень интенсивности звука

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0}$$

где L_I – уровень интенсивности звука, дБ; I – интенсивность данного звука, Вт/м²; I_0 – интенсивность звука той же частоты, с которым сравнивают данный звук, Вт/м².

За I_0 принимают наименьшую интенсивность звука, которую воспринимает ухо человека на пороге слышимости (в среднем это значение составляет $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м²).

В этом случае децибел (дБ) представляет собой такой уровень интенсивности звука, при котором

$$10 \lg \frac{I}{10^{-12}} = 1 \quad (5.1.2)$$

Звуковым, давлением p называют дополнительное переменное давление, возникающее в среде при прохождении через нее звуковых волн.

Уровень звукового давления. Так как интенсивность звука пропорциональна квадрату

амплитуды колебаний A^2 , а звуковое давление – первой степени амплитуды A , то при переходе от уровня интенсивности звука к уровню звукового давления получим

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \quad (5.1.3)$$

где L_p – уровень звукового давления, дБ; p – звуковое давление данного звука. Па;

p_0 – давление, с которым сравнивают звуковое давление данного звука. Па;

За p_0 принимают наименьшее звуковое давление (порог), которое воспринимает ухо человека (в среднем значение $p_0=2 \cdot 10^{-5}$ Па).

Единицей уровней звуковых давлений служит также децибел. В этом случае децибел представляет собой такой уровень звукового давления, при котором

$$20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-5}} = 1$$

Интенсивность звука, воспринимаемая человеком, находится в пределах от 10^{-12} до 10 Вт/м². Нижний предел соответствует порогу слышимости, верхний – болевому порогу. Отношение верхнего предела слышимости к нижнему пределу равно 10^{13} , т. е. десяти триллионам. При столь громадном диапазоне слышимости, каким обладает слуховой аппарат человека для получения удобных в пользовании величин децибелов в формулах (5.1.2) и (5.1.3) использованы логарифмические зависимости.

Кроме физических, в нормативных документах применяют физиологические показатели оценки звука:

- высота тона определяется частотой колебаний; чем больше частота, тем выше тон.

Для связи физических и физиологических показателей оценки звука используют тон с частотой 1000 Гц, с уровнем которого сравнивают уровни звуковых давлений других равно громких звуков.

Уровень громкости (оцениваемый в фонах) данного звука измеряют уровень звукового давления, дБ, равно громкого с ним звука с частотой 1000 Гц.

5.2. Нормирование шумов

Допустимые уровни звукового давления на постоянных рабочих местах в производственных помещениях, в жилых и общественных зданиях, а также на территории жилой застройки и промышленных объектов строго ограничиваются действующими санитарными нормами. Шумы нормируются в восьми октав-

ных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц.

Таблица 5.2.1.

Допустимые уровни шума $L_{\text{пом}}$ в помещениях различного назначения гражданских зданий

Назначение помещения	Время суток	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц.								Уровни звука дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Учебные помещения школ	-	58	47	40	34	30	27	25	23	35
Номера гостиниц	С 7 до 23 ч.	62	52	44	39	35	32	30	28	40
	С 23 до 7 ч.	54	43	35	29	25	22	20	18	30
Торговые залы магазинов	-	74	65	58	53	50	47	45	44	55

Следует отметить, что человек сформировался в определённой звуковой среде, поэтому полное безмолвие столь же неблагоприятно, как и излишний шум.

5.3. Мероприятия по снижению поступления шума в помещения от вентиляционных установок

Уровень звукового давления на постоянных рабочих снижают следующими мероприятиями:

- 1) применением малозумных вентиляторов, наиболее совершенных по акустическим характеристикам, и работающих в оптимальном режиме;

2) ограничением скорости движения воздуха в отводах, коленах, тройниках и других элементах вентиляционной сети:

- до 5-6 м/с в магистральных воздуховодах и до 2-4 м/с в ответвлениях для общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий;

- до 10-12 м/с в магистральных воздуховодах и до 4-8 м/с в ответвлениях для производственных зданий; скорость воздуха в воздухораспределителе или воздухозаборном устройстве должна быть ограничена величиной допустимой величиной $v_{\text{доп}}$ во избежание возникновения шума;

4) применением звукопоглощающих облицовок или штучных звукопоглотителей;

5) снижением уровня звуковой мощности источников шума по пути распространения звука с помощью глушителей или облицовки внутренних поверхностей воздуховодов звукопоглощающими материалами.

Ослабление шума в канале может быть приближенно определено по формуле

$$\Delta L = 1,09al \frac{\Pi}{F} \quad (5.3.1)$$

где ΔL – потери уровня звуковой мощности в канале, дБ; a – коэффициент звукопоглощения стенок канала; Π – периметр поперечного сечения канала, м; F – площадь поперечного сечения канала, м²; l – длина канала, м.

Из формулы (5.3.1) следует, что глушение шума в каналах малого сечения или в каналах с развитым периметром будет происходить интенсивнее, чем в каналах большого сечения или с минимальным периметром. Поэтому сечения трубчатых глушителей делают не более 500x500 мм.

5.4. Конструкции шумоглушителей

Шумоглушители можно разделить на две категории: пассивные и активные. В пассивных, для снижения шума, используются звукопоглощающие свойства материалов или способность звуковых волн к уничтоже-

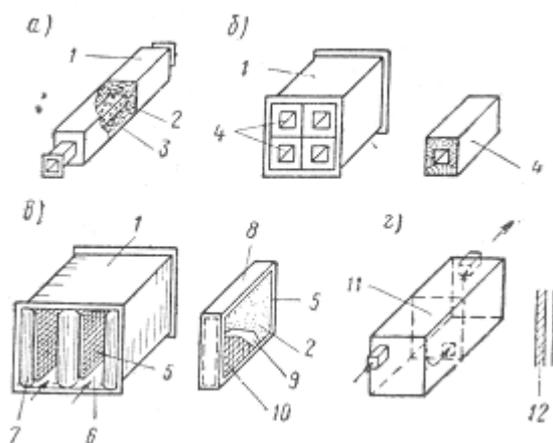


Рис. 5.4.1. Конструкции шумоглушителей пассивного типа

а – трубчатый; б – сотовый; в – пластинчатый; г – камерный.

1 – наружный кожух; 2 – звукопоглощающий материал (а), стеклоткань (в); 3 – перфорированный воздуховод; 4 – звукопоглощающие ячейки; 5 – звукопоглощающие пластины; 6 – канал для прохода воздуха; 7 – обтекатели; 8 – каркас пластины; 9 – ткань; 10 – решетчатый каркас пластины; 11 – камера; 12 – облицовка.

нию при наложении на основную звуковую волну отражённой от торца шумоглушителя и отстающей от основной на половину длины. В активных глушителях шума генерируются звуковые колебания с амплитудой, отстающий на половину длины волны от шума, который гасится. Активными шумоглушителями подавляется низкочастотный шум, который плохо гасят шумоглушители пассивного типа.

Наиболее простыми по конструкции являются камерные шумоглушители, (рис 4.8г) однако устройства этого типа гасят шум лишь одной частоты или группы близких по частоте шумов и звуков. Принцип действия камерного шумоглушителя состоит в наложении на бегущую и отражённой от торцевой стенки звуковой волны. Камерный глушитель может представлять собой камеру, длиной в половину длины волны шума. В технике вентиляции применяется в специальных случаях, так как спектр шума вентиляторов охватывает полосу частот в диапазоне 15-5000 Гц.

Основные виды шумоглушителей вентиляционных систем - диссипативного действия, в которых происходит рассеяние звуковой энергии всех частот. К этому типу относятся трубчатые, пластинчатые и сотовые шумоглушители.

Звукопоглощающим материалом в шумоглушителях диссипативного действия являются мягкие маты из супертонкого базальтового или стекловолокна плотностью 15-20 кг/м³, полужесткие плиты из стекловолокна плотностью 30-40 кг/м³, минераловатные плиты (80 кг/м³).

Трубчатый шумоглушитель выполняется в виде воздуховода, перфорированного на некотором протяжении. Общий процент перфорации должен составлять не менее 20% площади поверхности воздуховода. Во избежание эрозии (выдувания) шумопоглощающего материала, перфорированный участок обёртывается тканью, поверх которой накладываются шумопоглощающий материал толщиной 100 мм и герметичный кожух. Трубчатые шумоглушители не требуют практически дополнительных площадей для размещения, так как монтируются на вертикальных или горизонтальных участках сетей. Недостаток – меньшая, по сравнению с пластинчатыми и сотовыми шумопоглощающая способность.

Пластинчатый шумоглушитель состоит из пластин-параллелепипедов. Боковые стенки либо перфорированные, либо решетчатые с покрытием из стеклоткани. Толщина средних пластин может составлять 100, 200, 400, и 800 мм. Толщина боковых стенок имеют толщину 50% от срединных. Традиционное размещение пластинчатых шумоглушителей – под потолком с присоединением к воздуховодам через диффузор и конфузор. В некоторых конструкциях панельно – каркасных приточных и вытяжных камер шумоглушители включены в конструкцию. В приточных камерах их устанавливают после вентиляторного блока, в вытяжных – перед ним.

Сотовые шумоглушители набираются из ячеек, часто с размерами 500х500х500 мм со сквозным каналом для прохода воздуха. Ячейка выполняется из оцинкованной стали и заполнена поглощающими шум материалами. Стенки сквозного канала – перфорированные. Ячейки укладываются в кожух, в

количестве и с конфигурацией, обеспечивающей необходимые параметры работы глушителя (общая площадь поперечного сечения, длина). Традиционное размещение сотового шумоглушителя – на полу вентиляционной камеры или подвала с подводом воздуха сверху, так как он заметно тяжелее пластинчатого равных параметров. Достоинство – отсутствие необходимости в индивидуальном заказе конкретного глушителя. Закупив необходимое количество ячеек, можно шумоглушитель собрать и на стройплощадке. Недостаток – потребность в площадях для размещения и повышенный расход металла по сравнению с пластинчатыми шумоглушителями.

В шумоглушителях активного типа используются как диссипативный, так и эффект нейтрализации шума воздействием эквивалентного шума, отстающего от основного на половину длины волны, характерный для камерного шумоглушителя. Активные системы наиболее эффективны для подавления низкочастотного шума, которые с трудом подавляются шумоглушителями пассивного типа.

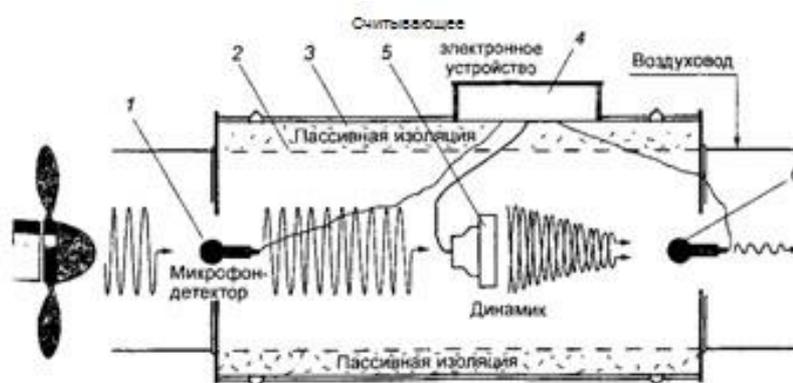


Рис. 5.4.2. Принципиальная схема шумоглушителя активного типа.

Конструкция, представленная на рис. 4.9 состоит из трубчатого шумоглушителя, на торцах которого размещены: микрофон детектирования на входе и контрольный на выходе из шумоглушителя. Микрофон детектирования воспринимает входящий звук и передаёт его на электронное вычислительное устройство, которое определяет спектр частот и вырабатывает электрические сигналы звука, подавляющего шум, и отстающий от основного на половину

длины волны, которые передаёт на громкоговоритель. В результате сложения звуковых волн основного и генерируемого шума происходит гашение. Контрольный микрофон на выходе контролирует уровень звукового давления на выходе из шумоглушителя и вносит необходимые коррективы в работу электронного генератора подавления шума.

5.5. Основные положения акустического расчёта вентиляционных систем

Акустический расчет вентиляционной системы имеет целью подбор шумоглушителя с параметрами, обеспечивающими требуемый уровень звукового давления в рабочей зоне помещения.

Основные положения акустического расчёта:

- в помещении должен сохраняться уровень шума, интенсивность которого зависит от назначения помещения и определяется нормами (таблица 4.4), так как человек сформировался в определённой звуковой среде;
- акустическому расчету вентиляционной системы должен предшествовать аэродинамический расчет, в процессе которого определяются размеры всех воздуховодов и каналов;
- источником шума является вентилятор, поэтому расчётным для подбора шумоглушителя является помещение, ближайшее по сети воздуховодов к вентилятору;
- в помещении выбирается расчётная точка, поддерживая нормативный уровень шума в которой, обеспечиваются комфортные по шуму во всей рабочей зоне;
- нормами предусматривается расчёт по 9 октавным среднегеометрическим частотам: 31,5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000. Фактически расчёт ограничивается восьмью частотами, так как данных для среднегеометрической частоты 31,5 Гц расчётные данные отсутствуют;

- в каталогах вентиляторов содержатся данные по уровням звукового давления, создаваемого вентилятором в указанных выше среднегеометрических частотах;

- по пути движения воздуха происходит снижение уровня (потеря) звуковой мощности:

- ❖ по длине сети воздуховодов. – $\Delta L_{\text{дл}}$, дБ;
- ❖ в поворотах (отводах и коленах) – $\Delta L_{\text{пов}}$, дБ;
- ❖ тройниках (или «разветвлениях», как иногда обозначают этот элемент в нормативной литературе) – $\Delta L_{\text{тр}}$, дБ;

- ❖ за счёт отражения звука внутрь воздуховода от отверстия или решётки в конце воздуховода, $\Delta L_{\text{отр}}$, дБ;

- ❖ вследствие затухания шума в помещении.

Снижение интенсивности звукового давления происходит вследствие рассеивания звуковой энергии пропорционально квадрату расстояния от приточной или вытяжной решетки, рассматриваемой в качестве точечного источника звука, и путём поглощения звука ограждающими конструкциями. Расчёт этот достаточно сложен. В инженерной практике подбора шумоглушителей им обычно пренебрегают или ограничиваются учётом рассеивания звуковой энергии пропорционально квадрату расстояния от решетки до расчётной точки.

Расчётные формулы или табличные данные для определения перечисленных выше потерь звукового давления содержатся в справочной литературе.

Уровень звукового давления, которое необходимо погасить в шумоглушителе, $\Delta L_{\text{шг}}$ для каждой расчётной октавной полосы частот определяется из выражения

$$\Delta L_{\text{шг}} = L_{\text{р,окт}} - (\Delta L_{\text{дл}} + \Delta L_{\text{пов}} + \Delta L_{\text{тр}} + \Delta L_{\text{отр}}) - \Delta L_{\text{пом}} \quad (5.5.1)$$

Если $\Delta L_{\text{шг}} \leq 0$, шумоглушитель устанавливать не требуется.

Расчётные формулы или табличные данные для определения этих потерь содержатся в справочной литературе.

5.6. Расчёт параметров шумоглушителя

Задача расчета шумоглушителя состоит в определении:

- 1) суммарной площади поперечного сечения каналов для прохода воздуха (живое сечение);
- 2) длины глушителей (трубчатых, сотовых и пластинчатых);
- 3) гидравлического сопротивления глушителей по воздушному тракту.

Живое сечение каналов глушителя, m^2 , определяется по формуле

$$\Sigma A_{\text{кан}} = \frac{L}{3600 \cdot v_{\text{доп}}} \quad (5.6.1)$$

где $\Sigma A_{\text{кан}}$ – суммарная площадь поперечного сечения каналов для прохода воздуха в шумоглушителе, m^2 ; L – расход воздуха через глушитель, $m^3 / \text{ч}$. $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость движения воздуха в глушителе, m/c .

Скорость движения воздуха через глушитель не должна превышать определенной величины $v_{\text{доп}}$ с тем, чтобы сам глушитель не являлся генератором шума. Допустимые величины скорости в шумоглушителе представлены в таблице 5.6.1.

Таблица 5.6.1

Допускаемый уровень звука в помещении, дБА	30	40	50	55
Допускаемая скорость воздуха, м/с.	4	6	8	10

Длину трубчатых, сотовых и пластинчатых глушителей определяют для каждой из восьми среднегеометрических частот октавных полос частот

$$l = \frac{\Delta L_{\text{шг}}}{\Delta L} \quad (5.6.2)$$

где l – длина глушителя, m ; $\Delta L_{\text{шг}}$ – требуемая интенсивность шума, которая должна быть погашена в глушителе, дБ; ΔL – снижение шума в глушителе длиной 1 м в данной полосе частот, дБ.

Гидравлическое сопротивление трубчатых, сотовых и пластинчатых глушителей определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{гл.}} = \left(\zeta + \frac{\lambda}{l} d_v \right) \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.6.3)$$

где $\Delta p_{\text{гл.}}$ – потери давления в глушителе. Па; ζ – суммарный коэффициент местных сопротивлений; λ – коэффициент сопротивления трения; d_v – гидравлический диаметр одного канала для прохода воздуха, м; ρ – плотность воздуха, кг/м³; v – скорость движения воздуха в каналах глушителя, м/с.

5.7. Виброизоляция вентиляционных установок

Вибрации, возникающие при работе вентилятора, передаются воздуховодам и основанию, на котором смонтирована вентиляционная установка.

В качестве виброизолирующих устройств, препятствующих распространению колебаний по материалу, применяют пружинные амортизаторы и упругие прокладки.

Наилучшими виброизолирующими свойствами обладают стальные пружинные виброизоляторы, характеризующиеся стабильностью упругих свойств, допускающие большой прогиб и ослабляющие колебания даже весьма низких частот.

Прокладки из резины обеспечивают виброизоляцию только звуковых частот от 40 Гц и выше, что соответствует частоте вращения вентилятора $n \geq 1800$ об/мин, и, следовательно, применение их для вентиляционных установок во многих случаях не обеспечивает нужного эффекта. Кроме того, упругие прокладки из резины с течением времени могут терять свои упругие свойства. Поэтому предпочтение следует отдавать виброизоляторам.

6. Основы аэродинамики вентиляционных систем

6.1. Виды систем вентиляции гражданских зданий

По способу организации вентиляции помещений различают централизованные и децентрализованные системы вентиляции. В централизованных системах вентиляции приточные и вытяжные вентиляционные установки обслуживают группу помещений или здание в целом. Помещения большой площади

одноэтажного здания часто вентилируют децентрализованными приточно – вытяжными агрегатами, что позволяет обойтись без разветвлённой сети воздуховодов.

По размерам обслуживаемого системой объёма помещения вентиляционные системы разделяют на общеобменные и местные. Общеобменными системами вентилируется весь объём помещения, местными – конкретное рабочее место или источник вредных выделений.

Ниже представлены приточно – вытяжные системы, имеющие наиболее широкое распространение.



Рис. 6.1.1 Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением
ПК – приточная камера; ВУ – вытяжная вентиляционная установка

Приточно – вытяжная вентиляция прямоточная. Применяется преимущественно в производственных помещениях, в которых применение рециркуляции запрещено вследствие выделения в воздух помещения токсичных паров и газов, болезнетворных бактерий и т.д. Расход теплоты на подогрев приточного воздуха максимален (рис. 6.1.1).

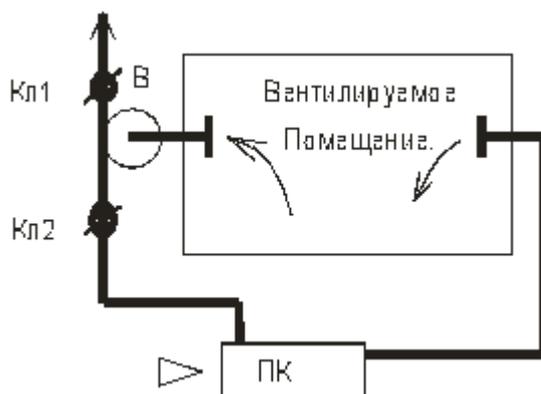
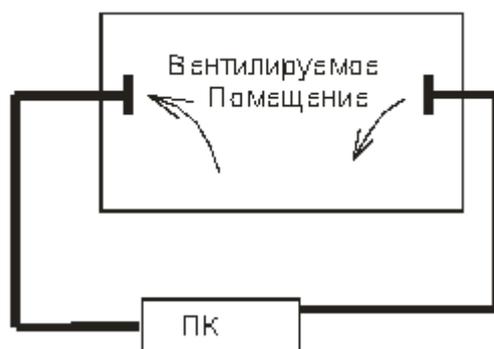


Рис. 6.1.2. Приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением

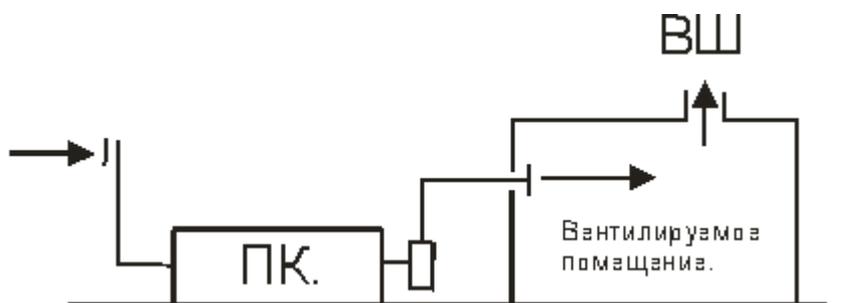
ПК – приточная камера; В – вытяжная установка; Кл1 – клапан, регулирующий количество воздуха, удаляемого в атмосферу; Кл2 – клапан, регулирующий количество рециркуляционного воздуха

Приточно – вытяжная вентиляция с частичной рециркуляцией применяется для вентиляции помещений гражданских и производственных помещений с теплоизбытками при отсутствии выделения в воздух токсичных паров и газов, резких запахов и т.п. (рис 6.1.2). Имеет весьма широкое применение.



*Рис. 6.1.3. Приточно-вытяжная система вентиляции с полной рециркуляцией
ПК – приточная камера*

Приточно – вытяжная система с полной рециркуляцией. Применяется в случае работы системы вентиляции в режиме воздушного отопления в нерабочее время. Является специальным видом вентиляции, применяемой в космических кораблях, на космических станциях, подводных лодках, в спецсооружениях в отсечном режиме работы и т.п. (рис. 6.1.3). На этих объектах системы дополнены установками регенерации воздуха.



*Рис. 6.1.4. Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением и вытяжкой «на выдавливание» (вариант аварийной системы вентиляции одноэтажного здания)
ПК – приточная камера; ВШ – вытяжная шахта, канал, отверстие, работающие «на выдавливание»*

Аварийные системы вентиляции разделяются на обычные и противодымные. Обычные применяют для удаления вредных веществ, поступивших в воздух помещения в больших количествах за короткий промежуток времени (залповый выброс). Противодымные проветривают пути эвакуации в начальной стадии пожара, обеспечивая эвакуацию людей из здания. Обычные аварийные системы для одноэтажных зданий часто состоят из приточной камеры, подающей в помещение, неподогретый наружный воздух. Загрязнённый воздух удаляется через специальный проём в ограждении или вытяжную шахту (рис. 6.1.4).



Рис. 6.1.5. Приточно-вытяжная система бесканальной вентиляции с (гравитационным, под действием ветра) естественным побуждением (аэрация)

Приточно-вытяжная общеобменная бесканальная вентиляция с естественным побуждением известна как аэрация. Аэрация производится через специальные аэрационные приточные и вытяжные проёмы с регулирующими устройствами, позволяющими изменять величину воздухообмена или полностью прекращать его. Широко применяется для удаления теплоизбытков из производственных помещений (рис 6.1.5).

Приточная местная канальная вентиляция применяется в производственных помещениях. Служит для подачи притока по сети воздуховодов на постоянные загазованные или подвергающиеся тепловому облучению рабочие места. Более известна как воздушное душирование наружным воздухом. Приточный воздух предварительно обрабатывается (нагревается или охлаждается адиабатически или с применением искусственного холода, желательна также очистка подаваемого воздуха от пыли) (рис 6.1.6).

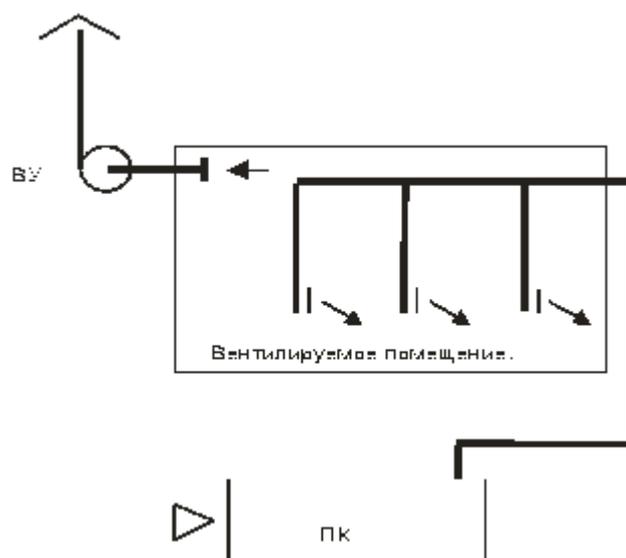


Рис. 6.1.6. Приточная местная канальная вентиляция (воздушное душирование).

ПК - приточная камера; ВУ – вытяжная вентиляционная установка.

Вытяжная общеобменная бесканальная с механическим побуждением, осуществляется обычно крышными вентиляторами, устанавливаемыми в отверстиях бесчердачного покрытия. Приток поступает через открытые окна или специальные аэрационные проёмы. Крышные вентиляторы иногда используются для увеличения зоны проветривания или повышения устойчивости аэрации. Вентиляторы располагают либо по оси однопролётного цеха, либо вблизи внутренней стены, выгораживающей проветриваемое помещение от остального объёма производственного здания.

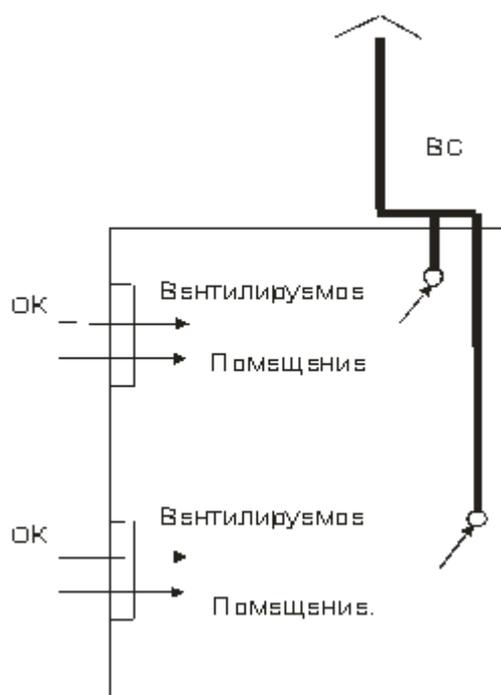


Рис. 6.1.7. Приточно-вытяжная общеобменная вентиляция с гравитационным побуждением.

ОК – окна в наружных стенах; СВ – сеть вытяжных вентиляционных каналов вытяжной системы с гравитационным побуждением.

Вытяжная общеобменная канальная с естественным побуждением характерна для жилых и гражданских зданий. Приток в помещения поступает через притворы окон и другие неплотности в ограждающих конструкциях. В технической литературе эта система вентиляции называется: приточно – вытяжная система вентиляции с гравитационным побуждением и неорганизованным притоком (рис 6.1.7). Разновидностью такого рода систем являются вытяжные гравитационные системы вентиляции с тёплым чердаком, применяемые в многоэтажных зданиях.

Вытяжная местная канальная с механическим побуждением применяется в промышленных зданиях для удаления вредных веществ от мест их выделения через специальные укрытия - местные отсосы. Перед выбросом в атмосферу удаляемый воздух обычно очищают от вредных примесей.

Вытяжная местная канальная с естественным побуждением применяется для удаления нагретого загрязнённого воздуха от технологических печей, теплового оборудования и т.п. Загрязнённый воздух поступает в местный отсос и

перемещается по вытяжному воздуховоду в атмосферу под действием естественных сил.

Смешанная система вентиляции. Самостоятельно местные приточные и вытяжные системы в производственных зданиях применяются редко. Обычно они являются составляющими смешанной системы вентиляции, в которой реализуются и общеобменная и местная вентиляция. Смешанную систему вентиляции применяют по двум причинам (рис 6.1.8)

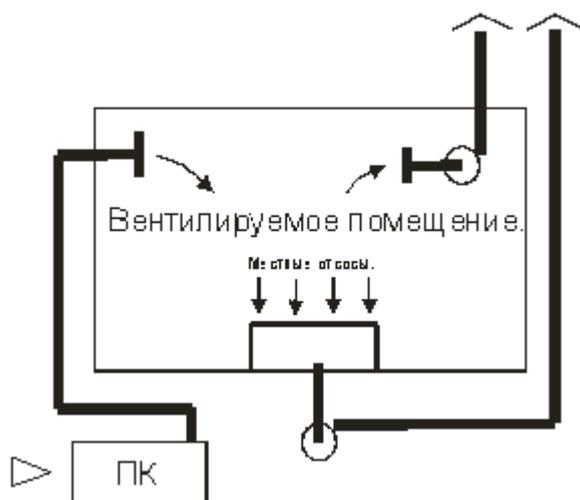


Рис. 6.1.8. Смешанная приточно-вытяжная система вентиляции (общеобменный приток, местная и общеобменная вытяжка).

1. эффективность местных отсосов не является абсолютной, какая – то часть вредных выделений от укрытых источников поступает в воздух помещения;
2. экономически нецелесообразно, а технически часто бывает невыполнимо устройство местной вытяжки от всех источников вредных выделений.

Задача общеобменного воздухообмена при смешанной вентиляции состоит в удалении поступивших в объём помещения вредных выделений от источников, незащищённых местными отсосами и загрязнений, не уловленных местными отсосами.

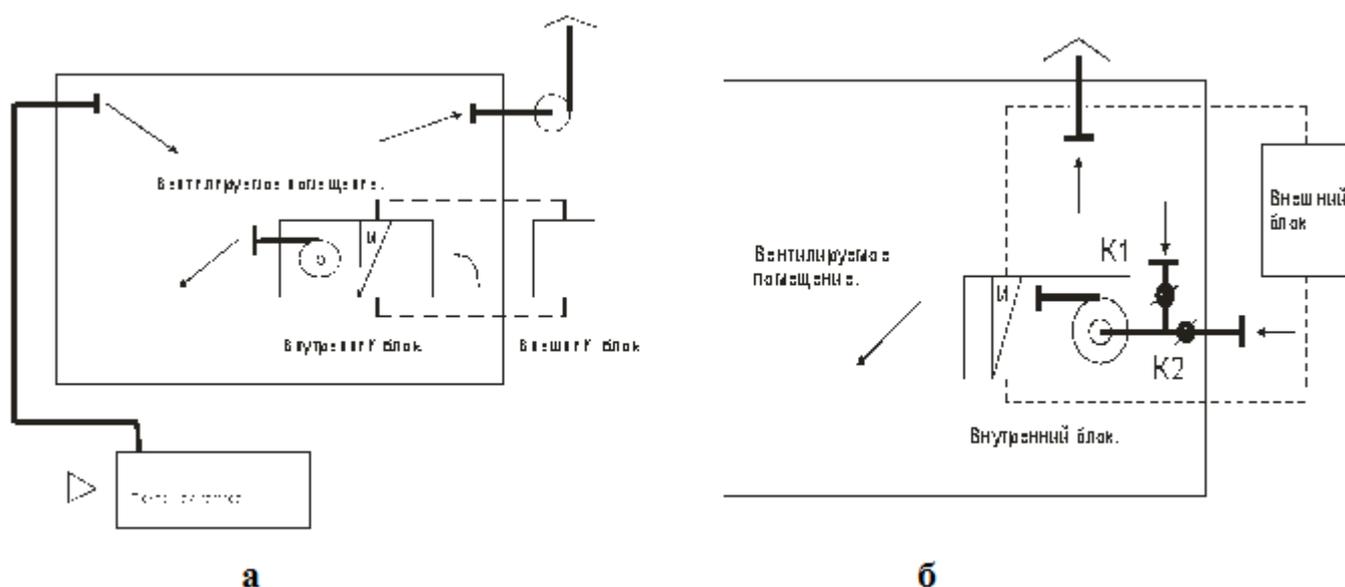


Рис. 6.1.9. Сплит – системы вентиляции.

А – сплит-система вентиляции с приточно-вытяжной установкой;

Б. – сплит-система вентиляции с частичной рециркуляцией приточного воздуха.

И – испаритель.

К1 – клапан, регулирующий расход рециркуляционного воздуха;

К2 – клапан, регулирующий расход наружного воздуха.

Сплит-системы вентиляции появились в стране с развитием рыночных отношений. Теплоизбытки эти системы удаляют с помощью холодильной машины, размещённой в двух блоках. В наружном блоке смонтированы: холодильная машина, конденсатор и вентилятор воздушного охлаждения. Во внутреннем блоке – испаритель и вентилятор, обеспечивающий циркуляцию воздуха помещения через испаритель. Приток наружного воздуха в объёме санитарной нормы обеспечивается либо устройством специальной приточно-вытяжной системы (рис. 5.9а), либо применением внутреннего блока, допускающего работу в режиме частичной рециркуляции (рис 6.1.9 б).

6.2. Вытяжные системы с естественным побуждением

Традиционная вытяжная система вентиляции с естественным побуждением малоэтажного здания (рис 6.2.1) состоит из индивидуальных вертикальных каналов, проложенных в толще внутренних кирпичных стен, сборного короба, размещаемого на чердаке и вытяжной шахты. Варианты устройства индивидуаль-

ных вертикальных встроенных и приставных каналов представлены на рис. 6.2.1.

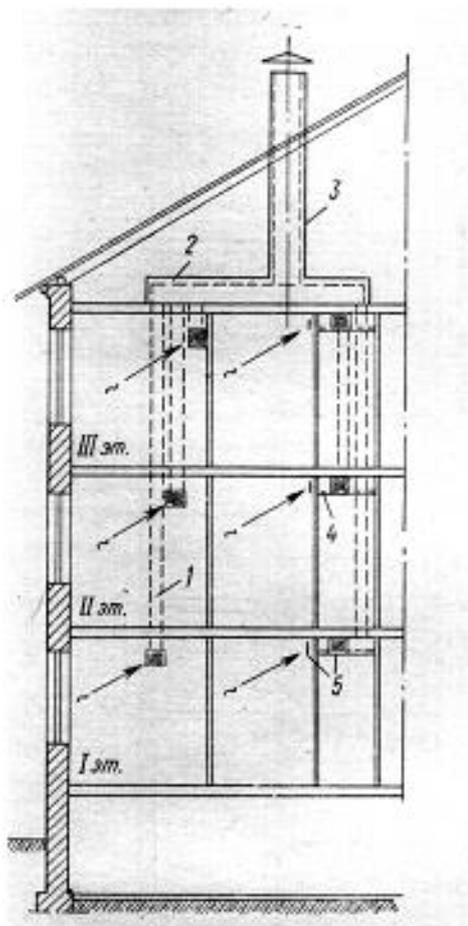


Рис.6.2.1. Схема решения естественной вытяжной вентиляции кухонь и санитарных узлов в кирпичном 3-х этажном здании

1 – обособленные каналы в кирпичной стене; 2 – сборный короб; 3 – вытяжная шахта; 4 – подвесной короб; 5 – воздухоприёмная решётка

Применение сборных коробов объясняется недостатком места для размещения индивидуальных каналов в толще внутренних стен. В многоэтажных жилых зданиях такое объединение приходится выполнять через ~ 6 этажей. Сборный короб ухудшает эксплуатационные свойства вентиляционной системы, так как через него может происходить перетекание загрязнённого воздуха из помещений нижних этажей в помещения верхних этажей. Если есть возможность, и это обосновано экономически, предпочтение следует

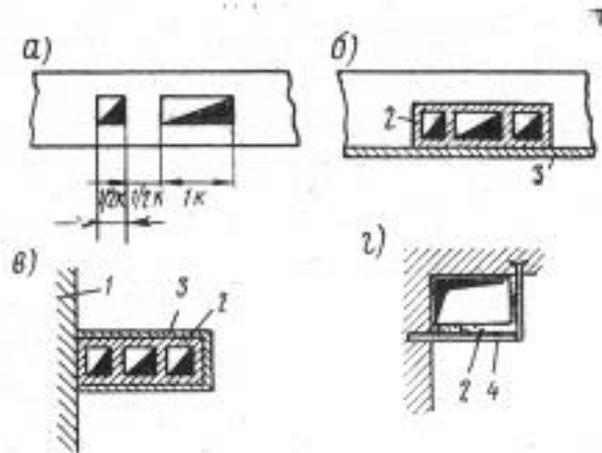


Рис. 6.2.2. Схемы вертикальных и горизонтального приставного канала

а – каналы 140x140 мм и 140x270 мм в кирпичной стене толщиной 380 мм; б – встроенные в нишу оштукатуренной (3) стены толщиной менее 380 мм, каналы из шлакоалебастровых плит; (2); в – вертикальные приставные каналы из шлакоалебастровых плит (2), пристроенные к внутренней стене (1), оштукатуренные снаружи (3); г – приставной горизонтальный канал из шлакоалебастровых плит (2), удерживаемый у потолка полосовой сталью (4)

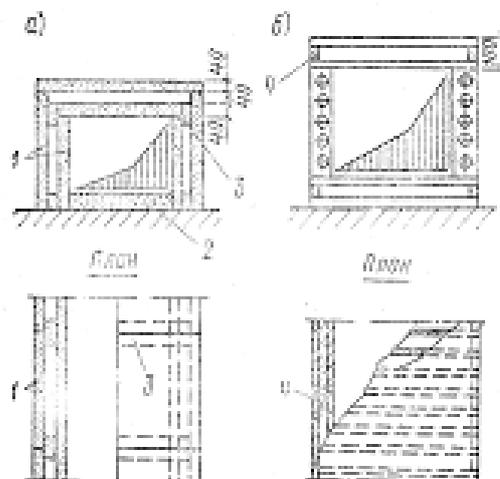


Рис. 6.2.3. Конструкции сборных коробов: а – из шлакобетонных плит с герметичной воздушной прослойкой, толщиной не более 40 мм; б – со стенками их пеноглинитных или пеностеклянных плит

отдавать самостоятельному выпуску каждым каналом загрязнённого воздуха в атмосферу. В многоэтажных зданиях последние три этажа принято вентилировать индивидуально, не присоединяя каналы к общей системе.

Такое решение исключает нежелательное явление перетекания загрязнённого воздуха по сети вентиляционных каналов.

Уменьшают нежелательное явление перетекания загрязнённого воздуха конструктивными мероприятиями, например, увеличением площади поперечного сечения сборных каналов и вытяжной шахты. Подобное решение представлено на рис. 6.2.4.

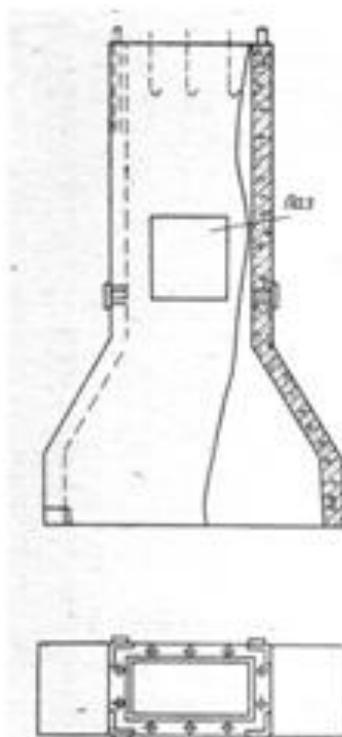


Рис. 6.2.4. Стандартная бетонная вытяжная шахта, совмещающая в себе сборный короб и вытяжную шахту

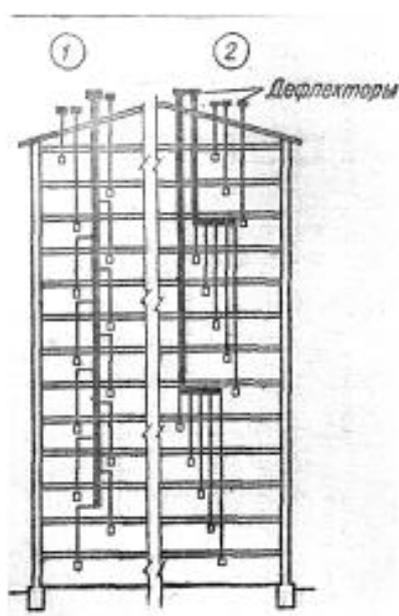


Рис.6.2.5. Схемы вытяжных систем с естественным естественным побуждением.

1 – 1 - смонтированная из вентиляционных панелей с перепуском ответвлений через один этаж; 2 – с индивидуальными каналами во внутренних кирпичных стенах и горизонтальными сборными каналами под потолком 6-го и 11-го этажей.

Каналы, прокладываемые в толще ограждающих конструкций, применяются для целей вентиляции, преимущественно, в гравитационных вытяжных системах. Причина – незначительная плотность таких каналов, приводящая в системах механической вентиляции к значительным присосам или потерям воздуха, так как давление, развиваемое вентилятором существенно больше, нежели гравитационное. Наименьшая толщина кирпичной стены, пригодная для прокладки каналов – полтора кирпича, наименьшее сечение канала 140x140 мм. Во избежание конденсации водяных паров в каналах, их прокладывают только во внутренних стенах, от внутренней поверхности наружной стены до вытяжного или приточного канала должно быть не менее 2-х толщин наружной стены (калибров) во избежание конденсации пара из удаляемого воздуха. Толщина простенков между разноимёнными каналами (приточными и вытяжными) должна быть не менее размера кирпича (250...270 мм), одноимёнными – полкирпича. Устройство каналов возможно и во внутренних стенах, имеющих толщину, меньшую нежели 1,5 кирпича. Но в этом случае приходится предусматривать устройство вертикальной ниши (борозды или штробы), в которую монтируют каналы из шлакоалебастровых плит с последующим её оштукатуриванием поверхности стены.

Если помещения на этаже выгорожены тонкими перегородками, каналы делают приставными (вертикальными и горизонтальными) из блоков и плит (шлакогипсовых и шлакобетонных, бетонных и т.д.). Минимальное сечение приставных каналов – 100x150 мм. Применение материалов, содержащих асбест, для изготовления вентиляционных каналов запрещается по причине канцерогенных свойств асбеста. Приставные каналы можно размещать и вблизи наружных стен, но в этом случае между каналом и наружной стеной должна быть воздушная прослойка толщиной не менее 50 мм или слой

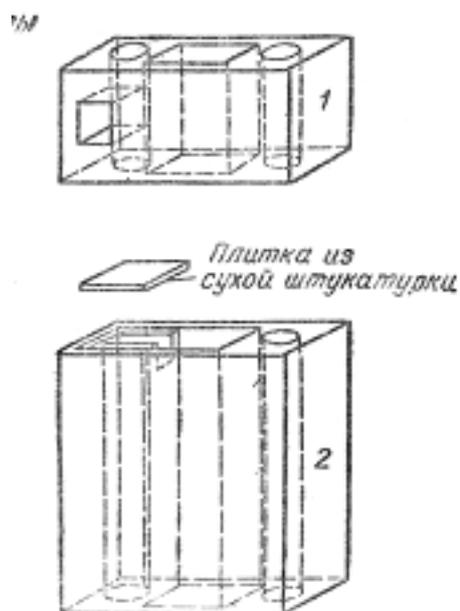


Рис. 6.2.6. Блоки вентиляционной панели

утеплителя, термическое сопротивление которого достаточно для предотвращения конденсации водяных паров в канале.

В современных многоэтажных зданиях систему вентиляционных каналов формируют с помощью специальных вентиляционных панелей, в которых имеются ответвления к вентилируемым помещениям и сборный вертикальный канал. Трассировка каналов такой системы с присоединением индивидуальных каналов к сборному через один этаж представлено на рис 6.2.6.

Системы с вертикальным каналом транзитного воздуха менее подвержены перетеканию воздуха, нежели системы с горизонтальным сборным коробом.

Современные многоэтажные жилые дома массовой застройки состоят из отдельных секций, отделённых друг от друга противопожарными стенами. В одной такой секции имеется несколько вытяжных систем с естественным побуждением. Чтобы уменьшить количество вытяжных шахт, для зданий в 12-14 и более этажей устраивают так называемый «тёплый чердак», в который выводят выпуски всех вытяжных систем. Из тёплого чердака секции дома загрязнённый воздух удаляется одной вытяжной шахтой большого сечения.

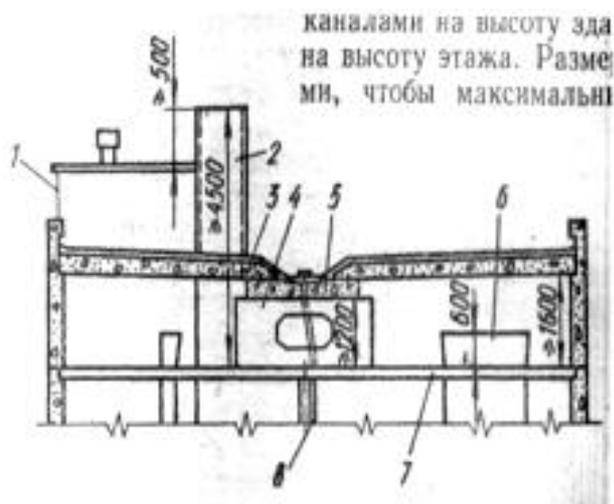


Рис. 6.2.7. Схема тёплого чердака секции многоквартирного жилого дома массовой застройки
 1 – машинное отделение лифта; 2 – вытяжная вентиляционная шахта; 3 – панель покрытия; 4 – опорная панель; 5 – панель покрытия лотка; 6 – оголовок вентиляционной вытяжной системы с вертикальным сборным каналом; 7 – панель чердачного перекрытия; 8 – водосточный стояк

Попадание в объём чердака осадков предотвращают устройством зонта. Зонт должен иметь минимальное аэродинамическое сопротивление.

В прежние годы, когда осадки ливневого характера не были характерными для большей части территории страны, зонт не устанавливали. Под вытяжным отверстием шахты устраивали водосборный поддон с размерами в плане на 150 – 200 мм превышающими размеры канала вытяжной шахты, и глубиной 150 – 300 мм. Это позволяло свести аэродинамические потери вытяжной шахты к минимуму.

Поступление загрязнённого воздуха в помещения верхнего этажа (опрокидывание вентиляции) практически будет исключено, если аэродинамическое сопротивление чердака от самого удалённого от вытяжной шахты вентиляционного блока до основания шахты и самой вытяжной шахты не будет превышать 1 Па при расходе на 30% превышающем расчётный.

6.3. Вытяжные и приточные системы вентиляции с механическим побуждением

Воздуховоды. Применение приставных и каналов в толще стен для транспортирования воздуха вентиляторами приточной и вытяжной вентиляции нельзя рекомендовать вследствие их малой плотности, что вызовет большие присосы

или потери воздуха. Для этой цели применяют металлические воздуховоды: круглые или прямоугольные (квадратные).

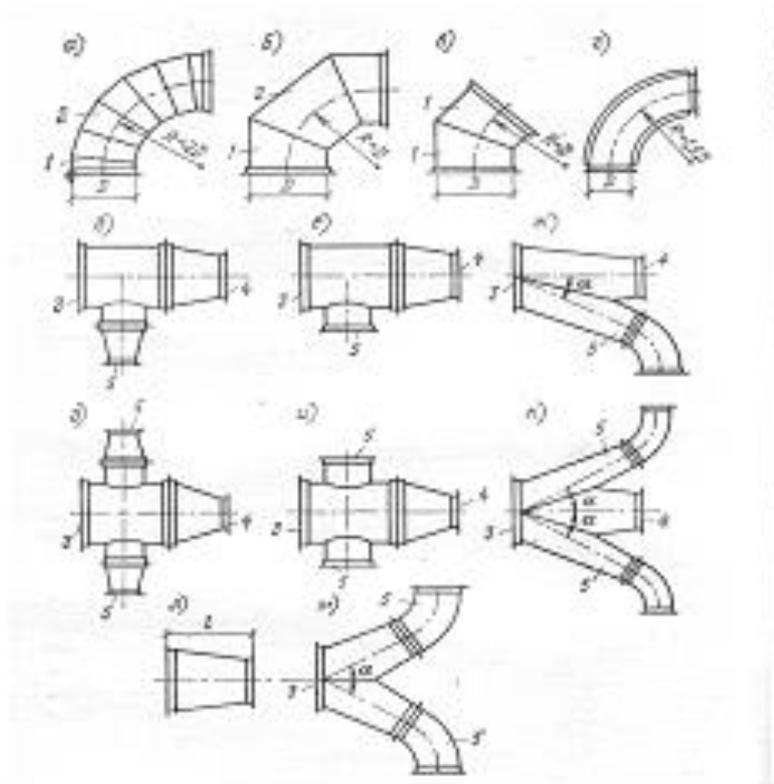


Рис. 6.3.1. Фасонные части круглых воздуховодов

а – отвод для систем аспирации; *б, в* – отводы с центральным углом 90 и 45°; *г* – штампованный отвод; *д* – унифицированный узел отвлечения; *е* – прямая врезка; *ж* – прямой тройник для систем аспирации; *з* – унифицированная крестовина; *и* – крестовина с прямыми врезками; *к* – крестовина для систем аспирации; *л* – унифицированный переход; *м* – штанообразный тройник.

1 – стакан; 2 – звено; 3 – основание; 4 – проход; 5 – ответвление

В помещениях гражданских и промышленных зданий при температуре воздуха до 70 °С обычно применяют стальные воздуховоды круглого и, при необходимом технико-экономическом обосновании, – прямоугольного (квадратного) сечения. Воздух с повышенной влажностью транспортируют по воздуховодам из оцинкованной стали, более долговечных и не требующих покраски ни после изготовления, ни в процессе эксплуатации. Для воздуховодов и фасонных частей круглого сечения к обязательному применению нормами установлены следующие диаметры: 100, 110, 125, 160, 200, 250, 280, 315, 400, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 мм. Для систем аспирации (пылеудаления) и

пневмотранспорта дополнительно к перечисленным изготавливают воздуховоды 140, 180, 225, 355, 560 мм.

Применяют воздуховоды двух классов: «П» – плотные и «Н» - нормальные. Воздуховоды класса «П» применяют в случаях, если статическое давление, создаваемое вентилятором, превышает 1400 Па, а также в системах, обслуживающих помещения категорий А и Б. Воздуховоды класса Н (нормальные) - в остальных случаях.

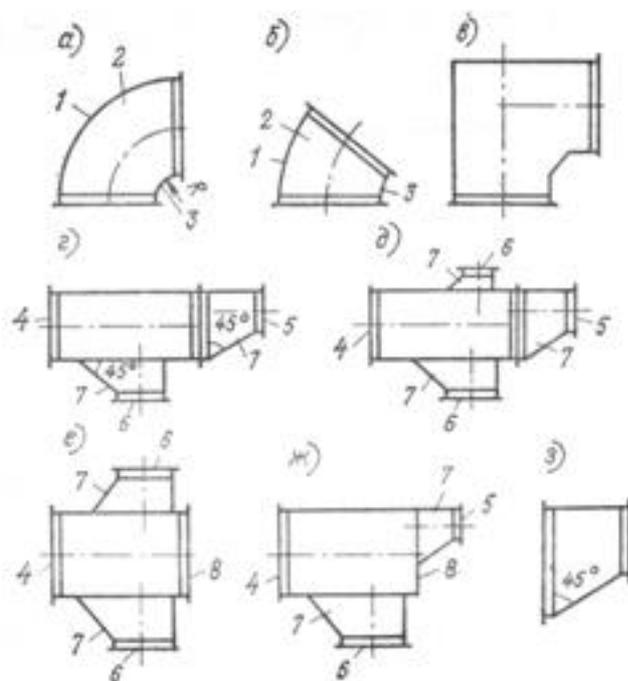


Рис. 6.3.2. Фасонные части прямоугольных воздуховодов

а, б – отводы с центральным углом 90 и 45°; в – отвод из панелей; г – ж - унифицированные узлы ответвлений; з – унифицированный переход; 1 – затылок; 2 – боковина; 3 - шейка; 4 – основание; 5 – проход; 6 – ответвление; 7 – унифицированный переход; 8 - заглушка

Соединение воздуховодов должно быть плотным и не пропускать воздух. Предпочтительными являются фланцевые и подобные им соединения. Приточные камеры. Ранее приточные камеры изготавливались преимущественно в строительных конструкциях (рис. 6.3.3).

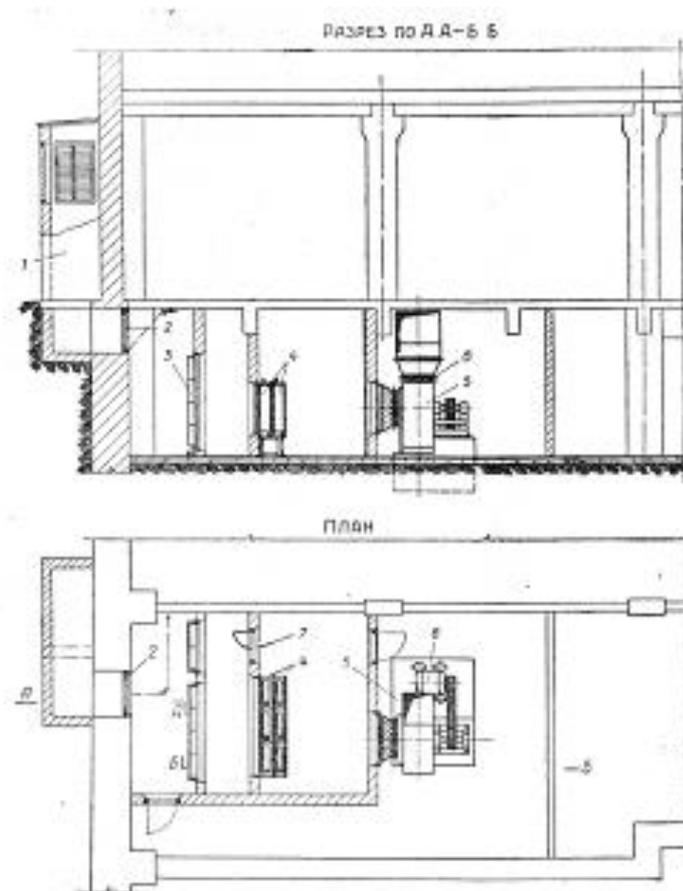


Рис. 6.3.3. Приточная камера, размещённая в подвальном помещении

1 – приточная шахта; 2 – утеплённый клапан; 3 – ячейковый фильтр; 4 – калориферы; 5- вентилятор; 6 – электродвигатель; 7 – обводной клапан; 8 – гибкая вставка

Камеры этого типа применяют и по настоящее время преимущественно в реконструируемых зданиях при недостатке места для размещения приточных камер заводского изготовления и вследствие их относительно небольшой стоимости. Их легче вписать в выделенный для размещения приточных камер объём помещения.

В настоящее время применяются камеры заводского изготовления, панельно-каркасной конструкции (рис. 6.3.4).

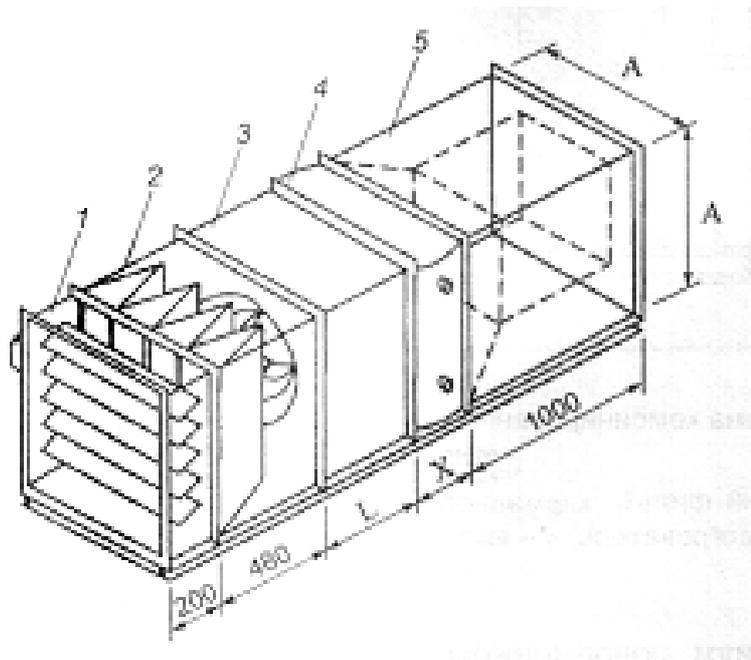


Рис.6.3.4. Принципиальная схема модульной приточной установки типа АПК

1 – входной клапан с приводом; 2 – воздушный фильтр EU-3; 4 – калорифер (водяной или электрический); 5 – глушитель шума; А – размер поперечного сечения приточной камеры; L – длина вентиляторного блока; x – ширина воздухоподогревателя

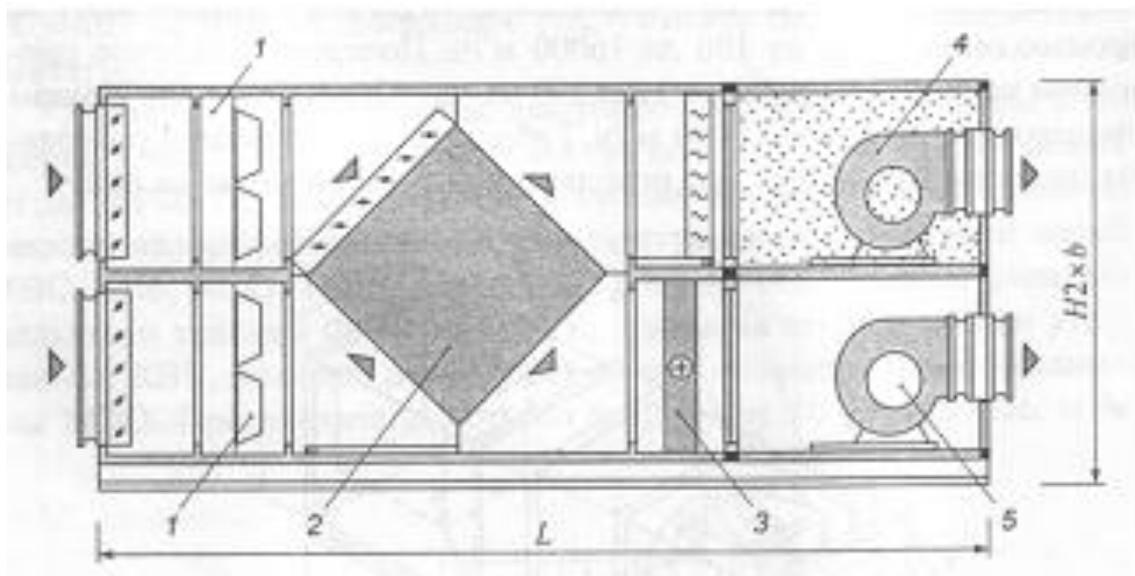


Рис. 6.3.5. Схема комбинированной приточно-вытяжной камеры с поверхностным теплообменником – тепло утилизатором

1 – воздушный фильтр карманного типа; 2 – тепло утилизатор – теплообменник поверхностный; 3 – воздухоподогреватель; 4 – вытяжной вентилятор; 5 – приточный вентилятор

Ставшие в последнее время требования обязательной утилизации теплоты потребовали разработки и производства комбинированных приточно-вытяжных камер, одна из конструкций которых представлена на рис. 5.21. Ути-

лизация теплоты производится с помощью поверхностного теплообменника. Существуют подобные установки, в которых применена схема утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем.

Вытяжные установки гражданских зданий устанавливаются, как правило, на чердаке. Вентиляционный агрегат рекомендуется размещать в утеплённой камере во избежание конденсации паров влаги на стенках кожуха вентилятора. В холодный период года, при такой конструкции, они удаляют воздух из помещений круглосуточно. В рабочее время - расчётное количество воздуха, в нерабочее время работают как вытяжные системы с естественным побуждением, увеличивая расход теплоты на отопление. Если ночное проветривание не требуется, для полного отключения вытяжных камер необходимо устанавливать клапан непосредственно в вытяжной шахте (рис. 5.22). На чердаке размещают и шумоглушители вытяжных установок, предотвращающие распространение шума по сборным коробам и вертикальным каналам.

Современные выпускаемые промышленностью камеры такого клапана часто не имеют и работают, вследствие этого, работают на вытяжку круглосуточно.

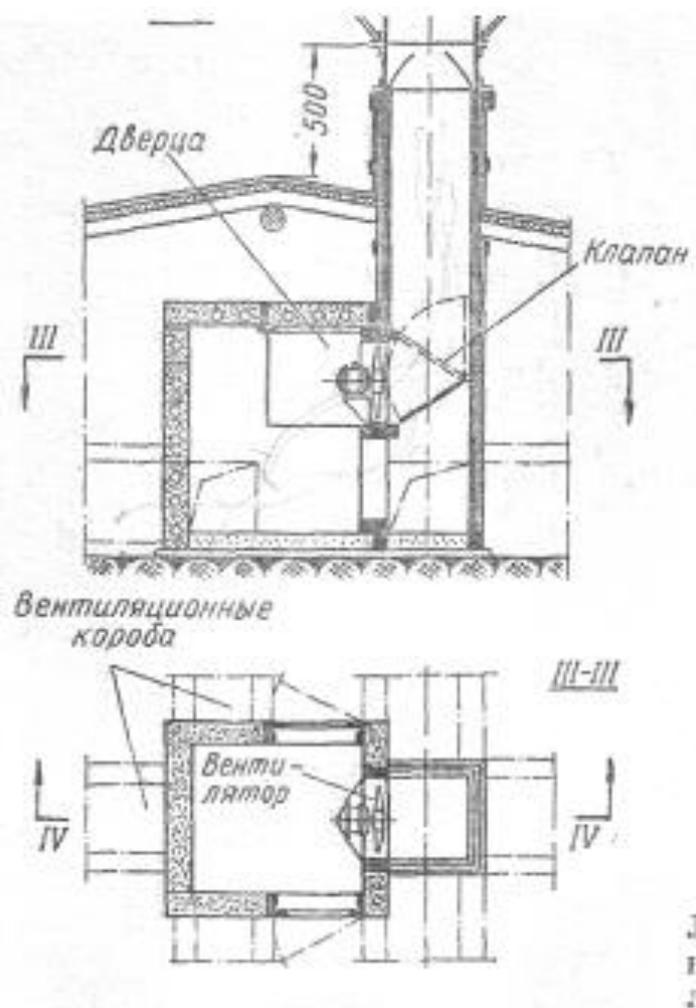


Рис. 6.3.6. Вытяжная камера из пустотелых гипсовых или пеноглинитных плит

Примечание. Под вентилятором должна быть устроена сплошная стенка, в противном случае вентилятор будет работать «сам на себя». Отсасываемый из правой части загрязненный воздух лишь частично будет удаляться в атмосферу, часть его вновь будет поступать в правую часть приточной камеры, в которой при работе вытяжного вентилятора имеет место меньшее давление, нежели в вытяжной шахте.

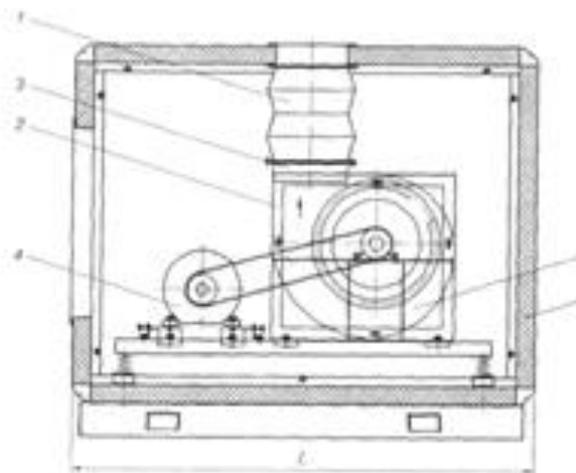


Рис. 6.3.7. Вытяжная вентиляционная камера промышленного изготовления.

1 – гибкая вставка выхлопного отверстия; 2 – фланец для присоединения вытяжного воздуховода; 3 – выхлопное отверстие вентилятора; 4 – электродвигатель; 5 вентилятор; теплозвукоизоляция

Вытяжные камеры механической вентиляции не следует размещать над помещениями с постоянным пребыванием людей. Установка вентагрегатов на виброизоляторы или виброоснования (рамы с виброизоляторами, на которые монтируются вентилятор и электродвигатель в случае передачи момента вращения с помощью клиноремённой передачи) является обязательным требованием.

Помещения большой объёма часто бывает выгодно вентилировать установкам децентрализованной вентиляции, являющиеся приточно-вытяжными и размещаемыми в покрытии. Примером приточно-вытяжного агрегата для централизованной вентиляции помещений большой площади являются агрегаты «Noval». Воздушно – отопительный агрегат «Noval, Operating Modes LHW» предназначен для вентиляции и отопления помещений большой площади: крупных спортивных залов, бассейнов, аквапарков, торговых центров, крупных производственных помещений с оборудованием, требующим высококачественного микроклимата (станки с числовым программным управлением и др.), авиационных ангаров, складов и т.д.

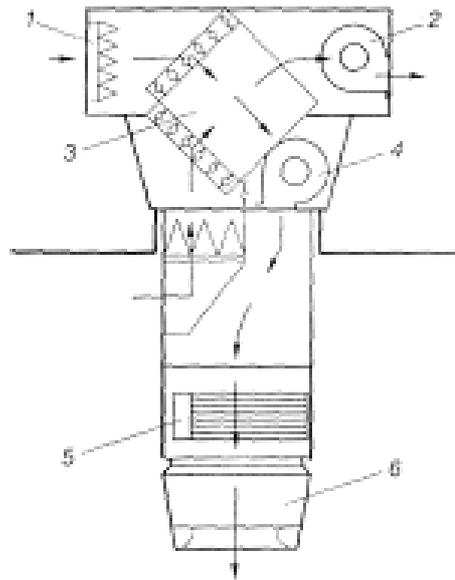


Рис. 6.3.8. Приточно-вытяжная установка децентрализованной вентиляции помещений большой площади «Noval, Operating Modes LHW»

1 – клапан наружного воздуха; 2 – вытяжной вентилятор; 3- теплоутилизатор; 4 – приточный вентилятор; 5 – воздухоподогреватель; 6 – сопло для подачи воздуха

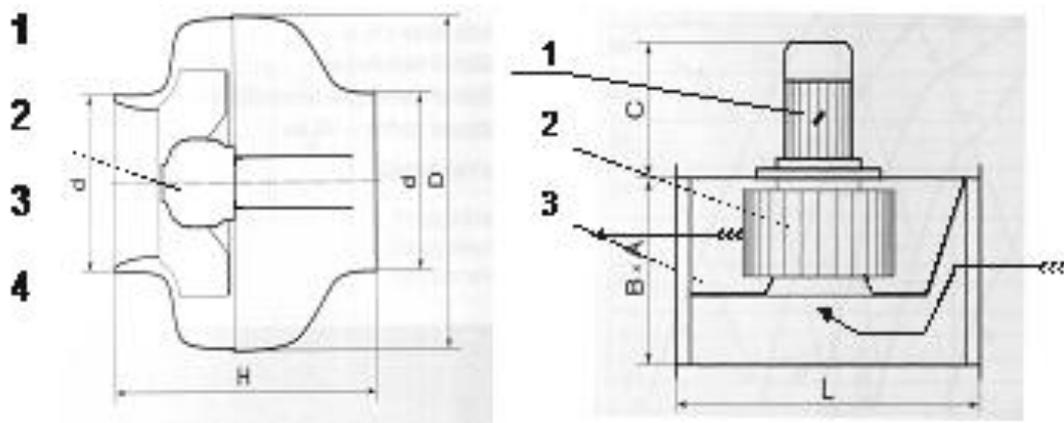


Рис.6.3.9. Принципиальные схемы вентиляторов ВКК и ВК

Для вентилятора ВКК. 1- входное отверстие; 2 – электродвигатель с внешним ротором; 3 – рабочее колесо. Для вентилятора ВК. 1 – электродвигатель обычной конструкции; 2 – рабочее колесо; 3 – перегородка, разделяющая воздуховод на всасывающую и нагнетательную части

Чем больше угол поворота лопаток относительно радиуса, тем больше степень закрутки и меньше дальнобойность.

В качестве вытяжных установок часто применяют канальные вентиляторы. Основное их достоинство: для размещения практически не требуется место, так как вентилятор встраивается в сеть воздуховодов или каналов. Существен-

ный недостаток канальных вентиляторов – низкий коэффициент полезного действия, существенно меньший, нежели у вентиляторов обычной конструкции.

Причин тому несколько:

- отсутствие полноценного кожуха спиралевидного типа;
- размещение электродвигателя с внешним ротором внутри рабочего колеса, что затрудняет поступление в него воздуха;
- имеет место поступление воздушного потока под углом к плоскости входного отверстия, рабочее колесо работает неполным сечением.

На рисунке 5.25 представлены основные виды конструкций на примере канальных вентиляторов ВКК, и ВК. Вентилятор ВКК-1 имеет электродвигатель, размещённый в потоке удаляемого воздуха. Вентиляторы подобной конструктивной схемы не следует применять для удаления воздуха из помещений с влажным и мокрым режимом во избежание возможного короткого замыкания. Воздух с высокой относительной или содержащий вредные примеси следует удалять вентиляторами, электродвигатель которых размещён вне воздуховода. Рабочее колесо и корпус должны быть выполнены из коррозионно-стойких материалов. Подобную конструктивную схему имеет вентилятор ВК.

6.4. Размещение приточных и вытяжных камер в гражданских зданиях

Централизованную вентиляцию гражданских зданий принято устраивать по схеме: приточные камеры – в подвале, вытяжные вентиляторы – на чердаке. Если здание компактное – все приточные камеры и кондиционеры рекомендуется размещать в одном помещении в центральной части здания, или, как принято говорить, «в центре нагрузок». В этом случае облегчаются эксплуатация и обслуживание вентиляционных установок. Такое местоположение позволяет обходиться сетью воздуховодов небольшой протяжённости, экономить воздуховоды и электроэнергию. В зданиях протяжённых может оказаться целесообразным устройство двух и большего числа вентиляционных центров.

Приточные камеры и кондиционеры могут иметь значительную массу. При размещении их в подвале сила веса передаётся непосредственно на грунт, поэтому не требуется дополнительное усиление конструкций, как в случае, если бы вентиляционное оборудование размещалось на этажах. Экономится также и полезная площадь.

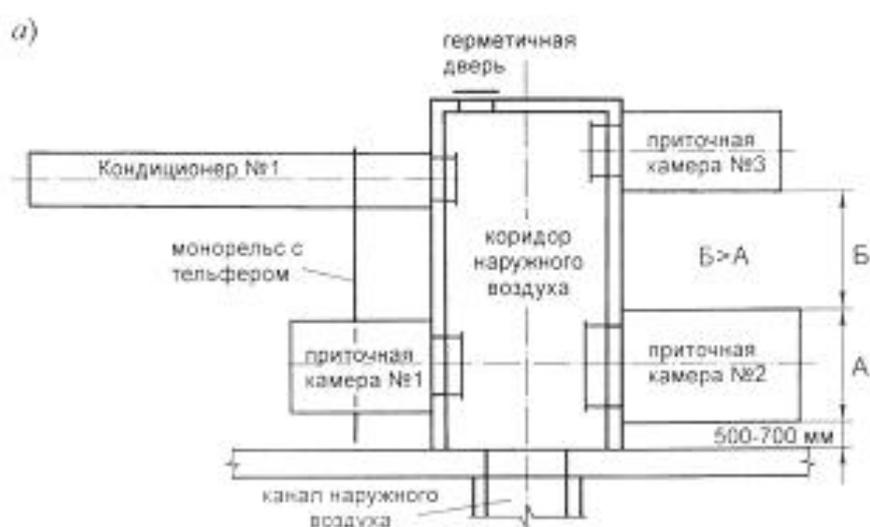


Рис. 6.4.1 а. Принципиальная схема присоединения приточных камер и кондиционера к коридору наружного воздуха. Ось коридора перпендикулярна фасаду

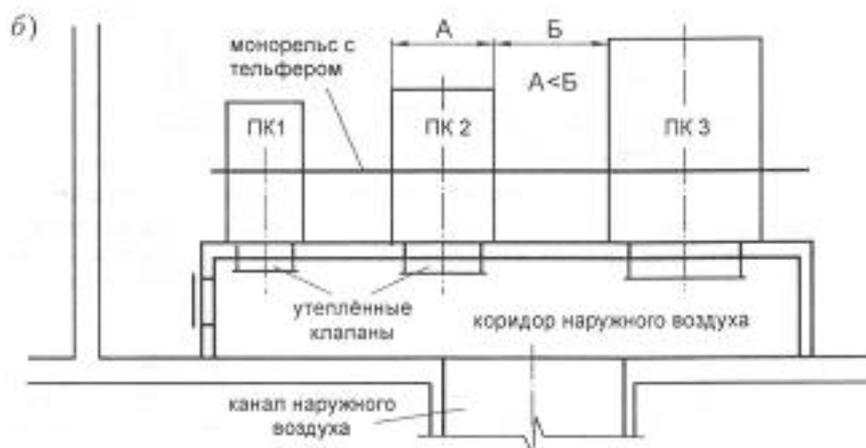


Рис. 6.4.1 б. Принципиальная схема присоединения приточных камер и кондиционера к коридору наружного воздуха. Ось коридора параллельна фасаду.

Устройство вентиляционного центра позволяет в гражданских зданиях обойтись меньшим числом воздухозаборных устройств, нежели при рассредоточенном размещении. Воздухозаборное устройство, в этом случае, состоит из воздухоприёмной, обычно располагаемой на некотором расстоянии от здания,

шахты, подземного канала, по которому воздух подводится к зданию и коридора наружного воздуха, из которого получают свежий воздух все приточные камеры и кондиционеры. Коридор должен иметь герметичную дверь для доступа с целью осмотра и очистки. С целью экономии площади вентиляционного центра утеплённые клапаны устанавливаются в коридоре свежего воздуха. Такое размещение упрощает их обслуживание. Если здание имеет централизованную систему утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем, теплоотдающие калориферы иногда размещают в коридоре свежего воздуха.

Сечение канала, соединяющего шахту и коридор свежего воздуха должно позволять производить осмотр его состояния и периодическую очистку. Максимальная скорость воздуха в тоннеле и коридоре наружного воздуха не должна превышать 3,0 м/с, что обеспечивает минимальные аэродинамические потери в воздухоподводящем тракте и минимальное взаимовлияние друг на друга приточных камер, вентиляторы которых параллельно присоединены к одному «воздуховоду» в виде коридора свежего воздуха.

Присоединение камер и кондиционеров к коридору наружного воздуха может быть односторонним и двухсторонним (рис. 6.4.1 а и 6.4.1 б). С целью осмотра и ремонта в коридоре наружного воздуха предусматривается герметичная дверь.

Расстояния между соседними приточными камерами должны обеспечивать возможность проведения работ по обслуживанию и ремонту, в частности, замене калориферов. Для этой цели предусматривается устройство монорельс, тельфер и т.д. Проходы между вентиляционным оборудованием должны быть 0,7 м и более, с учётом необходимости выполнения профилактических и ремонтных работ вентиляционных установок.

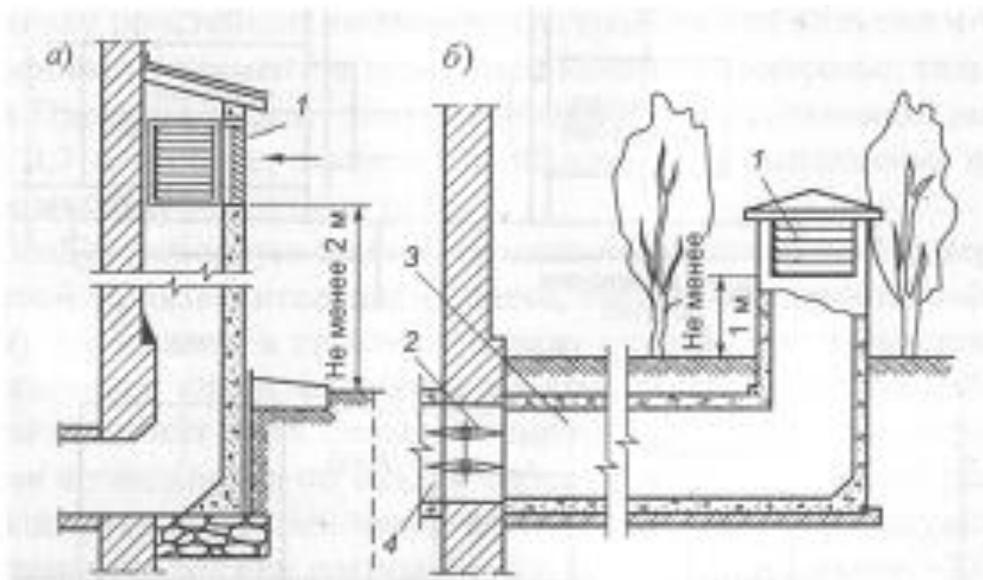


Рис. 6.4.3. Принципиальные схемы приставной и выносной шахт

а – приставная воздухозаборная шахта; б – выносная приточная шахта

1 – воздухоприточные решётки; 2 – утеплённый клапан; 3 – тоннель для подачи воздуха к коридору наружного воздуха; 4 – коридор наружного воздуха

Наружный воздух при большом количестве приточных камер и кондиционеров забирают из атмосферы через выносные приточные шахты, в воздухоприёмные отверстия которых должны устанавливаться жалюзийные решетки, предохраняющие от попадания в шахту посторонних предметов и осадков. Низ отверстия для воздухозаборного отверстия следует размещать на высоте более 1 м от уровня устойчивого снегового покрова, определяемого по данным гидрометеостанций или расчетом, но не ниже 2 м от уровня земли.

Виброизоляторы предпочтительны стальные, изготавливаемые в некоторых случаях виброизолирующие элементы из резины со временем стареют, ухудшая свои эластичные свойства.

Трассировка каналов и воздуховодов. Подача или удаление воздуха с каждого этажа многоэтажного здания, согласно противопожарным требованиям, производится индивидуальным вертикальным каналом, обслуживающим каждый этаж. Трассировка должна облегчать аэродинамическую увязку каналов:

- канал, обслуживающий последний этаж в вытяжной гравитационной системе должен быть ближайшим к вытяжной шахте;

- канал, обслуживающий последний этаж вытяжной системы с механическим побуждением, должен быть наиболее удалённым от вытяжного вентилятора;
- в случае размещения приточной камеры в подвале, приточный канал или воздуховод, обслуживающий 1-й этаж должен, по сети воздуховодов, быть наиболее удалённым от приточного вентилятора

Приток на этажи и вытяжка с этажей производится вертикальными металлическими воздуховодами или неметаллическими каналами. Металлические вертикальные воздуховоды прокладывают в специальных вентиляционных шахтах. Распределение воздуха по помещениям каждого этажа производится разветвлённой сетью воздуховодов. Противопожарные нормы требуют, чтобы каждый вертикальный канал обслуживал только один этаж. Допускается и применение одного канала для обслуживания всех этажей здания, по поэтажные сети воздуховодов должны присоединяться к вертикальному каналу через противопожарные клапаны. Противопожарные клапаны требуют обслуживания, поэтому предпочтение следует отдавать подаче или вытяжке поэтажными каналами. Поэтажная разводка воздуховодов обычно производится в коридоре под подшивным потолком. Выполнить аэродинамическую увязку воздуховодов соответствующим подбором диаметров часто не удаётся. Распределение воздуха по сетям воздуховодов после монтажа, в настоящее время, производят дроссель-клапанами, установленными на ответвлениях. Если их установка не предусмотрена, между фланцами устанавливаются приходится устанавливать диафрагмы, диаметр отверстий которых определяется специальным расчётом.

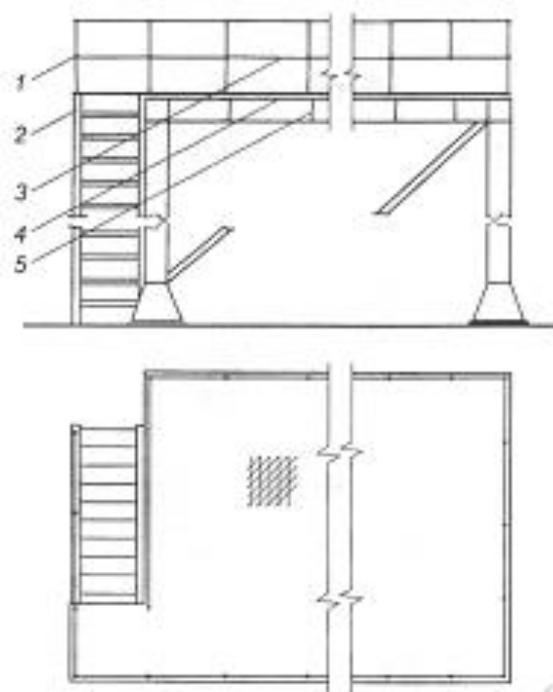


Рис. 6.4.4.. Схема вентиляционной площадки

1 и 3 – ограждение; 2 – трап; 4 – покрытие из рифлёной листовой стали; 5 – несущие элементы из стального проката

Вентиляционные площадки состоят из платформы и колонн. Изготавливают их преимущественно из стального проката, платформу устанавливают на колоннах из швеллеров или двутавров, отметка пола вентплощадки +3,0 м и более. Стальной прокат в платформе размещается таким образом, чтобы воспринимать нагрузку от вентиляционного оборудования; в полках стального проката сверлятся отверстия для крепления оборудования с помощью болтов. Поверх проката укладывают листы рифлёной стали. Обязательны установка ограждения и стационарной лестницы – трапа. Иногда платформу вентиляционной площадки выполняют из сборных железобетонных плит. В некоторых случаях вентиляционные площадки выполняют из монолитного железобетона. Проектируют и монтируют площадки строители, инженеры по отоплению и вентиляции выдают задание на проектирование с указанием массы каждого вида устанавливаемого оборудования, привязкой к осям и величиной диаметров отверстий под крепёжные болты.

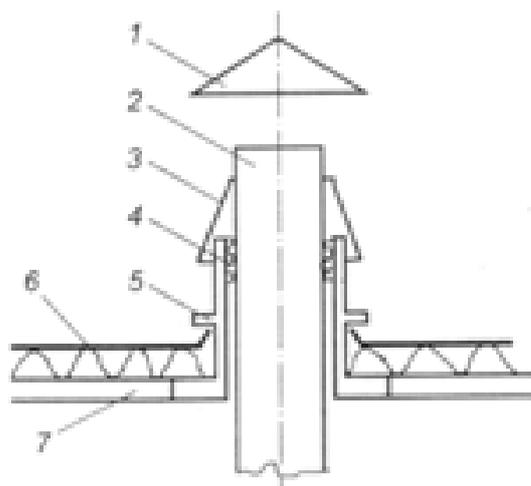


Рис. 6.4.5. Узел пересечения кровли одиночным выхлопным воздуховодом

1 – зонтик; 2 – выхлопной воздуховод; 3 – «юбка»; 4 – бетонный «стакан»; 5 – выступ – капельник; 6 – кровля; 7 – бесчердачное перекрытие

Выхлопные воздуховоды вытяжных систем промышленных зданий желательно прокладывать внутри помещения во избежание конденсации водяных паров в холодный период года и увлажнения дождём летом, что приводит к их коррозии. Пересечение выхлопными воздуховодами крыши производится через конструктивные специальные элементы. В случае одиночного воздуховода в месте пересечения воздуховодом крыши с рулонным покрытием устанавливается металлический или железобетонный стакан (рис. 6.4.5).

Если на вентплощадке установлено несколько вытяжных вентиляторов, выброс воздуха производится через вытяжную шахту с сотовым заполнением. Воздуховод от каждой вытяжной установки присоединяется к отдельной ячейке.

В многоэтажных производственных зданиях с большой насыщенностью вентиляционными системами через 4 – 5 производственных устраивают технические этажи, в которых и размещают вентиляционное оборудование. Технические этажи размещают между производственными этажами. Высота технических этажей невелика, обычно она находится в пределах близких к 2-2,5 метрам. Удаляемый вытяжными установками воздух с каждого технического этажа вертикальными шахтами выводится на крышу

6.5. Задачи аэродинамического расчёта. Виды давлений воздушного потока

Аэродинамический расчет воздухопроводов имеет целью:

- определение размеров поперечного сечения воздухопроводов и каналов, потерь давления на отдельных участках и в системе в целом (прямая задача).
- определение расходов воздуха в участках сети при заданных размерах воздухопроводов и известном перепаде давления в системе (обратная задача).

В аэродинамических расчетах воздухопроводов и каналов воздух считается несжимаемой средой.

Воздушный поток в воздуховоде и канале характеризуется статическим, динамическим и полным давлениями. Эти давления измеряются микроманометром относительно атмосферного давления. В приточных воздуховодах давление воздуха превышает атмосферное, в вытяжных имеет место вакуум.

Статическое давление $p_{ст}$, Па, определяет потенциальную энергию 1 м^3 воздуха в рассматриваемом сечении воздуховода, оно равно давлению на стенке воздуховода, параллельной воздушному потоку

Динамическое давление – это кинетическая энергия потока, отнесенная к 1 м^3 воздуха. При скорости движения воздуха в сечении v динамическое давление, Па, равно

$$p_d = \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.5.1)$$

Используется для вычисления скорости воздушного потока

$$v = \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}} \quad (6.5.2)$$

Полное давление измеряется отборником полного давления и равно сумме статического и динамического давлений

$$p_{п} = p_{ст} + p_{д} \quad (6.5.3)$$

Кинетическая энергия способна переходить в потенциальную и наоборот, например, в случаях, когда диаметры воздухопроводов изменяются при неизменном количестве перемещаемого воздуха.

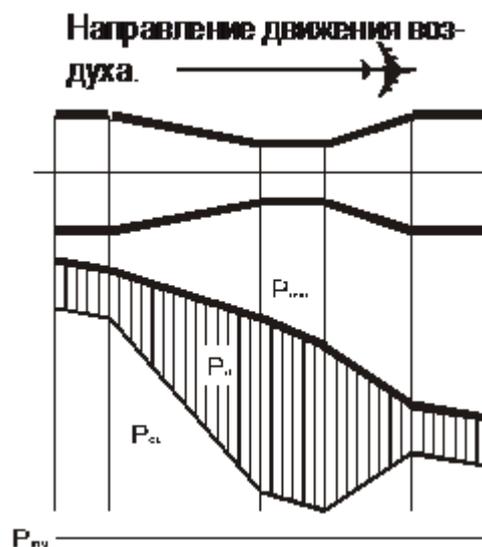


Рис. 6.5.1. График изменения полного, динамического и статического давления в трубе Вентури

«Движущей силой», перемещающей воздух сети воздуховодов и каналов с различными диаметрами или поперчными сечениями, является полное давление. Воздух перемещается из сечений с большей величиной полного давления к сечениям с меньшей величиной полного давления. Этот вывод подтверждается графиком изменения статического, динамического и полного давления в трубе Вентури (рис.5.30). В конфузоре в направлении движения потока динамическое давление возрастает и уменьшается статическое, а в диффузоре в том же направлении статическое давление начинает возрастать и уменьшается динамическое. И только полное давление воздушного потока постоянно уменьшается в направлении движения воздуха.

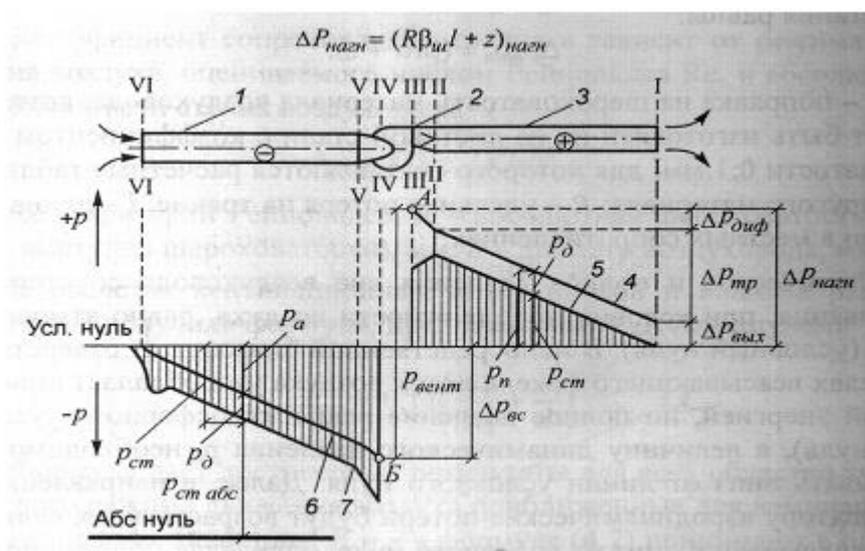


Рис. 6.5.2. Схема распределения давлений во всасывающем и нагнетательном воздуховодах, присоединённых к вентилятору

1 – всасывающий воздуховод; 2 – вентилятор; 3 – нагнетательный воздуховод; 4 – линия полного давления нагнетательной стороны; 5 – линия статического давления там же; 6 – линия полного давления всасывающей стороны; 7 – линия статического давления там же; I – IV – номера сечений

Эпюры давлений строятся от абсолютного нуля (абсолютного вакуума) (рис. 5.31). Кроме этих линий на чертёж наносится линия атмосферного давления. Структура эпюры давлений.

Нагнетательный воздуховод:

- в сечении I - I нагнетательного воздуховода статическое давление равно атмосферному давлению (условный нуль). Полное давление в этом сечении равно динамическому давлению, обозначенному на чертеже как $\Delta p_{\text{вых.}}$;
- в сечении II -II статическое давление $p_{\text{ст,II}} > 0$, так как численно равно потерям давления на трение между сечениями II – II и I - I). При постоянном сечении воздуховода скорость воздуха в нём не изменяется и поэтому линия статического давления - прямая. Линия полного давления также прямая, параллельная линии $p_{\text{ст.}}$, так как динамическое давление по длине воздуховода постоянно. Расстояние между этими линиями по вертикали равно динамическому давлению $p_{\text{д}}$.
- в конфузоре и диффузоре, (сечения II – II и III – III) скорость потока изменяется; в конфузоре скорость потока воздуха возрастает, увеличивается и динамическое давление, в диффузоре оно уменьшается; максимальная величина полного давления на выходе из вентилятора определяется т.А, минимальная величина его – в плоскости всасывающего отверстия (точка Б); полное давление, развиваемое вентилятором равно сумме этих давлений.

Всасывающий воздуховод:

- в сечении IV полное давление равно атмосферному, хотя в пределах всасывающего факела поток воздуха уже обладает кинетической энергией; величина динамического давления $p_{\text{д}}$ откладывается вниз от линии условного нуля;

- в сечении V полное давление равно аэродинамическим потерям на участке VI-V.
- линия статического давления располагается ниже линии полного давления на величину динамического давления.

резкое понижение линии статического давления после сечения VI-VI объясняется сужением потока на входе в воздуховод вследствие образования кольцевой вихревой зоны вблизи стенки воздуховода.

6.7. Определение потерь давления в воздуховодах и каналах

Потери давления по длине вычисляются по формуле Дарси:

- для круглого поперечного сечения

$$\Delta p_{mp.} = \lambda_{mp.} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.7.1)$$

$\lambda_{тр}$ - коэффициент сопротивления трения.

- для воздуховодов с произвольной формой поперечного сечения

$$\Delta p_{mp.} = \lambda_{mp.} \frac{l \cdot \Pi}{f} \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.7.2)$$

Коэффициенты трения для различных материалов определяются экспериментально, результаты экспериментов обрабатываются с целью получения расчётных формул. В расчётах вентиляционных воздуховодов и каналов распространение получила формула, предложенная А. Д. Альтшулем

$$\lambda_{mp.} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25} \quad (6.7.3)$$

k – эквивалентная шероховатость, мм.

Потери давления в местных сопротивлениях пропорциональны динамическому давлению воздуха в воздуховоде

$$\Delta p_{м.с.} = \zeta \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.7.4)$$

ζ (дзета) - коэффициента местного сопротивления, определяет потери давления в местном сопротивлении в долях динамического давления.

Потери давления в местных сопротивлениях участка, обозначаемые z , равны

$$Z = \sum \zeta \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.7.5)$$

где $\sum \zeta$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Общие потери давления на участке воздуховода длиной l при наличии местных сопротивлений в этой методике вычисляются по формуле

$$\Delta p_{\text{уч.}} = R \beta_{\text{ш}} l + z \quad (6.7.6)$$

где $R \beta_{\text{ш}}$ - потери давления на 1 м длины воздуховода; z - потери давления в местных сопротивлениях участка.

6.8. Способы расчёта потерь давления в сети

Способ расчета по удельной потере на трение и в местных сопротивлениях.

Применяется для решения прямых задач. В излагаемом способе расчёта потери давления на трение, Па, в прямолинейном воздуховоде длиной l , м, принято определять по выражению

$$\Delta p_{\text{тр}} = R l \quad (6.8.1)$$

R – удельная потеря давления на трение, Па/м; l – длина воздуховода, м.

Величина R получена путём несложного преобразования формулы (5.4)

$$\Delta p_{\text{мп.}} = \lambda_{\text{мп.}} \frac{l v^2}{d} \rho = \left(\lambda_{\text{мп.}} \frac{1 \text{ метр длины}}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho \right) \cdot l = R l \quad (6.8.2)$$

$R = \lambda \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$ – удельная потеря на трение, отнесенная к единице длины служит для вычисления значений R при составлении расчётных таблиц и номограмм.

Расчётные таблицы и номограммы составлены для стальных стандартных воздухопроводов круглого сечения, давления воздуха 98 кПа (1 ат) и температуры 20° С.

Расчётные таблицы используют для расчета не только круглых воздухопроводов, но и каналов и воздухопроводов квадратного и прямоугольного сечений. Удельная потеря на трение для этих воздухопроводов определяется по таблицам с помощью эквивалентного диаметра.

Наибольшее применение получил эквивалентный диаметр по скорости – d_v , так как он вычисляется по несложной формуле

$$d_v = \frac{2ab}{a+b} \quad (6.8.3)$$

Для квадратного воздуховода или канала $d_v = a$.

a и b – стороны прямоугольного воздуховода.

Правило: чтобы найти значение удельной потери на трение прямоугольного или квадратного воздуховода по таблице или номограмме, составленной для круглых воздуховодов, необходимо определить R по эквивалентному диаметру d_v и фактической скорости в прямоугольном воздуховоде, не принимая во внимание фактический расход воздуха.

Воздуховоды и, тем более, каналы выполняются не стальными, а из других материалов, эквивалентная шероховатость которых не равна 0,1. В ручном счёте на табличное значение R вводится поправка на шероховатость $\beta_{ш}$, величина которой зависит от величины эквивалентной шероховатости и скорости в воздуховоде

$$R_{ш} = R \beta_{ш} \quad (6.8.4)$$

6.9. Расчёт систем вентиляции с естественным побуждением

Расчётной для гравитационных вытяжных систем является температура наружного воздуха (+ 5) °С. Расчётное давление для гравитационных вытяжных систем является внутренним избыточным давлением и равно разности давлений столбов воздуха снаружи и внутри помещения на плоскости, проходящие через центры вытяжных решёток каждого из этажей. Высоты столбов – от отметки устья вытяжной шахты до отметки центра вытяжной решётки в помещении.

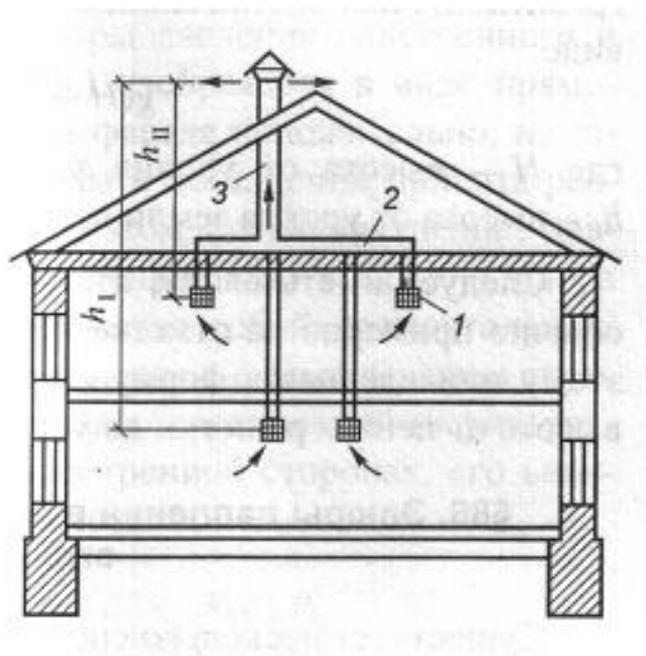


Рис. 6.9.1. К определению расчётного давления вытяжных гравитационных систем

1 – жалюзийные решётки; 2 – сборный короб; 3 – вытяжная шахта

Вычисления сведены в таблицу 6.9.1.

Таблица 6.9.1

К определению расчётного давления в системах вытяжной вентиляции с гравитационным побуждением

№№ этажа	Давление наружного воздуха на расчётную плоскость	Давление удаляемого воздуха на расчётную плоскость	Расчётное гравитационное давление
1 эт.	$g \cdot \rho_n h_1$	$g \cdot \rho_v h_1$	$g \cdot h_1 \cdot (\rho_n - \rho_v)$
2 эт.	$g \cdot \rho_n h_2$	$g \cdot \rho_v h_2$	$g \cdot h_2 \cdot (\rho_n - \rho_v)$

Из таблицы следует, что гравитационное давление в многоэтажных зданиях различно для различных этажей. Наименьшую величину гравитационного давления имеет последний этаж.

Из этого обстоятельства следует:

1. при выборе трассировке вытяжной системы со сборным коробом каналы помещений последнего этажа следует размещать как можно более ближе к вытяжной шахте, что позволяет уменьшить поперечное сечение сборных коробов;

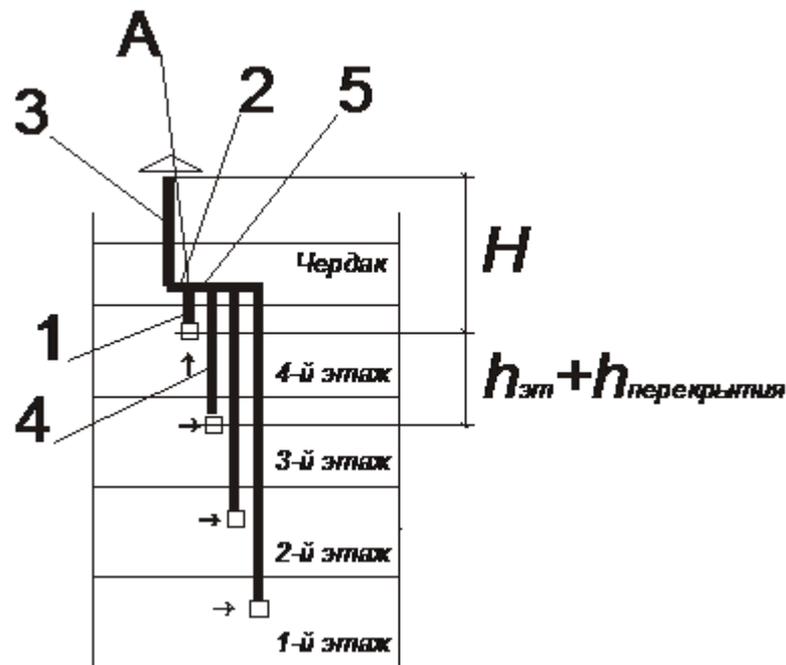


Рис. 6.9.2. Последовательность присоединения индивидуальных каналов к сборному коробу относительно положения вытяжной шахты

2. главное расчётное направление проходит через наиболее удалённый от вытяжной шахты канал помещения последнего этажа.

Большие величины гравитационного давления присущи помещениям нижележащих этажей. Это обстоятельство учитывается при аэродинамической увязке воздуховодов. Согласно рис. 6.9.2, главное расчётное направление состоит из участков 1, 2, 3, на нём следует израсходовать давление

$$\Delta p = gh_2(\rho_{+5^0C} - \rho_e)$$

Участки 1 и 4 соединены параллельно с общей точкой А.. На участке 4 следует израсходовать

$$\Delta p_4 = \Delta p_1 + g(h_1 - h_2)(\rho_{+5^0C} - \rho_e) \quad (6.9.1)$$

Расчётная величина гравитационного давления невелика, поэтому скорости воздуха, м/с, в вертикальных каналах, сборном коробе и вытяжной шахте обычно не превышают следующих величин, м/с:

- воздухоприёмные решётки 0,5 – 0,8
- вертикальные каналы 0,5 – 1,0
- вытяжные шахты 1,0 – 1,5.

Вытяжные гравитационные системы в многоэтажных зданиях с каналами, расположенными в вентиляционных панелях.

Последовательность проектирования вытяжных систем с вертикальным сборным каналом

1. Выбирается тип вентиляционных панелей. Если здание имеет тёплый чердак, предпочтение отдаётся панелям, обеспечивающим выпуск воздуха в вертикальный сборный канал через 1 этаж.
2. В соответствии с конструктивными особенностями панелей проектируется сеть каналов. Панели выбираются таким образом, чтобы соблюдались оговоренные выше соотношения между площадями поперечного сечения и сборного вертикального канала и ответвлений. Помещения последних этажей следует вентилировать индивидуальными каналами с самостоятельным выпуском воздуха в атмосферу.

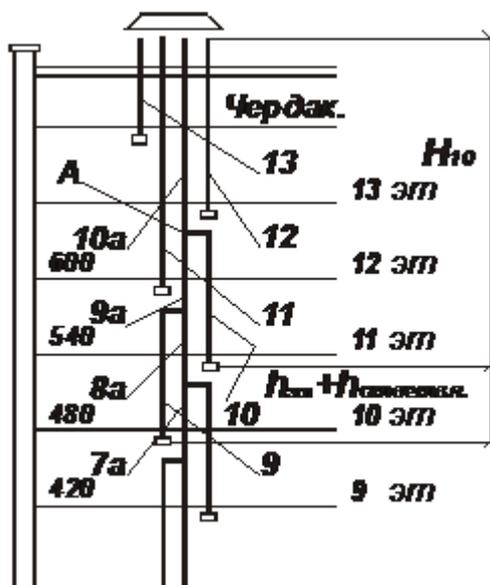


Рис. 6.9.3. Трассировка каналов в вытяжной системе с естественным побуждением, выполненной из вентиляционных панелей

В приведенной схеме (рис. 6.9.3) последний 13 – й этаж вентилируется индивидуальным каналом, вне вентиляционной панели. Этажи 12 и 11 – каналами ответвлений вентиляционной панели.

3. Проводят нумерацию участков с указанием расходов в них. Удобна следующая нумерация участков:

- ответвлению присваивается номер этажа, на котором находится вентилируемое ответвлением помещение;
- участку вертикального сборного канала от точки присоединения к нему рассматриваемого ответвления до точки присоединения ответвления вышележащего этажа присваивается номер рассматриваемого ответвления, но с индексом «а».

Подсчитывать расходы воздуха на участках сборного вертикального воздуховода удобно, начав с 1 – го этажа.

3. Расчёт начинают с последнего этажа, согласно приведенной схемы (рис. 2), это 13 – й этаж. Вентилируется помещение каналом с индивидуальным выпуском воздуха под общий для вентиляционной системы зонт. Диаметр или размеры канала определяются шириной вентиляционной панели и часто принимаются равными диаметру ответвления в вентиляционной панели. Обычно расчёт этого участка определяет высоту вытяжной шахты для всей вентиляционной системы.

4. Рассчитывают все прочие индивидуальные каналы (12 и 11 этажи).

5. Приступают к аэродинамическому расчёту каналов, объединённых сборным вертикальным каналом. В представленной схеме (рис. 6.9.3) – это каналы, обслуживающие помещения с 1 – го по 10 – й этажи здания.

6. Расчёт начинают с 10 – го этажа. Рассчитываются участки 10 и 10а. Расчётное гравитационное давление равно:

$$\Delta p = gH_{10}(\rho_{+5} - \rho_v)$$

Следует стремиться большую часть расчётного давления израсходовать в ответвлении, получив, тем самым наибольшее поперечное сечение вертикального сборного канала.

7. Каналы 9 и 9а соединены с ответвлением 10 параллельно. Общая точка А. Расчёт каналов 9 и 9а производится на давление

$$\Delta p = \Delta p_{10} + g(h_{\text{эт}} + h_{\text{ответвл.}})(\rho_{+5} - \rho_v)$$

Величина $h_{\text{эт}}$ состоит из высоты этажа и толщины перекрытия. Основным принципом подбора диаметров и поперечных сечений каналов – большая часть располагаемого давления должна расходоваться в ответвлении.

8. Аналогично рассчитываются каналы прочих нижележащих этажей.

Расчёт вытяжных и приточных систем вентиляции с механическим побуждением.

Аэродинамический расчёт сетей воздухопроводов и каналов приточных и вытяжных систем с механическим побуждением имеет целью:

- определение диаметров или размеров поперечного сечения воздухопроводов или каналов, обеспечивающих аэродинамическую увязку ответвлений;
- вычисление потерь давления на каждом из участков и потерь давления в сети;
- определение расчётных расхода и потерь давления, на который следует подбирать вентилятор.

Аэродинамическая увязка систем с механическим побуждением рассматривается на примере плоской схемы воздухопроводов, представленной на рис. 4. Главное расчётное направление соединяет по сети воздухопроводов с вентилятором наиболее удалённую по сети воздухопроводов всасывающую воронку. Оно состоит из участков 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, на схеме обозначенных крупными цифрами. Прочие участки, обозначенные менее крупным шрифтом (8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15) являются ответвлениями.

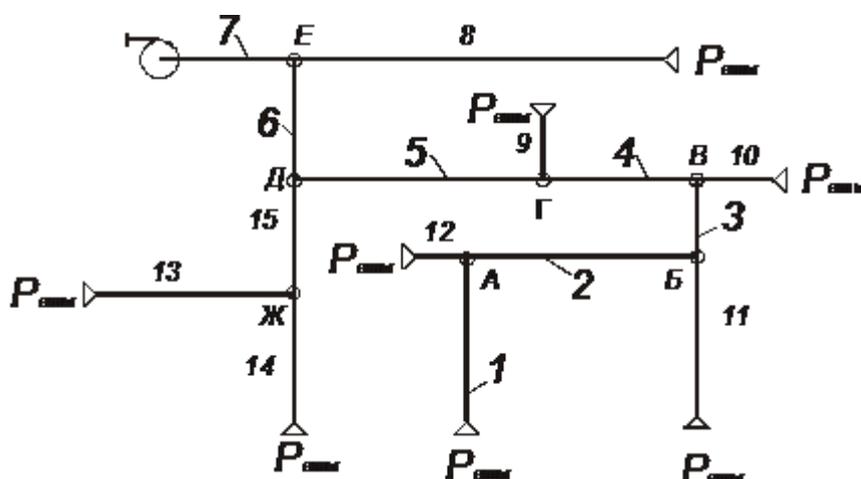


Рис. 6.9.4. Плоская схема сети воздухопроводов вытяжной системы с механическим побуждением

Подбор диаметров или размеров поперечного сечения осуществляется с помощью рекомендуемых скоростей движения воздуха в воздуховодах. Для гражданских зданий этот диапазон составляет $4 \div 10$ м/с. Скорость в воздуховодах должна возрастать в направлении от приёмника загрязнённого воздуха или воздухораспределителя к вентилятору.

Указанный диапазон скоростей характерен для металлических воздуховодов, которые могут выполняться в нормальном исполнении или плотными. Вентиляционные каналы, прокладываемые в толще кирпичных внутренних стен или изготавливаемые из шлакоалебастровых плит, имеют недостаточную плотность и большую шероховатость. Следует стремиться к уменьшению аэродинамических потерь в них. Для каналов, выполненных из строительных материалов, скорости перемещения воздуха принимают не более $5 \div 6$ м/с.

Если сеть, представленная на рис. 6, выполнена из металлических воздуховодов, на участке 1 скорость должна быть порядка 4 м/с, на участке 7 – около 10 м/с. Размеры прочих участков должны подбираться с учётом аэродинамической увязки. Расчёт ответвлений следует начинать с начала главного расчётного направления.

Поэтому рассмотрение вопросов продолжим с участка 12. Ответвление 12 и участок 1 главного расчётного направления соединены друг с другом параллельно и имеют общую точку А, давление в которой P_a равно для участков 1 и 12. Потери давления на участке 1 равны $P_{атм} - P_a$ при расчётном расходе. Эта разность давлений имеет место и в ответвлении 12. Какой бы диаметр или поперечное сечение ответвления 12 не были выбраны, в ответвлении установится такой расход, что фактические потери давления составят $P_{атм} - P_a$. Подбор размера поперечного сечения участка 12 с учётом аэродинамической увязки означает, что диаметр или поперечное сечение воздуховода участка 12 должны обеспечивать потери давления $P_{атм} - P_a$ при расчётном расходе в нём.

Правило аэродинамической увязки. Если имеются два участка воздуховодов, соединённых параллельно, и потери давления в одном из них известны, то размеры поперечного сечения другого параллельного участка должны обеспечи-

вать равные с первым участком потери давления при расчётном расходе воздуха в нём.

Примечание: в аэродинамическом расчёте систем с механическим побуждением гравитационное давление не учитывается.

Следующим по ходу движения воздуха является ответвление 11. Оно присоединено параллельно к участку главного расчётного направления, состоящего из участков 1 и 2, общая точка – Б. Давление в точке Б определяется аэродинамическими потерями на участках 1 и 2. С целью аэродинамической увязки на участке 11 следует израсходовать давление, равное сумме аэродинамических потерь участков 1 и 2.

Аналогично:

на участке 10 следует потерять давление, равное сумме аэродинамических потерь участков 1+2+3; на участке 9 необходимо потерять сумму аэродинамических потерь участков 1+2+3+4. Точка Д является общей для участка главного расчётного направления 1+2+3+4+5. К этой точке присоединены участки 13, 14 и 15. Подбор диаметров или размеров поперечных сечений каналов следует начать с участков 13+15, общая длина которых больше, нежели общая длина участков 14+15. На участках 13+15 следует потерять сумму аэродинамических потерь участков 1+2+3+4+5, затем приступить к расчёту участка 14. На участке 14 следует потерять столько же, сколько и на участке 13.

В системах вентиляции применяются стандартные диаметры воздуховодов и стандартные поперечные сечения каналов. Диаметры и поперечные сечения изменяются с определённым шагом, поэтому абсолютная аэродинамическая увязка невозможна. Согласно пункта 4.133 СНиП 2.04.05 – 91 невязка потерь давления по ветвям воздуховодов не должна превышать 10 %.

Выбор главного расчётного направления. Расчётные потери давления сети воздухопроводов или каналов равны сумме потерь давления на участках, входящих в главное расчётное направление. Главное расчётное направление есть кратчайший по сети воздухопроводов путь от вентилятора к наиболее удалённой вытяжной решетке или воздухораспределителю.

Расчётные потери давления для подбора вентилятора равны:

- у вытяжных вентиляционных систем – потери давления сети воздухопроводов, включая и выхлопной воздухопровод плюс сопротивление очистного устройства, если оно входит в состав вытяжной системы;
- у приточных систем – потери сети воздухопроводов плюс потери давления в воздухоприёмном тракте от воздухозаборной решетки до утеплённого клапана плюс потери давления в фильтре, калорифере и воздухораспределителе.

6.10. Неорганизованный воздухообмен в помещениях, эпюры давления в помещении и на поверхности ограждающих конструкций

Строительные материалы, из которых производят ограждающие и прочие конструкции зданий, как правило, являются пористыми материалами, в которых имеются сообщающиеся друг с другом поры и капилляры. В заполнениях оконных и дверных проёмов имеются неплотности, притворы имеют щели.

Вследствие действия естественных сил (разности гравитационных давлений, действия ветра) давления в помещениях и снаружи неодинаковы, что приводит к фильтрации воздуха через наружные и внутренние ограждения здания. Количеством воздуха, фильтрующегося через поры и капилляры ограждений, в инженерных расчётах обычно пренебрегают его вследствие малости.

Давление – атмосферное давление на некоторой отметке относительно контрольной плоскости, принятой в качестве условного нуля;

разность гравитационных давлений - разность давлений на одной и той же отметке относительно условного нуля по обе стороны ограждения, вызванная разной плотностью воздуха по обе стороны ограждения. (это давление, по предложению проф. Каменева П. Н. принято называть внутренним избыточным

давлением; термин называет разность давлений - давлением, на этапе обучения, поэтому в дальнейшем применяться не будет, и в дальнейшем изложении материала будем пользоваться термином «разность гравитационных давлений»); разность давлений – разность давлений на одной и той же отметке по обе стороны ограждения, вызванная действием ветра или совместным действием ветра и гравитационных сил.

совместное действие ветра и гравитационного давления имеют место в случаях, когда на здание воздействует ветер, а плотности воздуха снаружи и внутри здания не одинаковы; разность давлений равно алгебраической сумме разности давлений, формируемой действием ветра и разности гравитационных давлений. Зона аэродинамического следа – объём прилегающего к зданию возмущённого воздуха, заполненного вихревыми структурами.

6.11. Закономерности фильтрации воздуха через строительные материалы

Экспериментальные данные позволяют сделать заключение, что в большинстве стеновых строительных материалов имеет место ламинарная фильтрация, подчиняющаяся закону Дарси

$$\Delta p = s_{\text{л}} j \quad (6.11.1)$$

Δp – разность давлений с 2-х сторон ограждения, Па;

$s_{\text{л}}$ – экспериментальный коэффициент, численно равный перепаду давлений по обе стороны ограждения при расходе $j = 1 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$

В крупнопористых материалах, щелях притворов и ограждающих конструкций наблюдается турбулентный режим фильтрации воздуха, закон сопротивления квадратичный

$$\Delta p = s j^2 \quad (6.11.2)$$

$$s = \frac{\Delta p}{j^2} \frac{\text{Па} \cdot \text{ч}^2}{\text{кг}^2} \quad (6.11.3)$$

s – коэффициент сопротивления элемента сети, равный величине падения давления при перемещении единицы расхода.

Термин. Коэффициентом сопротивления элемента сети или проёма, отверстия называется некоторая величина, произведение которой и квадрата расхода даёт величину потерь давления в этом элементе.

Поскольку в ограждениях одновременно присутствуют капилляры и щели различных размеров, для инженерных расчётов фильтрации применяют формулу

$$\Delta p = sj^{2/3} \quad (6.11.4)$$

В случае перемещения воздуха через окна и наружные двери

$$\Delta p = sG^2 \quad (6.11.5)$$

G – массовый расход воздуха через проём, кг/ч.

Существует также способ расчёта воздушных потоков в открытых проёмах (и щелях) через коэффициент расхода $\mu_{\text{проёма}}$, который также применяется в данных расчётах.

Массовый расход воздуха через открытый проём определяется как

$$G = 3600 \cdot \mu_{\text{проёма}} \cdot A_{\text{проёма}} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_n} \quad (6.11.6)$$

Потеря давления при проходе воздушного потока через открытый проём может быть вычислена через коэффициент местного сопротивления

$$\Delta p_{\text{проём}} = \zeta_{\text{проёма}} \cdot \frac{v_{\text{проёма}}^2}{2} \cdot \rho$$

Между коэффициентом местного сопротивления ζ и коэффициентом расхода μ существует зависимость

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\zeta}} \quad \text{или} \quad \zeta = \frac{1}{\mu^2} \quad (6.11.7)$$

6.12. Характеристики сопротивления s

Связь коэффициента сопротивления с потерями давления определяется экспериментально или может быть вычислена по величине потерь давления в рассматриваемом элементе, вычисленном по сумме потерь давления на трение и в местных сопротивлениях

$$s = \frac{\left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right)}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (6.12.1)$$

В отверстиях с острыми кромками, к которому относятся и аэрационные проёмы, потери по длине отсутствуют, поэтому

$$s = \frac{1}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^4 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (6.12.2)$$

μ – коэффициент расхода в отверстии;

A – площадь проёма, м²;

Размерность коэффициента сопротивления $s = \frac{\text{Па} \cdot \text{час}^2}{\text{кг}^2}$

Коэффициент сопротивления закрытого дверного проёма, не имеющего дополнительного уплотнения, можно определить как

$$s = \frac{1}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^4 \cdot l_{\text{щели}}^2 \cdot \delta_{\text{щели}}} \quad (6.12.3)$$

l – длина щели притвора, м; δ – ширина щели притвора, м.

Эта характеристика для окон, как правило, имеющих уплотнение, определяется экспериментально, для дверей, в притворах которых отсутствуют уплотняющие прокладки – по формуле (6.12.3).

В формуле (6.12.3):

μ – коэффициент расхода щели притвора; значение μ можно принимать равным: для дверей одинарных – 0,5, одинарных с наплавом – 0,4, двойных – 0,35;

δ – ширина щели притвора, мм; может быть принята: для квартирных дверей 1,5÷2 мм; для наружных дверей $\delta = 3 \div 4$ мм; для распашных дверей – $\delta = 4$ мм.

ρ – плотность воздуха, кг/м³, величина которой принимается: для внутренних дверей – по температуре воздуха помещения, для наружных – по температуре наружного воздуха в случае инфильтрации, по температуре воздуха помещения, если имеет место эксфильтрация.

В настоящее время производится и находятся в эксплуатации значительное количество окон с повышенной плотностью притворов, экспериментальные данные о фактической воздухопроницаемости которых практически отсут-

ствуют. В этом случае пользуются характеристикой сопротивления, определённой по нормативной воздухопроницаемости.

В расчётах воздухопроницаемости при определении характеристик сопротивления следует опираться на нормативные документы, например, СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий. Характеристика сопротивления вычисляется по величине расчётной разности давления

$$\Delta p_{\text{расч}} = 0,55 H(y_{\text{ext}} - y_{\text{int}}) + 0,03 y_{\text{ext}} \cdot v^2 \quad (6.12.4)$$

где H - высота здания (от уровня пола первого этажа до верха вытяжной шахты), м;

y_{ext} , y_{int} - удельный вес соответственно наружного и внутреннего воздуха, Н/м³, определяемый по формуле

$$y = 3463 / (273 + t) \quad (6.12.5)$$

t - температура воздуха: внутреннего (для определения y_{int}) - принимается согласно оптимальным параметрам по ГОСТ 12.1.005, ГОСТ 30494 и СанПиН 2.1.2.1002; наружного (для определения y_{ext}) - принимается равной средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 по СНиП 23-01;

v - максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь, повторяемость которых составляет 16 % и более, принимаемая по таблице 1* СНиП 23-01; для зданий высотой свыше 60 м v следует принимать с учетом коэффициента изменения скорости ветра по высоте (по своду правил).

Характеристика сопротивления окон и дверей должна соответствовать этому давлению и определяться по формуле

$$s_{\text{проёма}} = \frac{\Delta p_{\text{расч}}}{G_n^2 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (6.12.6)$$

Размерность $\frac{\text{Па} \cdot \text{час}^2}{\text{кг}^2}$

Коэффициент сопротивления индивидуального вентиляционного канала определяется как

$$s_{\text{ест.вент}} = \frac{g \cdot h \cdot (\rho_{+5} - \rho_6)}{G^2} \quad (6.12.7)$$

h – разность отметок середины окна и устья вытяжной шахты, м;

G – массовый расход удаляемого из помещения воздуха, кг/час.

6.13. Сложение коэффициентов сопротивления параллельно и последовательно соединённых элементов

При последовательном соединении элементов сети расход воздуха по всем элементам G остаётся постоянным, гидравлические потери равны сумме гидравлических потерь в отдельных элементах, а коэффициент характеристики сопротивления сети s равна сумме коэффициентов характеристик сопротивления элементов:

$$G = G_1 = G_2 = G_3 = \dots = G_n, \text{ кг/ч}$$
$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \dots + \Delta p_n, \text{ Па}$$

Коэффициент сопротивления последовательно соединённых отверстий равен сумме коэффициентов сопротивления этих отверстий

$$s = s_1 + s_2 + s_3 + \dots + s_n, \frac{\text{Па} \cdot \text{ч}^2}{\text{кг}^2} \quad (6.13.1)$$

В сети, составленной из ряда параллельных элементов, расход воздуха G равен сумме расходов элементов гидравлические потери в элементах Δp равны между собой, так как имеют общие точки деления и слияния потоков, проводимость всей сети ρ равна проводимостей составляющих её элементов:

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n, \text{ кг/ч}$$
$$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3 = \dots = \Delta p_n, \text{ Па.}$$

Коэффициент сопротивления параллельно соединённых отверстий равен сумме проводимостей этих отверстий

$$\rho = \rho_1 + \rho_2 + \rho_3 + \dots + \rho_n, \left(\frac{\text{кг}^2}{\text{Па} \cdot \text{ч}^2} \right)^{0.5} \quad (6.13.2)$$

Общая характеристика сопротивления параллельно соединённых отверстий равна

$$s_{\text{эк}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{s_1}} + \frac{1}{\sqrt{s_2}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{s_n}} \right)} \quad (6.13.3)$$

Если известны разность давлений и характеристика сопротивления, расход через проём можно определить как

расход в приточном отверстии

$$p_n > p_x \quad G = + \sqrt{\frac{|p_n - p_x|}{s}} \quad (6.13.4)$$

расход в вытяжном отверстии

$$p_n < p_x \quad G = - \sqrt{\frac{|p_n - p_x|}{s_1}} \quad (6.13.5)$$

Способы вычисления коэффициентов сопротивления рассматривались ранее. Далее рассматриваются способы выбора расчётного давления p_n при составлении характеристик сопротивления.

6.14. Вытяжная противодымная вентиляция

При возникновении пожара все находящиеся в здании люди должны быть эвакуированы в начальной стадии пожара.

Вытяжная противодымная вентиляция имеет целью удаление образовавшегося при пожаре дыма из помещений, где это возгорание произошло. Количество образующегося дыма определяет производительность вытяжных противодымных устройств.

Принято исходить из двух предпосылок:

1. в небольших по объёму помещениях кислорода, содержащегося в объёме помещения, относительно немного и количество образующегося дыма зависит от притока из смежных помещений и снаружи через проёмы, имеющиеся в наружных ограждениях под действием гравитационных сил и давления ветра; этот принцип реализован в расчётной формуле

$$G_l = 3584 \sum A_d [h_0(y_{in} - y)p_{in} + 0,7V^2 p_{in}^2]^{0,5} K_s \quad (6.14.1)$$

- Где ΣA_d — эквивалентная (расходу) площадь дверей эвакуационных выходов, м²;
- h_0 — расчетная высота от нижней границы задымленной зоны до середины двери; принимается равным $h_0 = 0,5H_d + 0,2$
- H_d — высота наиболее высоких дверей эвакуационных выходов, м;
- Y_{in} — удельный вес наружного воздуха, Н/м³;
- Y — удельный вес дыма;
- P_{in} — плотность наружного воздуха, кг/м³;
- V — скорость ветра, м/с: при $V = 1,0$ м/с следует принимать $V = 0$; при $V > 1,0$ м/с по нормативным данным (параметры Б), но не более 5 м/с.

Условно считается, что при возникновении пожара остекление не повреждено, а приток для очага пожара происходит из лестничной клетки, лифтовой шахты, в которые производится приток с целью обеспечения её незадымления. Объём притока зависит от аэродинамического сопротивления пути, по которому происходит проникание воздуха к очагу пожара. Основным видом аэродинамического сопротивления являются двери, поэтому его учитывают введением эквивалентной площадью двери ΣA_d .

Величина G_1 , кг/ч, рассчитываемая на условия холодного периода года проверяется и для теплого, если скорость ветра в теплый период больше, чем в холодный;

2. в помещениях производственных и складских могут возгореться технологическая установка или некоторая часть хранимых материалов, периметр очага возгорания в ряде случаев может быть определён, поэтому следует пользоваться формулой

$$G = 676,8P_f y^{1.5} K_s \quad (6.14.2)$$

где P_f — периметр, м. очага пожара в начальной стадии, прини-

маемый равным большему из периметров открытых или негерметично закрытых емкостей горючих веществ или мест складирования горючих или негорючих материалов (деталей) в горючей упаковке.

Для помещений, оборудованных спринклерными системами пожаротушения, P_f ограничивается 12м.

Температура дымовых газов выбирается в зависимости от вида горящего материала и объёма помещения, в котором произошло возгорание. Если горят жидкости или газы средние удельный вес γ , Н/м³, и температура дыма t , °С, при удалении его из помещения объемом 10 тыс. м³ и менее принимают: $\gamma = 4$ Н/м³, $t = 600$ °С; твёрдые тела - $\gamma = 5$ Н/м³, $t = 450$ °С; волокнистые материалы и при удалении дыма из коридоров и холлов. $\gamma = 6$ Н/м³, $t = 300$ °С. В библиотеках, книгохранилищах, архивах, складах бумаги предусматриваются вытяжные устройства с искусственным побуждением, принимая средний удельный вес газов 7 Н/м³ и температуру 220°С.

Удаление дыма непосредственно из помещений, в которых произошёл пожар производится в одноэтажных производственных зданиях. С целью предотвращения распространения дыма по всему помещению верхнюю зону помещения площадью более 1600 м² разбивают на дымовые зоны. Площадь дымовой зоны может быть любой, но не должна превышать 1600 м². Дымовые зоны обычно организуют объёмно-планировочными решениями, разбивая помещение на отдельные секции. Возможна организация «резервуаров дыма» завесами из несгораемых материалов высотой не менее 1,5 м от потолка, формирующими под потолком «карман», в котором скапливается дым и откуда он удаляется вытяжным устройством. Удаление расчётного расхода дыма производится только из той «дымовой зоны», в которой произошёл пожар.

Из помещений зрительных залов театров и прочих зрелищных учреждений, дым удаляют, как правило, системами с естественным побуждением, через дымовые шахты с дымовыми клапанами или открываемые не задуваемые фонари. Из примыкающей к окнам зоны шириной $l \leq 15$ м допускается удаление дыма

через оконные фрамуги (створки), низ которых находится на уровне не менее чем 2,2 м от пола.

При удалении дыма непосредственно из помещений дымоотводящие воздуховоды и шахты, дымовые клапаны следует изготавливать из негорючих материалов с огнестойкостью не менее 0,75 ч. Дымовые клапаны должны автоматически открываться при пожаре.

Дымоприемные устройства следует размещать возможно более равномерно по площади помещения, дымовой зоны или резервуара дыма. Площадь, обслуживаемую одним дымоприемным устройством, следует принимать не более 900 м²;

Противодымную вентиляцию предусматривают в жилых зданиях более 10-ти этажей, в административно – бытовых и производственных, а также 9-ти этажных с меньшим числом этажей, если высота от средней планировочной отметки земли до отметки пола верхнего этажа превышает 26,5 м.

Дым удаляется из коридоров, не имеющих световых проёмов в наружных ограждениях, длиной 12 м и более, холлов, предназначенных для эвакуации людей. Дым удаляется системами вытяжной вентиляции с механическим побуждением.

Расход дыма, кг/ч., удаляемого из коридоров определяется по формулам:

- для жилого дома

$$G_{sm.} = 3420BH^{1.5}n \quad (6.14.3)$$

- для общественного, административно – бытового, производственного и складского здания

$$G_{sm.} = 4300BH^{1.5}n K_d \quad (6.14.4)$$

где B – ширина створки двери, м, при выходе из коридора или холла в защищаемый от дыма объём (лестничную клетку, вестибюль, лифтовый холл, непосредственно наружу или наружу через помещение); H – высота двери, принимается не менее 2-х метров; n – коэффициент, зависящий от ширины створки B дверей, открываемых при пожаре на лестничную клетку или наружу; K_d – коэффициент продолжительности открывания двери.

Дым из коридоров и холлов удаляется через дымоотводные шахты с дымовые клапанами, размещаемыми под потолком. Клапан присоединяется либо непосредственно к дымоотводящей шахте или через ответвление длиной не более 15 м. Один клапан может обслуживать коридор длиной не более 30 м или часть коридора, выгороженного перегородками с дверьми. К вытяжной системе коридора или холла допускается присоединять не более двух дымоприемников на одном этаже.

Системы дымоудаления выполняются отдельными от прочих систем. Допускается присоединение двух дымовых шахт к одному вентилятору в пределах противопожарного отсека здания. Аэродинамический расчёт дымоотводных шахт производится с учётом присосов воздуха через клапаны прочих, кроме открытого в задымлённом коридоре, этажей. Объём подсасываемого воздуха выбирается по данным фирм – производителей клапанов с учётом неплотностей шахт. Температура удаляемого воздуха из коридоров жилых зданий принимается равной 300 °С и удельный вес 6 Н/м³, предел огнестойкости стенок дымоотводящих каналов должен быть не менее 0,5 ч.

Удаление дыма производится специальными вытяжными дымососными установками, способными удалять дымовые газы с высокой температурой. Промышленность производит вентиляционные установки, способные удалять в течение часа среду с температурой 400 °С и 600 °С. Присоединение воздуховодов к вентустановкам обычно производится без гибких вставок, нормы допускают установку гибких вставок на воздуховодах из несгораемых материалов. По соображениям противопожарной безопасности эти установки должны устанавливаться в отдельных вентилируемых помещениях с противопожарными перегородками 1-го типа. Вентиляция помещений, где установлены вытяжные противодымные вентиляторы, должна обеспечивать температуру не выше 60 °С в тёплый период года.

6.15. Приточная противодымная вентиляция

Подача притока осуществляется в лестничные клетки и лифтовые шахты. Разработаны объёмно – планировочные решения зданий, обеспечивающие совместно с приточной противопожарной вентиляцией незадымление лестничных клеток и лифтовых шахт во время пожара. Применяются незадымляемые лестничные клетки 3-х типов:

1-й – с выходом через наружную воздушную зону по балконам, лоджиям, открытым переходам, галереям, которые соединены междуэтажными лестницами;

2-й – с подпором воздуха при пожаре;

3-й – с выходом в лестничную клетку из помещений данного этажа через тамбур-шлюз с подпором воздуха (постоянным или при пожаре); избыточное давление воздуха в тамбуре – шлюзе препятствует проникновению дымовых газов в лестничную клетку.

Воздух подаётся, обычно в верхнюю часть:

а) лифтовых шахт при отсутствии у выхода из них тамбуров-шлюзов в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками;

б) незадымляемых лестничных клеток 2-го типа;

в) в тамбуры-шлюзы при незадымляемых лестничных клетках 3-го типа и незадымляемых лестничных клетках, не имеющих выхода непосредственно наружу;

г) в тамбуры-шлюзы перед лифтами в подвальном этаже общественных, административно-бытовых и производственных зданий;

д) в тамбуры-шлюзы перед лестницами в подвальных этажах с помещениями категории В.

е) в машинные помещения лифтов в зданиях категорий А и Б, кроме лифтовых шахт, в которых при пожаре поддерживается избыточное давление воздуха.

Расход воздуха должен определяться из условия обеспечения избыточного давления при пожаре не менее 20 Па:

а) в нижней части лифтовых шахт при закрытых дверях в лифтовых шахтах на всех этажах кроме нижнего;

б) 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) 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 при закрытых дверях, а также в тамбуры-шлюзы в подвальных этажах в соответствии при открытой двери в подвальный этаж.

Определение расхода, обеспечивающего избыточное давление в расчётной точке в 20 Па должно проводиться на основе расчётов воздушного режима здания. Такие расчёты проводятся компьютером с помощью специальных программ. Существуют инженерные методики подобного рода расчётов, в частности, “Пособие 4.91 к СНиП 2.04.05-91, 2-я редакция, 1992 г.”.

7. Системы кондиционирования воздуха

7.1 Общие положения

Кондиционирование воздуха – это создание и автоматическое поддержание (регулирование) в закрытых помещениях всех или отдельных параметров (температуры, влажности, чистоты, скорости движения) воздуха на определенном уровне с целью обеспечения оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей или ведения технологического процесса.

Система кондиционирования воздуха – комплекс инженерных средств и устройств для создания и автоматического поддержания на заданном уровне требуемых параметров микроклимата помещения из условия создания комфорта и (или) условий для протекания технологических процессов: температуры и относительной влажности воздуха, качества воздуха круглогодично.

Система кондиционирования воздуха обеспечивает точное поддержание температуры и относительной влажности воздуха, качества воздуха круглого-

дично. В теплый период года, когда в помещении наблюдаются избытки теплоты и влаги, система кондиционирования воздуха подает в помещение охлажденный и осушенный с помощью холодильной установки приточный воздух.

7.2. Факторы, определяющие комфортные и технологические условия внутри помещений зданий различного назначения

Микроклимат помещения – состояние внутренней среды помещения, оказывающее воздействие на человека и определяющее тепловой комфорт. Микроклимат помещения определяется совокупностью значений определенных параметров воздуха, называемых параметрами микроклимата помещения.

К ним относятся: *температура воздуха, скорость движения воздуха, относительная влажность воздуха, результирующая температура помещения, локальная асимметрия результирующей температуры.*

Скорость движения воздуха – осредненная по объему обслуживаемой зоны скорость движения воздуха.

Результирующая температура помещения t_{su} – комплексный показатель оценки теплового комфорта, определяемый при скорости движения воздуха до 0,2 м/с по формуле:

$$t_{su} = \frac{t_g + t_p}{2}. \quad (7.2.1)$$

где t_g – температура воздуха в помещении, °С;

t_p – радиационная температура помещения, °С.

При скорости движения воздуха от 0,2 до 0,6 м/с результирующая температура помещения может быть определена по формуле:

$$t_{su} = 0,6 \cdot t_g + 0,4 \cdot t_p. \quad (7.2.1)$$

Радиационная температура помещения — осредненная по площади температура внутренних поверхностей ограждений помещения и отопительных приборов. При скорости движения воздуха до 0,2 м/с результирующая температура помещения принимается равной температуре шарового термометра при диаметре сферы 150 мм, под которой подразумевается температура в центре тонкостенной полый сферы, характеризующая совместное влияние температуры воздуха, радиационной температуры и скорости движения воздуха.

7.3. Роль системы кондиционирования воздуха в общей системе обеспечения микроклимата

Система обеспечения микроклимата (СОМ) – совокупность инженерных средств и устройств, необходимых для создания и поддержания в помещении определенных параметров микроклимата, которая включает ограждающие конструкции, в том числе солнцезащитные устройства, системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Микроклимат помещений формируется под влиянием имеющихся внутренних (поступления теплоты, влаги, вредных газов), внешних воздействий – потоки теплоты, влаги, воздуха через наружные ограждения (пассивные элементы СОМ) и регулирующих воздействий от системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха (активные элементы СОМ).

Пассивные элементы СОМ позволяют снизить теплопоступления или теплопотери помещения, обеспечить тепло - и влагоустойчивость помещений. Системы отопления помещения обеспечивают поддержание на заданном уровне температуры воздуха в помещении только в холодное время года, системы панельного охлаждения – температуры помещения в теплое время года, система вентиляции обеспечивает качество воздуха в помещении, поддержание только допустимых значений температуры воздуха в теплое и холодное время года.

Система вентиляции только в частных случаях при определенных параметрах наружного воздуха может обеспечить поддержание в помещении относительной влажности воздуха.

Система кондиционирования воздуха обеспечивает круглогодичное автоматическое поддержание на заданном уровне (оптимальные значения) температуры, относительной влажности и качества воздуха в обслуживаемых помещениях. Остальные активные элементы системы обеспечения микроклимата поддерживают допустимые значения температуры воздуха в отдельные периоды года, система вентиляции – качество воздуха.

Поддержание на заданном уровне относительной влажности воздуха круглогодично обеспечивает только система кондиционирования воздуха, так как в

своем составе имеет аппараты для увлажнения и осушения воздуха. Таким образом, система кондиционирования воздуха обеспечивает поддержание параметров микроклимата в помещении на более высоком уровне, чем остальные системы.

7.4. Расчетные параметры внутренней воздушной среды при проектировании СКВ

В отечественной практике проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха используют, определяемые по нормативной литературе, допустимые или оптимальные параметры микроклимата.

Под допустимыми параметрами микроклимата понимают сочетания значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать общее и локальное ощущение дискомфорта, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности, но при усиленном напряжении механизмов терморегуляции не вызывают повреждений или ухудшения состояния здоровья.

Под оптимальными параметрами микроклимата понимают сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают нормальное тепловое состояние организма при минимальном напряжении механизмов терморегуляции и ощущение комфорта не менее, чем у 80 % людей, находящихся в помещении, и создают предпосылки для высокого уровня работоспособности. Расчетные параметры микроклимата помещения принимают исходя из санитарно-гигиенических и технологических требований в зависимости от назначения помещения и уровня требований к метеорологической обстановке в нем.

7.5. Уровень требований к обеспечению параметров микроклимата.

Классы систем КВ

Уровень требований к метеорологической обстановке помещения определяет класс системы кондиционирования воздуха (СКВ).

Различают следующие классы системы кондиционирования воздуха:

- **Первого класса** – для обеспечения параметров микроклимата и чистоты воздуха, требуемых для технологического процесса по заданию на проектирование, при экономическом обосновании или в соответствии с требованиями специальных нормативных документов. Для обеспечения параметров микроклимата в узкой части оптимальных норм в сочетании с обеспечением других показателей качества воздуха (например, ионизация воздуха, дезодорация); в производственных помещениях с технологическими СКВ первого класса поддержание заданных параметров микроклимата должно приносить экономический эффект за счет повышения качества продукции, производительности труда, сокращения естественной убыли при хранении продукции и т. д.;

- **Второго класса** – для обеспечения требуемых для технологического процесса или – при комфортном кондиционировании воздуха – оптимальных параметров микроклимата; скорость движения воздуха допускается принимать в обслуживаемой или рабочей зоне помещений на постоянных и непостоянных рабочих местах в пределах допустимых норм; ко второму классу относятся все комфортные СКВ и технологические СКВ со слабо выраженным экономическим эффектом от увеличения выработки продукции;

- **Третьего класса** – для обеспечения необходимых параметров микроклимата в пределах допустимых норм периодически, когда они не могут быть обеспечены вентиляцией в теплый период года без применения искусственного охлаждения, или промежуточных значений между оптимальными и допустимыми параметрами при экономическом обосновании.

7.6. Характеристика и расчетные параметры наружного климата

На выбор системы кондиционирования воздуха и на их функционирования влияют факторы, связанные с климатическими особенностями географического месторасположения здания. К этим факторам относятся параметры наружного климата: температура и энтальпия (относительная влажность) наружного воздуха, интенсивность солнечной радиации, скорость и направление ветра, интенсивность атмосферных осадков.

Влияние это *двойственное*:

- *С одной стороны*, они определяют потоки теплоты и влаги через наружные ограждения, устанавливающие и изменяющие нагрузку на СКВ.

- *С другой стороны*, они определяют необходимую последовательность обработки наружного воздуха для доведения его до состояния приточного воздуха, расходы теплоты, холода, влаги и электроэнергии на обработку воздуха, выбор системы автоматического регулирования. Параметры наружного климата изменяются во времени, изменения эти носят суточный, сезонный, годовой характер.

Гидрометеорологические станции в каждом географическом пункте проводят наблюдения и запись срочных значений параметров наружного климата.

При проектировании СКВ необходимы следующие исходные климатологические данные географического пункта:

- Географическая широта;
- Расчетное атмосферное давление;
- Расчетные значения температуры и энтальпии наружного воздуха для двух периодов года;
- Среднесуточная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха для теплого периода года;
- Расчетная скорость ветра в теплый и холодный периоды года;
- Интенсивность солнечной радиации (прямой и рассеянной) в июле, поступающей на вертикальную и горизонтальную поверхность, а также проникающей через одинарное остекление;

- Время максимума интенсивности солнечной радиации для данной ориентации ограждения по сторонам света.

Для холодного периода года:

- Параметры А – средняя температура наиболее холодного периода и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч;

- Параметры Б – средняя температура наиболее холодной пятидневки и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч;

- Параметры В – абсолютная минимальная температура и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч.

Для теплого периода года:

- Параметры А – температура и энтальпия воздуха, более высокие значения которых в данном географическом пункте наблюдаются 400 ч и менее в году в среднем; расчетная температура для параметров А соответствует средней температуре самого жаркого месяца в 14 ч, кроме ряда пунктов в северных районах страны, где расчетная температура на 1,5–2,5 °С выше средней температуры самого жаркого месяца;

- Параметры Б – температура воздуха, более высокое значение которой в данном географическом пункте наблюдается 220 ч и менее в году в среднем по многолетним наблюдениям, и соответствующая ей энтальпия;

- Параметры В – абсолютная минимальная температура и соответствующая этой температуре энтальпия воздуха, зарегистрированные наблюдениями за многолетний период в данном пункте.

7.7. Требования к СКВ

К требованиям к СКВ относятся: комфортные и технологические, технические, конструктивные, экономические, эксплуатационные, производственно-монтажные.

Комфортные условия микроклимата предполагают постоянное поддержание в зоне пребывания людей определенных сочетаний температуры и относительной влажности воздуха, отсутствие дутья, сквозняков, холодных токов воздуха, низкий уровень шума (согласно требований в зависимости от назначения помещения), а также подачу свежего обработанного воздуха в размере, необходимом для обеспечения в помещении качественной воздушной среды, свободной от пыли, запахов и т.д. Повышение комфортности при наличии систем кондиционирования воздуха является дополнительным преимуществом при покупке и аренде жилых, офисных, торговых залов и других помещений.

Технические требования состоят в том, чтобы СКВ соответствовала требуемой производительности по воздуху, холоду, теплоте согласно заданному уровню требований к обеспеченности параметров микроклимата; в согласованной работе СКВ с системами, определяющими ее функционирование: источниками холода, теплоты, воды, электроэнергии, с другими системами инженерного оборудования: освещения, отопления, горячего водоснабжения; в безопасности для жизнедеятельности. Производительность системы в значительной степени зависит от уровня требований к поддержанию параметров микроклимата: она может быть снижена при менее жестких требованиях к параметрам микроклимата или повышена при возрастании этих требований.

Архитектурно-строительные требования, связанные с размещением в здании основных и вспомогательных элементов системы кондиционирования воздуха. Это обстоятельство необходимо учитывать при планировке здания, разработке интерьеров и оформлении фасадов. Система кондиционирования воздуха и ее подсистемы в большей или меньшей степени требуют места для установки оборудования и прокладки инженерных коммуникаций: воздуховодов, трубо-

проводов, электрических проводок, таким образом, занимают строительный объем и должны предусматривать возможность обслуживания.

Конструктивные требования состоят в том, чтобы статические и динамические нагрузки от оборудования СКВ не превышали максимально допустимой нагрузки для несущих конструкций перекрытия, фундаментов или отдельных площадок для размещения оборудования, габариты оборудования должны быть согласованы с размерами монтажных проемов, монтаж оборудования должен быть увязан с монтажом строительных конструкций. Необходимо предусматривать звуко и виброизоляцию вентиляторов, компрессоров, насосов от строительных конструкций, а также противопожарные мероприятия.

Экономические требования состоят в разумных затратах средств на создание и функционирование СКВ. Затраты складываются из единовременных и эксплуатационных затрат. Единовременные затраты включают стоимость самой СКВ, источников теплоты, холода, системы водоподготовки, системы тепло- и холодоснабжения, электроснабжения, автоматического регулирования, строительного объема, занимаемого основным оборудованием и вспомогательными элементами.

Эксплуатационные затраты состоят из стоимости электрической и тепловой энергии, стоимости топлива, воды и водоподготовки, стоимости ремонта и межремонтного обслуживания, амортизации оборудования, непосредственно связанной с ожидаемым сроком службы системы, заменой оборудования или отдельных ее компонентов, стоимостью обслуживания (стоимость лицензии на обслуживание, необходимых материалов (химикатов, масла, фреона и т.д.), рабочей силы и т.д.

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

на систему кондиционирования воздуха, но при этом эксплуатационные затраты снижаются.

Производственно-монтажные требования непосредственно связаны с долей единовременных затрат на монтаж системы, а также долей эксплуатационных затрат на обслуживание и ремонт всей системы и ее элементов.

Использование моноблоков, изготовленных в заводских условиях, может значительно снизить трудоемкость, сроки и стоимость монтажа системы кондиционирования воздуха и ее подсистем, равно как и использование всего набора оборудования одного производителя.

Эксплуатационные требования состоят в надежности и управляемости системы, простоте обслуживания и ремонта. Надежность работы СКВ особенно важна при технологическом кондиционировании воздуха, когда не допустимы отказы по условиям протекания технологического процесса.

Надежность зависит от типа системы и ее подсистем. Определение надежности: «Свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени свои эксплуатационные показатели в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования».

Можно рассматривать надежность всей системы в целом, состоящей из отдельных групп элементов: центральный кондиционер, холодильная машина, теплогенератор, теплообменники, насосные станции, и надежность отдельных элементов: вентиляторы, фильтры, компрессоры, котел и т.д.

Отказ даже небольшого элемента может привести к полному отказу системы.

Для повышения надежности следует предусматривать резервирование оборудования или отдельных его элементов: электродвигателей, компрессоров, что связано с увеличением единовременных затрат.

7.8. Структурная схема системы кондиционирования воздуха

Элементы СКВ: ВЗУ-воздухозаборное устройство; П-помещение; САР-система автоматического регулирования; САУ-система автоматического управления; СВС-система водоснабжения и дренажа; СРВ-система распределения воздуха; СРецВ-система рециркуляции воздуха; СТС-система теплоснабжения; СУВ-система удаления воздуха; СУЭ-система утилизации энергии; СХС-система холодоснабжения; СЭС-система энергоснабжения; УКВ-установка кондиционирования воздуха (см. рисунок 1.18.1).

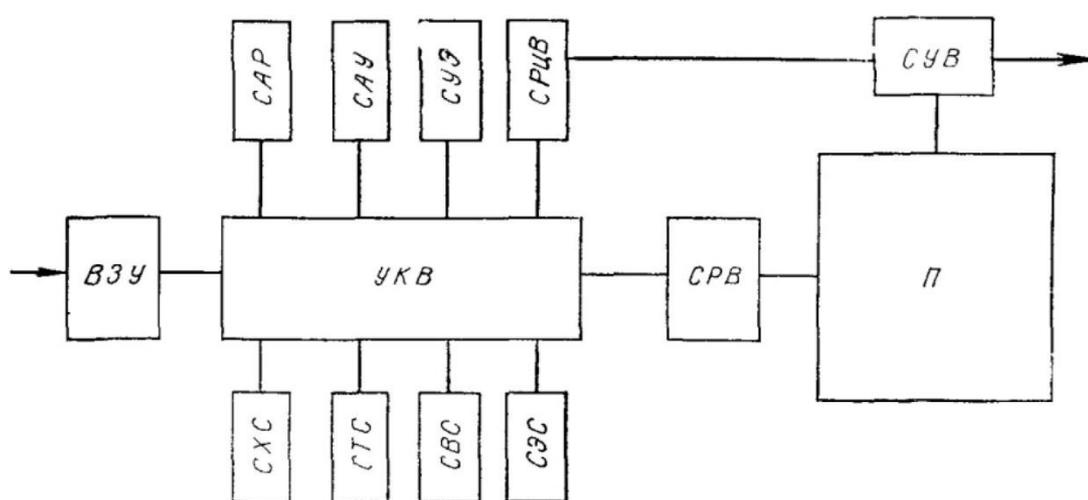


Рис.7.8.1 Структурная схема системы кондиционирования воздуха ВЗУ-воздухозаборное устройство; П-помещение; САР-система автоматического регулирования; САУ-система автоматического управления; СВС-система водоснабжения и дренажа; СРВ-система распределения воздуха; СРецВ-система рециркуляции воздуха; СТС-система теплоснабжения; СУВ-система удаления воздуха; СУЭ-система утилизации энергии; СХС-система холодоснабжения; СЭС-система энергоснабжения; УКВ-установка кондиционирования воздуха.

7.9. Классификация систем кондиционирования воздуха

Центральные системы кондиционирования воздуха применяются:

- Для помещений большого объема с равномерно распределенной внутренней нагрузкой, незначительной внешней нагрузкой (зрительные залы театров, кинотеатров, спортивно-зрелищные сооружения, аудитории, торговые залы, производственные помещения и т. д.);

- Для помещений большого объема с неравномерно распределенной нагрузкой отдельно для каждой зоны (зона зрителей и катка ледового дворца спорта, производственные цеха с неравномерно размещенным оборудованием и т.д.), что обусловлено технологическим процессом, большими расходами воздуха и протяженностью воздуховодов или как одна многозональная система;

- Для небольших помещений с особыми требованиями к качеству и точности поддержания заданных параметров воздуха: температуры, относительной влажности, подвижности (прецизионные системы кондиционирования воздуха);

- Для помещений с повышенными требованиями к чистоте воздуха («чистые помещения», в которых воздухообмен определяется качеством внутреннего воздуха, а не удалением теплоты из помещения);

- Для многокомнатных зданий в качестве одной или нескольких систем для обработки первичного воздуха в многозональных системах при различном тепловом режиме отдельных помещений вследствие неодинакового расположения помещений относительно стран света, наличия и интенсивности солнечной радиации и различных по величине тепло- и влагопоступлений внутри этих помещений.

В процессе развития техники кондиционирования воздуха сложились такие основные типы многозональных СКВ:

- Системы с зональными поверхностными теплообменниками (температурными доводчиками);

- Система с местными рециркуляционными вентиляторами;

- Системы с переменным расходом приточного воздуха;

- Двухканальные системы;

- Водно-воздушные системы с эжекционными доводчиками;

- Водно-воздушные системы с вентиляторными доводчиками.

7.10. Термодинамика состояния рабочих сред тепло- и массообменных аппаратов кондиционирования воздуха

Эффективность передачи теплоты и массы в теплообменнике во многом определяется теплофизическими свойствами взаимодействующих сред. В аппаратах СКВ одной средой всегда является влажный воздух, а в качестве второй среды в зависимости от функционального назначения могут использоваться различные вещества: влажный воздух, вода, водные растворы солей или органических веществ, хладагент.

В условиях фазового перехода при испарении воды в воздух (линия насыщения при $\varphi=100\%$) парциальное давление насыщенного пара над поверхностью воды может быть определено с использованием разных зависимостей: с помощью универсального уравнения, связывающего давление и температуру на линии насыщения, с помощью приближенных зависимостей для определенных диапазонов температур.

Испарение – переход части молекул жидкости (воды) из жидкого агрегатного состояния в пар. При испарении необходимо преодолеть силы межмолекулярного сцепления жидкости и силы внешнего давления воздуха на поверхность жидкости. Эта работа, совершается за счет кинетической энергии теплового движения молекул, и, поэтому, испарение является эндотермическим процессом. С повышением температуры скорость испарения увеличивается. Процесс испарения является обратимым.

Конденсация, то есть переход молекул из газовой фазы в жидкую, это процесс обратный испарению. Конденсация – процесс экзотермический.

В закрытом сосуде с жидкостью с течением времени при определенной температуре устанавливается равновесие.

Пар над жидкостью в состоянии равновесия считают насыщенным при данной температуре.

Этот пар производит определенное давление на поверхность жидкой фазы. Это давление насыщенного пара растворителя.

7.11. Описание процессов тепло- и массообмена

Любое физико-математическое описание требует предварительного определения некоторых экспериментальных величин, характеризующих процесс. Различное физико-математическое описание процессов тепло- и массопереноса имеет разную степень точности.

Каждое физико-математическое описание приводит к появлению характерных для него понятий. Рассмотрим их в общем виде.

Рассмотрим описание процессов переноса в наиболее общем виде. Для вязкой жидкости при ламинарном режиме движения любые явления могут быть однозначно описаны с помощью замкнутой системы дифференциальных уравнений и краевых условий. Эта система включает: уравнения движения Навье – Стокса, уравнение неразрывности, уравнение сохранения энергии (температурного поля), уравнение сохранения массы вещества (поле термодинамического потенциала Θ). Краевые условия включают начальные (временные) и граничные (пространственные). Граничные условия предполагают задание скорости и сохранения температуры или потоков теплоты и массы на поверхностях, ограничивающих рабочие среды. Если стенка разделяет поверхности двух сред, то дополнительно к этим уравнениям задается уравнение теплопроводности и массопроводности в разделяющей стенке. Численное решение упомянутых уравнений на ЭВМ позволяет найти поля температуры и потенциала обменивающихся сред.

Задача существенно осложняется при турбулентном движении жидкости. Турбулентный поток характеризуется неупорядоченностью, которая приводит к случайным изменениям во времени и пространстве мгновенных значений скорости, температуры и т. д.

Для математического описания турбулентного движения жидкости используют метод, предложенный Рейнольдсом и состоящий в том, что мгновенные значения скорости и температуры представляют в виде суммы средних и пульсационных величин. В результате уравнение Навье - Стокса для турбулентного движения характеризуется наличием независимых членов, означаю-

щих появление дополнительно (к ламинарной вязкости и теплопроводности) турбулентного трения и турбулентного переноса в потоке, вызываемых пульсациями скорости.

Основные сложности, которые тормозят широкое использование указанного метода при расчете теплообменных аппаратов, связаны с отсутствием надежно отработанных путей численного решения уравнений для больших чисел Re , особенно в трехмерном случае. Недостаточно изучены также закономерности формирования турбулентных характеристик, знание которых необходимо при расчете.

Вблизи поверхностей в потоке формируется тонкий слой жидкости с большими градиентами скорости, температуры и влажности. Для остального потока градиенты незначительны. Этот слой жидкости, для которого можно выделить одно преобладающее направление движения, называют пограничным слоем. Разделение жидкости на пограничный слой и основной поток носит условный характер. Как было показано Прандтлем, для течения жидкости в пограничном слое отдельные члены в уравнениях модели Рейнольдса ввиду их малости могут быть отброшены. Модель пограничного слоя, также, как и модель, использующая уравнения Рейнольдса, не позволяет получать аналитические зависимости для определения параметров обменивающихся сред. В настоящее время широко используются численные методы расчета по модели пограничного слоя на ЭВМ.

Недостаток данной модели состоит в том, что она позволяет рассчитывать процессы только для теплообменных поверхностей достаточно простой геометрии.

7.12. Модель одномерного переноса

Во многих инженерных задачах интерес представляет не распределение параметров в обменивающихся средах, а, например, тепловые потоки на границах и их средние температуры. Поэтому наибольшее распространение для решения инженерных задач получило описание на основе одномерного переноса, которое часто называют α -моделью. В этой постановке течение в канале рассматривается с постоянными по сечению канала скоростью w , температурой t и потенциалом Θ , равными среднемассовым значениям.

Полная физико-математическая постановка задачи для ламинарного движения включает систему дифференциальных уравнений, основанных на основных физических законах, описывающих происходящие процессы, и краевые условия:

- Уравнение движения Навье-Стокса;
- Уравнение неразрывности;
- Уравнение сохранения тепловой энергии;
- Уравнение сохранения массы вещества;
- Уравнения термодинамического состояния обменивающихся сред, и уравнения предельного состояния;
- Краевые условия начальные временные и граничные пространственные;
- Если теплообменивающие среды разделяет стенка, то дополнительно уравнение теплопроводности и массопроводности;

Связь между потоком теплоты q через единицу поверхности и среднемассовыми температурой определяется по следующему соотношению:

$$q = a_t(t_{нов} - t). \quad (7.12.1)$$

где q – удельный поток теплоты, $Вт/м^2$;

a_t – коэффициент теплоотдачи, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$;

$t_{нов}$ – температура поверхности, $^\circ C$;

t – температура среды, $^\circ C$.

Связь между потоком массы j через единицу поверхности и среднемассовым потенциалом определяется по следующему соотношению:

$$j = a_{\Theta} (\Theta_{нов} - \Theta). \quad (7.12.2)$$

где j – удельный поток массы, $кг/м^2$;

a_{Θ} – коэффициент теплоотдачи, $кг/(м^2 \cdot ^\circ M)$;

$\Theta_{нов}$ – температура поверхности, $^\circ M$;

Θ – потенциал массопереноса среды, $^\circ M$.

Вместо потенциалов при расчете потока влаги в воздухе обычно используется влагосодержание d :

$$i = a_d (d_{нов} - d). \quad (7.12.3)$$

где i – удельный поток влаги, $кг/м^2$;

a_d – коэффициент влагоотдачи, $кг/(м^2 \cdot г/кг)$;

$d_{нов}$ – влагосодержание поверхности, $г/кг$;

d – влагосодержание среды, $г/кг$.

Также возможно применение парциального давления p :

$$i = a_p (p_{нов} - p). \quad (7.12.4)$$

где i – удельный поток влаги, $кг/м^2$;

a_p – коэффициент влагоотдачи, $кг/(м^2 \cdot Па)$;

$p_{нов}$ – парциальное давление водяного пара поверхности, $Па$;

p – парциальное давление водяного пара среды, $Па$.

Размерные величины α_t , α_{Θ} , α_d , α_p называются коэффициентами теплообмена и массообмена и учитывают возможные различия реальных процессов в их одномерной постановке. Эти коэффициенты связаны сложными зависимостями с реальными процессами, протекающими в трехмерном течении.

Коэффициенты обмена обычно определяют экспериментально или на основе расчета по первым двум моделям.

7.13. Подобие процессов тепло- и массообмена

Решение распределение температур и потенциалов в пространстве и времени. При описании на основе уравнения одномерного переноса – α -модель. рассматриваются средние значения параметров по сечению труб и каналов, а не распределенные, течение в трубах и каналах с постоянной скоростью w , температурой и потенциалом, равным средним значениям.

Различают три модели переноса теплоты и массы для стационарного одномерного переноса:

- Модель ТП – передача явной теплоты от одной среды к другой через разделяющую стенку, со стороны воздуха или газов, как правило, ребренную;
- Модель ТМО – передача полной теплоты (явной теплоты и массы водяного пара) от одной среды к другой при их непосредственном контакте;
- Модель ТМП – передача полной теплоты от одной среды к другой через разделяющую стенку при конденсации водяного пара на поверхности стенки.

В модели ТП используют понятие коэффициента теплопередачи, который входит в основное уравнение теплопередачи:

$$Q = k \cdot \Delta t_{cp} \cdot A. \quad (7.13.1)$$

где Q – количество теплоты, Вт;

k – коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$;

Δt_{cp} – средний температурны напор, $^\circ C$;

A – площадь поверхности теплопередачи, $м^2$.

Коэффициент теплопередачи является количественной расчетной величиной, характеризующей совокупность элементарных процессов передачи теплоты, называемых теплопередачей. Коэффициент теплопередачи k , $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$, является функцией двух коэффициентов теплоотдачи между теплообменивающейся средой и одной и другой стороной разделяющей стенки, термического сопротивления стенки и загрязнений.

Для плоской стенки с загрязнениями коэффициент теплопередачи может быть вычислен по формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (7.13.2)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи между жидкостью с одной стороны и стенкой, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$;

α_2 – коэффициент теплоотдачи между стенкой и жидкостью с другой стороны, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$;

δ_{cm} – толщина стенки, $м$;

δ_3 – толщина загрязнения, $м$;

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности стенки, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$;

λ_3 – коэффициент теплопроводности загрязнения, $Вт/(м^2 \cdot ^\circ C)$;

Для цилиндрической стенки без загрязнения:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot a_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{cm}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi \cdot a_2 \cdot d_2}}. \quad (7.13.3)$$

Для труб, у которых отношение наружного диаметра к внутреннему $\frac{d_2}{d_1} \leq 2$

можно воспользоваться формулой плоской стенки.

Коэффициенты теплоотдачи определяют на основе теории подобия из критериальных зависимостей или из расчета по более точной модели.

Часто в инженерных расчетах коэффициенты теплопередачи теплообменников определяют из эмпирических соотношений, полученных на основе испытания данного типа теплообменника, как функцию от основных параметров теплообмениваемых сред, влияющих на теплообмен по обе стороны разделяющей стенки.

В модели ТМО потоки теплоты и массы с $1 м^2$ поверхности контакта двух сред определяют по формулам при испарении водяных паров с поверхности жидкости в воздух:

$$q = a_t (t_{жс} - t_g). \quad (7.13.4)$$

$$j = a_d (d_{жс} - d_e). \quad (7.13.5)$$

Испарение происходит, если парциальное давление насыщенных паров при температуре поверхности контакта выше парциального давления водяных паров в воздухе. Поток массы может быть выражен и через разность парциальных давлений, так как влагосодержание воздуха однозначно связано с парциальным давлением:

$$i = a_p (P_{нов} - P_e). \quad (7.13.6)$$

Если парциальное давление водяных паров в воздухе выше давления насыщенных паров при температуре на поверхности контакта, то происходит конденсация водяных паров.

При конденсации водяных паров поток массы определяют по формуле

$$j = a_p (P_e - P_{нов}). \quad (7.13.7)$$

7.14. Соотношение Льюиса

Коэффициента теплоотдачи и массоотдачи, коэффициент массообмена определяют на основе теории подобия из критериальных зависимостей. Не всегда можно подобрать критериальные зависимости для определения коэффициентов массоотдачи и массообмена в аппаратах СКВ. Их величины могут быть определены экспериментально или теоретически с использованием системы дифференциальных уравнений, что сложно. В. Льюис установил взаимосвязь между локальными значениями коэффициента теплоотдачи и массоотдачи.

Соотношение *Льюиса* указывает на подобие процессов теплообмена и массообмена:

$$\frac{a_t}{a_d} = c_e. \quad (7.14.1)$$

Из этого соотношения следует вывод о том, что для случая, когда обменные процессы полностью определяются молярным переносом масс влажного воздуха, соотношение В. Льюиса справедливо независимо от прочих условий протекания процесса.

7.15. Уравнение Меркеля

Распространяя полученное соотношение на полный теплообмен, получим зависимость:

$$q_n = a_t(t_1 - t_2) + ra_d(d_1 - d_2) = (c_e a_d t_1 + ra_d d_1) - (c_e a_d t_2 + ra). \quad (7.15.1)$$

Из зависимости (1.25.1) следует **уравнение Меркеля**:

$$q_n = a_d(i_1 - i_2). \quad (7.15.2)$$

7.16. Конструкторский и поверочный расчеты теплообменников аппаратов СКВ

Инженерные методики расчета теплообменников основываются на таком описании, при котором вводится множество упрощающих предпосылок:

- Рассматривается установившийся режим движения;
- Применяется модель одномерного переноса, когда перенос теплоты и массы происходит от одной среды к другой в одном направлении;
- Коэффициенты переноса теплоты и массы определяются на основе теории подобия с помощью критериальных зависимостей либо на основе решения системы уравнений более точной модели.

Теплотехнический расчет теплообменников-аппаратов СКВ основан на классических методах инженерного расчета теплообменников. **Различают конструкторский и поверочный расчет. Конструкторский расчет выполняют** для контактных аппаратов с насадкой, имеющих практически постоянную площадь поверхности тепло- и массообмена, или для рекуперативных теплообменников при заданных начальных и конечных параметрах теплообмениваемых сред и их расходах. Искомой величиной служит поверхность теплообмена, по которой выбирают типоразмер теплообменника.

Фактическая поверхность теплообмена принятого теплообменника, величина которой определяется его конструктивными параметрами, всегда отличается от расчетной. Следовательно, значения фактических параметров теплообмениваемых сред на выходе из теплообменника будут отличаться от расчетных, и это отличие будет тем больше, чем больше запас поверхности теплообмена по сравнению с расчетным. Фактические параметры теплообмениваемых сред на выходе из теплообменника могут быть определены с достаточной для инженерных расчетов точностью в результате поверочного расчета. Еще на стадии проекта необходимо оценить эксплуатационные режимы работы теплообменников-утилизаторов при различных значениях температуры наружного воздуха, что возможно также сделать при поверочном расчете. Поэтому для таких типов теплообменников регенерации теплоты удаляемого воздуха, как пластинчатые воздуховоздушные, водовоздушные, регенеративные, форсуночные камеры орошения, системы с промежуточным теплоносителем выполняют *поверочный расчет*, в котором решаются две задачи: прямая и обратная.

7.17. Прямая и обратная задача поверочного расчета

Решение прямой задачи заключается в определении при известной или принимаемой площади поверхности теплообмена и начальных параметрах теплообмениваемых сред, а также известной конечной температуре приточного воздуха, конечных параметров теплоносителя и его расхода.

При *решении обратной задачи* определяются конечные параметры теплообмениваемых сред при известной площади поверхности теплообмена и начальных параметрах теплообмениваемых сред.

Взаимное направление движения теплоносителей в теплообменнике имеет существенное влияние на эффективность передачи теплоты. Если температура каждой среды непрерывно и одновременно изменяется, то различают схему движения прямоточную, противоточную, с перекрестным током, и со смешанным током (сложным направлением движения теплоносителей). Как правило,

при разработке теплообменника сложно реализовать каждую из этих схем в чистом виде, чаще всего применяется схема со смешанным током и каким-то преобладающим направлением движения. Наиболее полно требованиям обеспечить наиболее высокую среднюю разность температур, самые благоприятные условия теплопередачи отвечает противоточная схема. При схеме смешанного тока средняя разность температур при одинаковых начальных и конечных температурах ниже, чем при противоточной, но выше, чем при прямоточной схеме. Если в теплообменнике температура одного теплоносителя остается постоянной, а другого непрерывно изменяется, например, в испарителе или конденсаторе холодильного контура для одного хладагента, то все схемы движения рабочих сред равноценны.

7.18. Безразмерные комплексы: коэффициент эффективности, число единиц переноса теплоты, водяной эквивалент

Коэффициент эффективности теплообменника зависит от схемы движения теплообмениваемых сред, для противотока и противотока определяется по формулам, полученным при решении дифференциальных уравнений теплового баланса для теплообмениваемых сред и теплопередачи для элементарного элемента теплообменника. В теплообменнике с перекрестным током температурное поле неравномерно по поперечному сечению теплообменника и по длине. Для перекрестного тока сложно, а и при смешанном токе невозможно аналитически точно получить подобную формулу, поэтому, коэффициенты эффективности в этих случаях определяются экспериментальным путем при испытании теплообменника в специальной лаборатории. Данные испытаний фирмы производители представляют в виде графиков в каталогах в зависимости удельного расхода воздуха на 1 м длины. Коэффициент эффективности зависит от коэффициента теплопередачи теплообменника, площади поверхности теплообмена, расходов теплообмениваемых сред. При увеличении коэффициента теплопередачи и площади поверхности теплообмена он возрастает, при увели-

чении расходов воздуха он уменьшается. Коэффициент эффективности теплообменника не постоянная величина в процессе работы теплообменника, он косвенно зависит от начальных параметров теплообмениваемых сред, в меньшей степени эта зависимость сказывается на коэффициенте эффективности по явной теплоте, в большей степени - на коэффициенты эффективности по скрытой и полной теплоте. Сложность описания процессов тепломассообмена и теплотехнического расчета в теплообменниках-утилизаторах связана с тем, что в них чаще всего реализуются перекрестная или смешанные схемы движения теплообмениваемых сред, передача теплоты сопровождается конденсацией водяных паров на всей или части поверхности теплообмена, в контактных теплообменниках теплообмен происходит одновременно с массообменом, плотность воздуха и скорость движения воздуха изменяется при изменении температуры воздуха в потоках теплообмениваемых сред. В этих условиях невозможно получить точные аналитические решения системы уравнений, описывающих процессы тепломассообмена в установках кондиционирования воздуха. Теория и практические методы расчета теплоутилизаторов развивались в двух направлениях. Первое направление – физико-математическое моделирование процессов тепло- и массообмена и численное решение системы дифференциальных уравнений, описывающих процессы тепломассообмена, с использованием моделей α и β переноса, когда значения коэффициентов теплообмена α и массообмена β определялись из критериальных зависимостей, полученных на основе обобщения данных эксперимента при испытании теплообменников определенной конструкции и принципа действия. Второе направление – физическое моделирование и разработка упрощенных инженерных методик с использованием графических материалов, полученных на основе экспериментальных исследований конкретных типов теплообменников. В результате до недавнего времени в инженерной практике использовали большое количество методик теплового расчета теплообменников определенного типа, связанных с особенностями их конструкции, условиями эксплуатации, режимами работы, которые основаны

на использовании частных эмпирических формул и графических материалов: номограмм и графиков. При этом, оперируя безразмерными комплексами: *коэффициентами эффективности теплообменника, числом единиц переноса теплоты, водяным эквивалентом*, зачастую в каждой методике им были присвоены разные обозначения, несмотря на то, что физический смысл этих безразмерных комплексов остается неизменным независимо от типа теплообменника, например, рекуперативного или контактного, и методики расчета. В настоящее время с использованием компьютеров на рабочем месте инженера появилась возможность использовать компьютерные программы для теплотехнического расчета отдельных теплообменников или системы утилизации теплоты в целом. Применение компьютерных программ для расчета теплообменников повышает точность расчета и сокращает трудоемкость проектных работ, дает возможность просчитывать несколько вариантов решений, изменяя конструктивные и теплотехнические характеристики теплообменника в широком диапазоне для получения требуемых параметров воздуха на выходе из теплообменника, позволяет применить соответствующие модели для описания процессов тепломассообмена, чтобы учесть условия протекания теплопередачи без или с выпадением конденсата на всей или части поверхности теплообмена. При расчете на компьютере имеется возможность варьирования площади поверхности нагрева, коэффициента теплопередачи путем изменения расстояния между пластинами в пластинчатых теплообменниках, расстояния между пластинами оребрения, числа рядов трубок для прохода воздуха, числа ходов в водовоздушных теплообменниках, числа оборотов вращения вращающегося регенератора, расхода промежуточного теплоносителя в соответствующей системе. Точный выбор теплообменника-утилизатора с определением всех его теплотехнических (коэффициента эффективности), конструктивных и аэродинамических характеристик, а также расчет параметров воздуха на выходе из него и параметров промежуточного теплоносителя в системе, возможен с использованием компьютерных программ расчета, которые обычно предоставляют проекти-

ровщику фирма - производитель соответствующего оборудования. Точность решения поставленной задачи расчета и значений искомых параметров определяется точностью математической модели, положенной в основу разработки алгоритма компьютерной программы, которая зачастую неизвестна пользователю. Иногда для предварительного подбора теплообменников утилизаторов используются номограммы, представленные в каталоге. Для ориентировочных расчетов и расчетов на стадии проект могут использоваться инженерные методики, основанные на целом ряде упрощающих предпосылок, которые дают возможность понять физику протекающих процессов теплообмена и подготовить инженера к точному решению задачи расчета теплообменника на компьютере. Зачастую, правда применение инженерных методик осложнено из-за отсутствия данных о конструктивных характеристиках теплообменников, таких как площадь поверхности теплообмена, площадь фронтального сечения для прохода воздуха, площадь живого сечения для прохода тепло-хладоносителя. Независимо от выбранного способа расчета теплообменников-утилизаторов используют определенные безразмерные характеристики, в том числе и для оценки эффективности передачи теплоты. Основная характеристика - коэффициент эффективности теплообменника, который, согласно стандарту, определяется по общей формуле для полной теплоты, явной теплоты и скрытой теплоты. Очень часто в каталогах и рекламных проспектах не указывают, какой коэффициент эффективности имеется в виду: по явной или по полной теплоте и редко кто указывает, по какой среде греющей или нагреваемой. Предположительно приводится именно коэффициент эффективности по явной теплоте, так как он практически не зависит от начальных параметров воздуха и определяется для конкретной конструкции теплообменника в зависимости от расхода удаляемого воздуха и отношения расходов воздуха в каждом потоке. Коэффициент эффективности по полной теплоте в значительной степени зависит от начальных параметров теплообменивающихся потоков: относительной влажности удаляемого воздуха, температуры наружного воздуха, значения которых определяют ко-

личество образующегося конденсата, температуру поверхности теплообмена, количество воздуха через байпас, а, следовательно, и конечные параметры воздуха. В рекуперативных теплообменниках в потоке удаляемого воздуха, когда теплопередача осложнена массообменом и в контактных теплообменниках, где происходит тепломассообмен, используют коэффициент эффективности по полной теплоте, выраженный через отношение разности энтальпий. В связи со сложностью определения коэффициента полного теплообмена для рекуперативных теплообменников при расчете теплообменников-утилизаторов с выпадением конденсата на части или всей поверхности вводят упрощающие предположения: заменяют процесс охлаждения, сопровождающийся конденсацией водяных паров в потоке удаляемого воздуха, условно сухим процессом охлаждения, количество передаваемой явной теплоты в котором эквивалентно количеству передаваемой полной теплоты при теплопередаче, осложненной конденсацией водяных паров. Определяют увеличение коэффициента теплообмена за счет конденсации водяных паров в потоке удаляемого воздуха и соответственно коэффициент теплопередачи, учитывающий массообмен. Рассчитывают коэффициент температурной эффективности, определяя число единиц переноса теплоты при значении коэффициента теплопередачи для условий «сухого» теплообмена эквивалентному по количеству передаваемой теплоты теплопередаче с конденсацией водяных паров.

8. Общие положения устройства систем кондиционирования воздуха.

Определение понятия кондиционирование воздуха

Кондиционирование воздуха, это система предназначенная для создания и автоматического поддержания в помещениях зданий различного назначения заданных параметров воздуха (относительная влажность, температура, чистота, скорость движения воздушных потоков) для обеспечения оптимальных метеорологических условий которые являются благоприятными для самочувствия людей в помещениях зданий общественного или жилого назначения, протека-

ния технологических процессов в помещениях зданий производственного назначения и обеспечения сохранности ценностей в помещениях зданий музейного назначения.

Система кондиционирования воздуха, это совокупность инженерных средств и устройств, предназначенных для очистки от пыли, нагревания, охлаждения, осушения, увлажнения, транспортирования, распределения в помещении, подачи и удаления воздуха.

По способу организации подачи обработанного воздуха приточного воздуха в объем помещения различают централизованные системы кондиционирования воздуха и децентрализованные. В централизованных системах кондиционирования воздуха одна вентиляционная установка обслуживает группу помещений в здании, имеется разветвленная сеть воздуховодов. В децентрализованных системах кондиционирования воздуха в каждом помещении или отдельной зоне большого помещения практически все функции приточной, а зачастую и приточно-вытяжной установки, выполняет местный агрегат, располагающийся в самом помещении или зоне, при этом отсутствует разветвленная сеть воздуховодов.

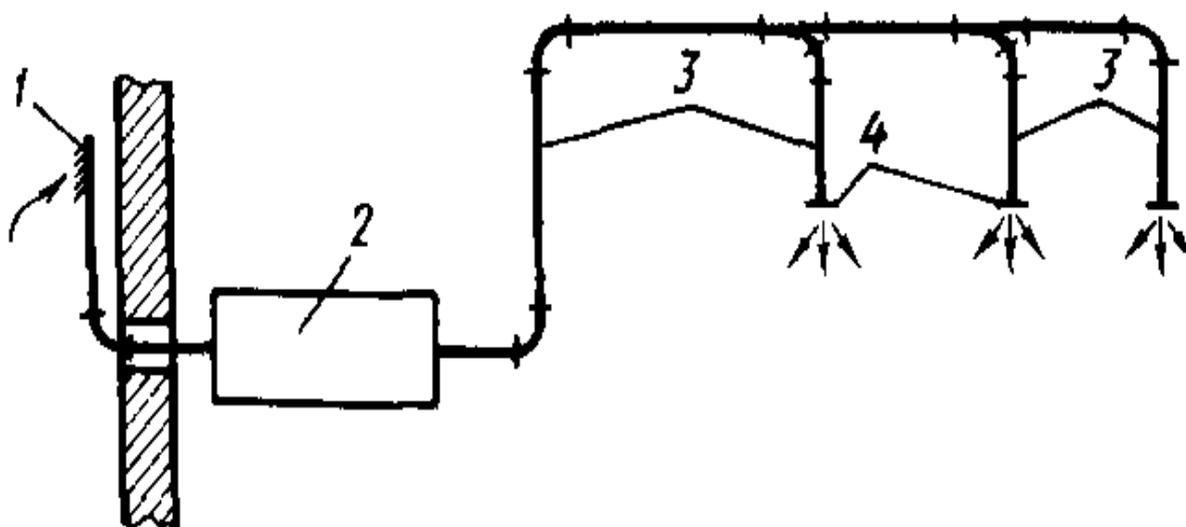


Рис. 8.1. Схема приточной механической системы вентиляции и центральной системы кондиционирования воздуха:

*1-воздухоприемное устройство; 2- центральный кондиционер; 3- воздуховоды;
4- воздухораспределительные устройства*

Схема центральной системы кондиционирования воздуха состоит из воздухоприемного устройства 1, установки 2, в котором воздух очищается от пыли и вредных газов, нагревается, охлаждается, осушается, увлажняется и перемещается вентилятором, воздуховодов 3, воздухораспределительных устройств 4.

В качестве воздухоприемного устройства служит воздухозаборная шахта, которая может быть расположена внутри или снаружи здания.

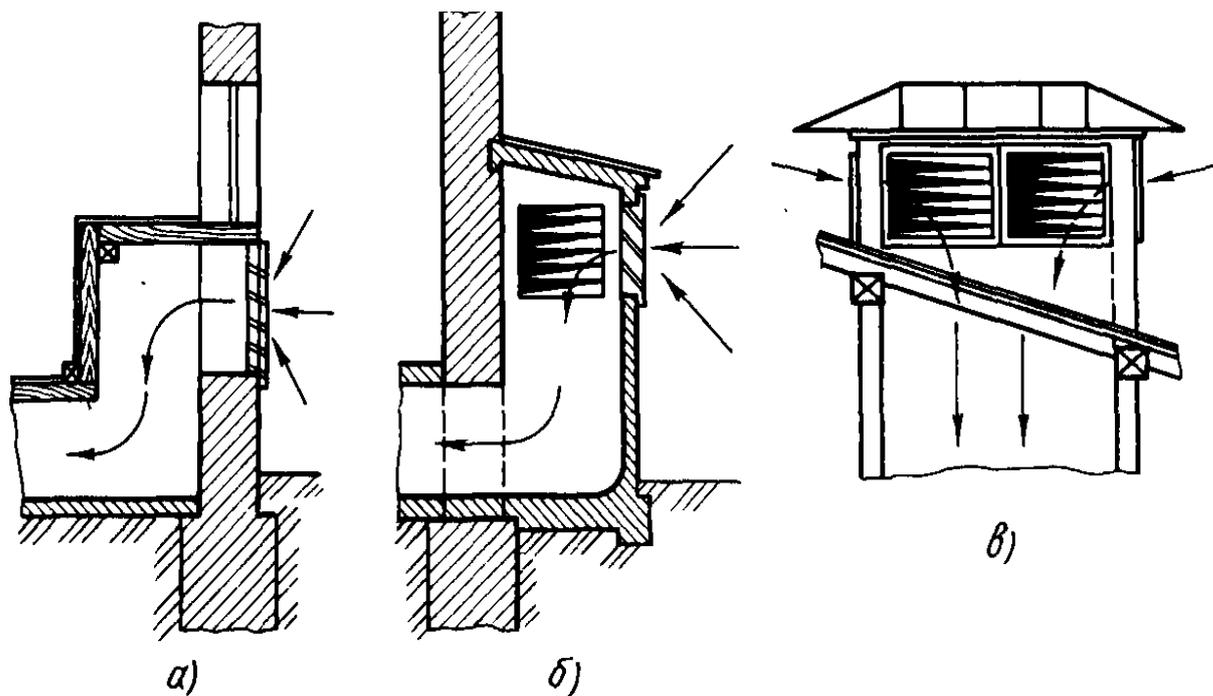


Рис.8.2. Способы забора наружного воздуха:

а)- через отверстие в стене; б)-с помощью приставной шахты; в)-через шахту, выведенную под крышу здания

Центральная система кондиционирования воздуха может обеспечивать заданные параметры микроклимата в одном помещении большого объема (в театрах и в кинотеатрах - это залы для зрителей, торговые залы, залы спортивного назначения, помещения учебных аудиторий и т.п.).

Если здание с многокомнатной планировкой, или в помещении большого объема требования к параметрам микроклимата каждой зоны разные, то устраивают многозональную систему кондиционирования воздуха.

Основные типы многозональных систем кондиционирования воздуха (СКВ) определялись с развитием техники кондиционирования воздуха. В настоящее время это системы:

- с местными рециркуляционными вентиляторами;
- с переменным расходом приточного воздуха;
- с зональными поверхностными теплообменниками (температурными доводчиками);
- двухканальные;
- водо-воздушные с вентиляторными доводчиками;
- водо-воздушные с эжекционными доводчиками.

8.1. Проектирование систем кондиционирования воздуха

Подготовка исходных данных для проектирования систем кондиционирования воздуха

Микроклимат в помещениях зданий различного назначения

Микроклимат — это определенное состояние воздушной среды внутри помещения, которое оказывает воздействие на человека и определяет тепловой комфорт.

Микроклимат помещения, это совокупность параметров воздуха, определяющие состояние воздушной среды. Параметры, характеризующие состояние воздушной среды следующие: температура воздуха, радиационная температура, результирующая температура, энтальпия, относительная влажность воздуха, влагосодержание, локальная асимметрия результирующей температуры.

В процессе проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха, различают оптимальные и допустимые параметры микроклимата. Сочетание значений параметров микроклимата помещений, которых при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать общее и локальное ощущение дискомфорта, ухудшения самочувствия и понижение работоспособности, но при усиленном напряжении механизмов терморегуляции не вызывают повреждений или ухудшения состояния здоровья.

Под оптимальными параметрами микроклимата понимают сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом

воздействию на человека обеспечивают нормальное тепловое состояние организма при минимальном напряжении механизмов терморегуляции и ощущение комфорта не менее, чем у 80 % людей, находящихся в помещении, и создают предпосылки для высокого уровня работоспособности.

Расчетные параметры микроклимата помещения определяют исходя из технологических и санитарно-гигиенических требований в зависимости от уровня требований к метеорологической обстановке и назначения помещения. Сочетания основных факторов, определяющих комфортное самочувствие человека, зависят от физической активности человека, вида его одежды, радиационной температуры.

Уровень требований к метеорологической обстановке помещения определяет класс системы кондиционирования воздуха (СКВ). Различают следующие классы системы кондиционирования воздуха:

- первого класса - для обеспечения параметров микроклимата и чистоты воздуха, требуемых для технологического процесса по заданию на проектирование, при экономическом обосновании или в соответствии с требованиями специальных нормативных документов; для обеспечения параметров микроклимата в узкой части оптимальных норм в сочетании с обеспечением других показателей качества воздуха (например, ионизация воздуха, дезодорация); в производственных помещениях с технологическими СКВ первого класса поддержание заданных параметров микроклимата должно приносить экономический эффект за счет повышения качества продукции, производительности труда, сокращения естественной убыли при хранении продукции и т. д.;

- второго класса - для обеспечения требуемых для технологического процесса или – при комфортном кондиционировании воздуха – оптимальных параметров микроклимата; скорость движения воздуха допускается принимать в обслуживаемой или рабочей зоне помещений на постоянных и непостоянных рабочих местах в пределах допустимых норм; ко второму классу относятся все комфортные СКВ и технологические СКВ со слабо выраженным экономи-

ческим эффектом от увеличения выработки продукции, повышения ее качества, сокращения брака за счет поддержания заданных параметров;

- третьего класса - для обеспечения необходимых параметров микроклимата в пределах допустимых норм периодически, когда они не могут быть обеспечены вентиляцией в теплый период года без применения искусственного охлаждения, или промежуточных значений между оптимальными и допустимыми параметрами при экономическом обосновании.

Допустимые или оптимальные параметры микроклимата устанавливаются нормами проектирования для жилых, общественных и производственных зданий с учетом технологических норм для соответствующих производственных помещений. В качестве расчетных параметров микроклимата в обслуживаемой зоне помещений жилых, общественных и административно-бытовых зданий, оборудованных системами кондиционирования воздуха, принимаются оптимальные параметры. Под обслуживаемой зоной помещения понимают пространство в помещении, ограниченное плоскостями, параллельными полу и стенам: на высоте 0,1 и 2,0 м над уровнем пола (но не ближе, чем 1 м от потолка при отоплении приборами, установленными в подпотолочном пространстве), на расстоянии 0,5 м от внутренних поверхностей наружных и внутренних стен, окон и отопительных приборов.

В обслуживаемой зоне помещений жилых, общественных и административно-бытовых зданий, нормируемые метеорологические условия определяются согласно ГОСТ 30494 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях». Где представленные параметры микроклимата в помещениях зависят от назначения помещения и периода года. В таблице №1, приведены параметры микроклимата (оптимальные и допустимые) в обслуживаемой зоне помещений. Представленные параметры учитывают категорию помещения.

В нерабочее время, в общественных зданиях, допускается снижать показатели микроклимата при условии обеспечения к началу рабочего времени требу-

емых параметров микроклимата.

Для обеспечения комфортных условий на постоянных и непостоянных рабочих местах, в рабочей зоне производственных помещений, оптимальные и допустимые параметры микроклимата принимаются согласно ГОСТ 12.1.005 «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» в зависимости от тяжести выполняемой работы и периода года.

Таблица 8.1

Оптимальные и допустимые нормы относительной влажности, температур и скорости движения воздушных потоков в обслуживаемой зоне общественных зданий									
Период года	Наименование или категория помещения	Температура воздуха, °С		Результирующая температура помещения, °С		Относительная влажность воздуха, %		Скорость движения воздушных потоков, м/с	
		оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая	оптимальная	допустимая, не более	оптимальная, не более	допустимая, не более
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Холодный	1 категория	20-22	18-24	19-20	17-23	45-30	60	0,2	0,3
	2 »	19-21	18-23	18-20	17-22	45-30	60	0,2	0,3
	3а »	20-21	19-23	19-20	19-22	45-30	60	0,2	0,3
	3б »	14-16	12-17	13-15	13-16	45-30	60	0,2	0,3
	3в »	18-20	16-22	17-20	15-21	45-30	60	0,2	0,3
	4 »	17-19	15-21	16-18	14-20	45-30	60	0,2	0,3
	5 »	20-22	20-24	19-21	19-23	45-30	60	0,15	0,2
	6 »	16-18	14-20	15-17	13-19	НН*	НН	НН	НН
	Ванные, душевые	24-26	18-28	23-25	17-27	НН	НН	0,15	0,2
Холодный	Детские дошкольные учреждения Групповая раздевальная и туалет:								

	для ясельных и младших групп	21-23	20-24	20-22	19-23	45-30	60	0,1	0,15
	для средних и дошкольных групп	19-21	18-25	18-20	17-24	45-30	60	0,1	0,15
	Спальня: для ясельных и младших групп	20-22	19-23	19-21	18-22	45-30	60	0,1	0,15
	для средних и дошкольных групп	19-21	18-23	18-22	17-22	45-30	60	0,1	0,15
Теплый	Помещения с постоянным пребыванием людей	23-25	18-28	22-24	19—27	60-30	65	0,3	0,5
* НН - не нормируется									
<i>Примечание</i> - Для детских дошкольных учреждений, расположенных в районах с температурой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) минус 31 °С и ниже, допустимую расчетную температуру воздуха в помещении следует принимать на 1 °С выше указанной в таблице.									

В таблице 8.1 представлены минимальные и максимальные значения температуры и относительной влажности воздуха в помещении при допустимой скорости движения воздушных потоков. С целью уменьшения затрат на тепло- и холодоснабжение, а также расхода воды на увлажнение, рекомендуется принимать максимальные значения температуры и относительной влажности воздуха для теплого периода года, при этом для холодного периода года следует принимать минимальные значения из диапазона представленных оптимальных параметров.

При кратковременном пребывании людей в помещениях (рестораны, кафе, магазины и т.д.) в местностях где расчетная температура наружного воздуха в теплый период года по параметрам «Б» превышает 30 °С, температуру воздуха

(оптимальные и допустимые) в помещениях следует принимать на 0,4 °С выше указанной в ГОСТ 30494 и ГОСТ 12.1.005 на каждый градус сверх температуры 30 °С. При этом расчетная величина определяется как:

$$t_{\text{в}} = t_{\text{в}}^{\text{опт}} + 0,4 (t_{\text{н}}^{\text{р}} - 30) , \quad (8.1)$$

где $t_{\text{в}}^{\text{опт}}$ – расчетная температура воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне помещений, определяемая по таблицам ГОСТ 30494 и ГОСТ 12.1.005;

$t_{\text{н}}^{\text{р}}$ – расчетная температура наружного воздуха по параметрам «Б».

При этом скорость движения воздушных потоков в рабочей или обслуживаемой зоне помещений должна быть увеличена на 0,1 м/с на каждый градус превышения температуры сверх указанной в ГОСТ 30494 и ГОСТ 12.1.005. Скорость движения воздуха в помещениях в указанных условиях должна быть не более 0,5 м/с.

8.2 Расчетные параметры наружного климата

Исходные климатологические данные определяются в зависимости от географического месторасположения здания следующие:

- географическая широта расположения проектируемого здания;
- расчетные значения теплосодержания (энтальпии) и температуры наружного воздуха для теплого и холодного периодов года;
- среднесуточная амплитуда колебаний температуры наружного воздуха;
- расчетная скорость ветра по румбам в холодный и теплый периоды года;
- среднесуточная и максимальная интенсивность солнечной радиации в июле, поступающей на горизонтальную поверхность (прямая и рассеянная);
- время максимального значения интенсивности солнечной радиации (прямой и рассеянной).

Для холодного периода года, при проектировании систем кондиционирования воздуха, в качестве расчетных параметров наружного воздуха, температура и теплосодержание (энтальпия), принимаются по параметрам «Б».

Для теплого периода года расчетные параметры наружного воздуха определяются в зависимости от класса кондиционирования воздуха: для первого класса - температура и теплосодержание (энтальпия) определяется по параметрам “Б”; для второго класса - температура и теплосодержание (энтальпия) определяется по параметрам “Б”; для третьего класса - температура и Теплосодержание (энтальпия) определяется по параметрам “А”.

В теплый период года, при расчетах систем кондиционирования воздуха (СКВ), предназначенные для частичного использования в течении суток, необходимы данные как максимальных часовых значений наружной температуры и энтальпии, так и их почасовым изменениям в течении суток. Подобные данные можно получить, если предположить, что теплосодержание (энтальпия) и температура воздуха в течении суток изменяются по гармоническому закону, а влагосодержание при этом, не изменяется. Максимальная температура и соответственно теплосодержание (энтальпия) обычно наблюдается в 15 часов солнечного времени. Если известны среднесуточная температура и амплитуда колебаний температуры At_n , то температуру t_z в произвольный час z можно вычислить по формуле:

$$t_z = t_n + 0,5At_n \cos[(z - 15) \cdot 15 - 1], \quad (8.2)$$

где: z - расчетный час;

At_n - амплитуда колебаний температуры;

t_n - расчетная температура наружного воздуха в зависимости от класса КВ.

8.3 Расчет поступлений теплоты и влаги

Расчете производительности системы кондиционирования воздуха проводится с учетом следующих теплопоступлений: от людей, за счет солнечной радиации через светопрозрачные ограждения и массивные ограждения (стены, покрытие), от электрического освещения, технологические, при теплопередаче через наружные ограждения (для холодного периода тепло потери), теплоотда-

чу отопительных приборов системы водяного отопления, если они выключаются в часы работы системы кондиционирования воздуха (для холодного периода).

В справочной литературе [3] достаточно подробно описаны методики расчетов теплопоступлений от различных источников. Следует отметить некоторые особенности, которые необходимо учитывать при расчетах и проектировании систем кондиционирования воздуха (СКВ). Количество теплоты от освещения следует определять по проектной или фактической мощности освещения, а не по нормируемой освещенности. При проектировании систем кондиционирования воздуха следует учитывать тепловой поток, поступающий в помещение от прямой и рассеянной солнечной радиации для условий теплого, холодного и переходного периода года.

В холодный период года необходимо учесть теплопоступления от отопительных приборов функционирующих систем отопления. Первоначально следует определить, целесообразность установки в помещении систем отопления. Отопление помещения целесообразно, если рабочие часы занимают незначительную часть суток, а также, если рабочие места расположены вблизи наружных (светопрозрачных) ограждающих конструкций. Существующая система отопления, в часы максимальных теплопоступлений может частично (60%) или полностью выключаться. Необходимо учитывать, целесообразность полного отключения системы отопления если помещение не имеет наружных стен и окон.

Источниками влаговывделений являются: в общественных зданиях люди; в столовых и ресторанах - горячая пища, технологическое оборудование; в производственных зданиях - технологическое оборудование с открытыми поверхностями воды и со смоченными поверхностями, влажные поверхности материалов, изделий и т. д.

Для выбора необходимой производительности системы кондиционирования воздуха необходимо определить не только расчетные теплопоступления, но

и характер их изменения в течение расчетных суток. Расчетные (максимальные) тепlopоступления в помещениях определяется просуммировав тепlopоступления от различных источников: от людей, через ограждения, от искусственного освещения, технологических тепловыделений. Тепlopоступление суммируются по каждому часу, составив сводную таблицу для отдельных помещений.

8.4 Расчет требуемого воздухообмена

Требуемый расход приточного воздуха в системе кондиционирования, в м³/час, определяется для теплого периода года по избыткам полной теплоты:

$$L_{np} = \frac{3,6 \cdot Q_{пол}^{изб}}{1,2 \cdot (I_{yx} - I_{np})}; \quad (8.3)$$

при частичном удалении воздуха из рабочей или обслуживаемой зоны (один приток и две вытяжки), требуемый расход приточного воздуха в системе кондиционирования, в м³/час, определяется как:

$$L_{np} = L_{o.з.} + \frac{3,6 \cdot Q_{пол}^{изб} - 1,2 \cdot L_{o.з.} \cdot (I_{o.з.} - I_{np})}{1,2 \cdot (I_{yx} - I_{np})}; \quad (8.4)$$

где $Q_{пол}^{изб}$ - полное количество избыточной теплоты выделяемое в помещении, Вт,

$I_{o.з.}$ - удельная энтальпия удаляемого воздуха из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местной вытяжной вентиляции, кДж/кг;

I_{yx} - удельная энтальпия воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, кДж/кг;

I_{np} - удельная энтальпия приточного воздуха, подаваемого в помещение, кДж/кг;

$L_{o.з.}$ - расход удаляемого воздуха из обслуживаемой или рабочей зоны помещения системами местной вытяжной вентиляции, м³/ч.

Проводим построение линии процесса изменения состояния воздуха на i-d диаграмме. На пересечениях линии изменения состояния воздуха с линиями постоянных температур уходящего ($t_y = \text{const}$) и приточного ($t_n = \text{const}$), воздуха определяются местоположения точек характеризующие параметры приточного (d_n, i_n) и вытяжного воздуха (d_y, i_y).

В системах кондиционирования воздуха, где используются искусственные источники холодоснабжения, температура приточного воздуха предварительно задается. Для сокращения требуемого количества приточного воздуха принимают максимально возможное значение рабочей разности температур (разность температуры внутреннего в обслуживаемой зоне и приточного воздуха) для соответствующего типа воздухораспределителя, при котором достигается наибольший перепад энтальпий (теплосодержаний) удаляемого и приточного воздуха. При известном значении величины расхода приточного воздуха, выполняется расчет воздухораспределения. Расход приточного воздуха, как правило, определяют по избыткам явной теплоты:

$$L_{np} = L_{o.z.} + \frac{3,6 \cdot Q_{яв}^{изб} - 1,2 \cdot c_g \cdot L_{o.z.} \cdot (t_{o.z.} - t_{np})}{1,2 \cdot c_g \cdot k_t \cdot (t_{o.z.} - t_{np})}; \quad (8.5)$$

где: $Q_{я}^{изб}$ - избыточное количество явной теплоты, выделяемое в помещении, Вт;

$t_{o.z.}$ - температура воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения, удаляемого системами местной вытяжной вентиляции, °С;

t_n - температура приточного воздуха, °С;

k_t - коэффициент эффективности воздухообмена по теплоте. Величина коэффициента эффективности определяется в зависимости от схемы организации воздухообмена.

Для перемешивающей вентиляции, где температура воздуха по всему объему помещения постоянная величина, коэффициент эффективности воздухообмена по теплоте равняется единице. При подаче охлажденного воздуха насти-

лающийся струями на потолок, коэффициент эффективности воздухообмена по теплоте определяется как:

$$k_t = \frac{t_{yx} - t_{np}}{t_{o.z.} - t_{np}}; \quad (8.6)$$

где: t_{yx} - температура воздуха, удаляемого из помещения за пределами обслуживаемой или рабочей зоны, °С.

Параметры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне помещения ($t_{o.z.}$, $d_{o.z.}$, $i_{o.z.}$). принимают равными их расчетных величин.

Для определения требуемого воздухообмена необходимо обеспечение следующих условий:

- условия обеспечения чистоты от пыли и требуемой концентрации газового состава воздуха, отсутствия запахов для гражданских зданий – условия обеспечения необходимого количества воздуха по санитарным нормам подачи наружного воздуха на одного человека или количества воздуха определенная по расчетам на разбавление запахов и вредных газов до предельно допустимых величин;

- условия компенсации удаляемого из помещения воздуха системами местной вытяжной вентиляции или технологической вентиляцией из обслуживаемой или рабочей зоны технологическим оборудованием;

- условия поддержания расчетного подпора (избыточное давление повышенное по сравнению с атмосферным или давлением в соседних помещениях) за счет превышения количества приточного воздуха над вытяжным, предупреждающего инфильтрацию воздуха в объем кондиционируемого помещения.

Минимальное количество приточного воздуха в L_n , м³/ч, определяются по двум методикам, после выбирая наибольшее значение из двух полученных (L_n).

Первая методика предполагает расчет по нормируемому удельному расходу приточного воздуха:

$$\begin{aligned} L_n &= V_p \cdot n; \\ L_n &= A \cdot k; \\ L_n &= N \cdot m; \end{aligned} \quad (8.7)$$

где: V_p - объем помещения, м³; для помещений высотой 6,0 и более метров, объем помещения следует определять по формуле:

$$V_p = 6 \cdot A;$$

где A - площадь помещения, м²;

N - число людей (посетителей), рабочих мест, единиц оборудования;

n - нормируемая кратность воздухообмена, ч⁻¹;

k - нормируемый расход приточного воздуха на 1 м² пола помещения, м³/(ч·м²);

m - нормируемый удельный расход приточного воздуха на 1 чел., м³/ч, на 1 рабочее место, на 1 посетителя или на единицу оборудования.

Нормируемый удельный расход наружного воздуха определяется по Приложению И СП 60.13330.2016 (табл. И1). Санитарная норма подачи Наружного (свежего) воздуха на одного человека определена так, чтобы разбавить биоэффлюэнты человека и выделяемый им углекислый газ с достаточным. Нормируемый удельный расход наружного воздуха зависит от продолжительности пребывания человека в обслуживаемом помещении. В помещениях с постоянным пребыванием людей, в котором люди находятся не менее 2 ч непрерывно или 6 ч суммарно в течение суток (офисы, аудитории, операционные) норма составляет 50-60 м³/ч на человека. При интенсивной физической нагрузке (спортивные и тренажерные залы, бассейны для пловцов и т.д.) – 80 м³/ч на человека. В помещениях с кратковременным пребыванием людей (магазины, кинотеатры, театры, парикмахерские и т.д.) – 20-30 м³/ч на человека. В жилых помещениях (гостиницы, жилые комнаты) норма составляет 30 м³/ч на человека.

Количество людей в помещении определяется по данным раздела технологии проекта, по нормируемому значению площади помещения на одного человека или по плотности размещения людей на 1 квадратном метре площади помещения в зависимости от назначения помещения.

Минимальный расход, м³/ч, наружного воздуха на одного человека.

В таблице 8.2, установлены нормы для людей, находящихся в помещении более 2 ч непрерывно.

Минимальный расход наружного воздуха для помещений

Таблица 8.2

Помещения	Расход воздуха в помещениях, м ³ /ч	
	с естественным проветриванием	без естественного проветривания
Производственные	30	60
Общественные здания административного назначения*	40	60 20**
Жилые при общей площади квартиры на одного человека		
- более 20 м ²	30***	45
- менее 20 м ²	3 м ³ /ч на 1 м ² жилой площади	—

* Норма наружного воздуха приведена для помещений кабинетов, офисов общественных зданий административного назначения. В других помещениях общественного назначения норму наружного воздуха следует принимать по требованиям соответствующих нормативных документов

** Для помещений, в которых люди находятся не более 2 ч непрерывно (кинотеатры, театры и др.).

*** Не менее 0,35 воздухообмена в час, определяемому по общему объему квартиры.

Сумма расходов воздуха, удаляемого местными отсосами и забираемого на технологические нужды определяют минимальный расход наружного воздуха для компенсации удаляемого из помещения воздуха. Минимальный воздухообмен по вышеизложенному методу как правило определяется для производственных помещений, однако подобный способ может определяться и для общественных зданий, например, для залов ресторанов с открытым огнем, лабораторий с вытяжными шкафами и т.п.

Минимальный расход приточного воздуха обеспечивающий расчетный подпор, предупреждающего инфильтрацию воздуха в кондиционируемое помещение, определяют по формуле:

$$L_{3н} = V_p \cdot n_{n-в}; \quad (8.8)$$

где: $n_{n-в}$, - кратность превышения притока над вытяжкой.

Величина кратности превышения притока над вытяжкой, в теплый период года, принимает следующие значения в 1 ч ($ч^{-1}$):

Таблица 8.3

Наименование	кратность превышения притока над вытяжкой, $ч^{-1}$
помещение без окон и наружных дверей	0,5-0,75
помещение с окнами на одну сторону	1
помещение с окнами на две стороны	1,5
помещение с окнами на три или четыре стороны	2
вестибюль	2-3

Минимально необходимый расход наружного воздуха определяется по наибольшему значению из первого и суммы второго и третьего значений:

$$L_n = \max\{L_{1н}; \quad L_{2н} + L_{3н}\}; \quad (8.9)$$

Если расход приточного воздуха окажется выше минимально необходимого, то следует рассмотреть вопрос о целесообразности применения рециркуляции. Рециркуляция возможна, если она допустима по санитарно-гигиеническим соображениям, т.е. если в помещении не выделяются токсичные, пахучие или взрывчатые вещества. Рециркуляция целесообразна, если затраты на устройство и эксплуатацию систем рециркуляции не превышают стоимости энергии, экономия которой достигается за счет ее применения, если энтальпия внутреннего или удаляемого воздуха ниже энтальпии наружного воздуха для расчетных условий.

8.5 Выбор схемы организации воздухообмена в помещении.

Расчет воздухораспределения

Основные способы схем организации общеобменной вентиляции, обеспечивающие распределение приточного воздуха в помещении следующие: перемешивающая вентиляция; вытесняющая вентиляция. Наибольшее распространение в гражданских зданиях получила перемешивающая вентиляция.

Обоснование возможности принятия того или иного значения рабочей разности температур и соответственно температуры приточного воздуха производят расчетом воздухораспределения. Методика расчета воздухораспределения основаны на проверке значения подвижности воздуха и избыточной температуры в струе в самых неблагоприятных точках: на границе обслуживаемой зоны при перемешивающей вентиляции и на уровне пола при вытесняющей вентиляции путем сравнения их с нормируемыми значениями. Неблагоприятные точки определяют в зависимости от вида струи, условий ее распространения и размеров помещения.

Исходные данные для расчета воздухораспределения:

- план и разрезы вентилируемого помещения;
- расход приточного воздуха L_n (только при расчете перемешивающей вен-

тиляции), м³/ч;

- расчетная температура воздуха в помещении t_g ;

- принятая температура приточного воздуха t_n ;

- допустимая подвижность воздуха в рабочей зоне v_g ;

- допустимые значения скорости $v_{x_{доп}}$ и избыточной температуры воздуха $\Delta t_{x_{доп}}$ на оси струи при входе ее в рабочую или обслуживаемую зону.

Допустимую скорость движения воздуха на оси струи определяют из соотношения:

$$v_{x_{доп}} = v_g \cdot k, \quad (8.10)$$

где v_g – нормируемая скорость движения (подвижность) воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне, например $v_g = 0,2$ м/с;

k – коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха к максимальной скорости воздуха в струе, определяемый из таблицы 4.6.

Допустимое отклонение температуры воздуха в приточной струе от нормируемой температуры воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне и коэффициенты K перехода от нормируемой скорости движения воздуха к максимальной скорости воздуха в струе определяют по приложениям СНиП 41-01.

Расчет воздухораспределения при перемешивающей вентиляции. Подача воздуха настилающейся компактной приточной струей через вентиляционную решетку

При таком способе подачи воздуха необходимо, чтобы настилающаяся струя не оторвалась от потолка раньше, чем она достигнет противоположной стены. Если настилающаяся струя достигла противоположной стены, то далее она опустится вдоль нее в рабочую или обслуживаемую зону. Это позволяет увеличить длину траектории струи от места выпуска до точки, где она пересечет границу обслуживаемой зоны. Рекомендуемое направление приточных компактных струй – вдоль короткой стороны помещения, что позволяет обеспечить безотрывное течение при меньших скоростях выпуска воздуха из

воздухораспределителя v_o и, следовательно, меньших скоростях на оси струи v_x и меньшем уровне шума.

Последовательность расчета

1. Выбирают тип воздухораспределителя, который обеспечит формирование компактной настиляющейся струи, например регулируемые вентиляционные решетки.

2. Определяют требуемую из условия безотрывного течения струи на ее протяженности $x_{omp} = B$ величину ее геометрической характеристики H_{mp} , где B - ширина помещения:

$$H_{mp} = \frac{B}{0,5}$$

3. Определяют требуемую площадь живого сечения вентиляционной решетки из условия обеспечения нормируемого значения скорости воздуха в струе на границе обслуживаемой зоны $v_{xдон}$ по формуле:

$$A_{0mp} = (5,45 \frac{v_{xдон} x}{H_{mp}})^4 \frac{1}{(n \Delta t_o)^4}$$

где x -длина траектории струи от места ее выпуска до пересечения оси струи с границей обслуживаемой зоны, для данной схемы:

$$x = B + H_n - h_{оз}$$

где $h_{оз}$ – высота обслуживаемой зоны, м.

4. По площади живого сечению подбирают вентиляционную решетку соответствующего типоразмера и выписывают площадь живого сечения A_o , м²; коэффициент местного сопротивления ξ ; m - аэродинамическая характеристика приточной струи; n – тепловая характеристика приточной струи.

5. Вычисляют скорость воздуха в живом сечении:

$$v_o = \frac{v_{xдон} x}{m \sqrt{A_o}}$$

6. Определяют количество вентиляционных решеток:

$$n = \frac{L_n}{3600 \nu_0 A_0}$$

7. Размещают решетки равномерно вдоль длинной стороны помещения и уточняют геометрическую характеристику струи, фактическую протяженность безотрывного течения $x_{отр} = 0,5H$.

Если $x_{отр} > B$, то расчет повторяют и определяют скорость воздуха и избыточную температуру воздуха. Полученные значения сравнивают с нормируемыми значениями.

8.6 Процессы изменения состояния воздуха в центральном кондиционере. Прямоточная схема с использованием воздухонагревателя второго подогрева

Теплый период года

Исходными данными для построения являются:

- расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n , °С, и энтальпия i_n , кДж/кг,

- расчетные параметры внутреннего воздуха: температура t_v , °С, и относительная влажность воздуха ϕ_v , %;

- избыточное количество явной $Q_{я}^m$ и полной теплоты $Q_{п}^m$, Вт, количество влаги W^m , кг/час; - схема организации воздухообмена, температура приточного $t_{п}$ и удаляемого воздуха t_y , °С;

- минимальный расход наружного воздуха $G_n^{мин}$, кг/час.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для принципиальной схемы его обработки, расходы приточного $G_{п}$, расход воздуха через соответствующее оборудование (воздухонагреватель, воздухоохладитель, блок увлажнения, байпас), расходы теплоты и холода в теплообменных аппаратах обработки воздуха. Относительная влажность внутреннего воздуха может уточняться в ходе построения.

Построение начинают с нанесения на I - d диаграмму точек Н и В, характеризующих состояние наружного (t_n и i_n) и внутреннего воздуха (t_b , ϕ_b) для расчетных условий (рисунок 8.3).

Затем определяют угловой коэффициент процесса изменения состояния воздуха в помещении

$$\varepsilon^m = \frac{3,6Q_n^m}{W^m} = \frac{3,6Q_y^m + 2540W^m}{W^m}, \quad (13)$$

где Q_n^m - полная избыточная теплота в помещении в теплый период, Вт;

Q_y^m - явная избыточная теплота в помещении в теплый период, Вт;

W^m - влагопоступления в помещение в теплый период, кг / ч.

Наносят процесс изменения состояния воздуха в помещении и определяют на этой линии положение точек, характеризующих состояние приточного и удаляемого воздуха: т.П (пересечение линии процесса изменения состояния воздуха в помещении и изотермы $t_n = \text{const}$), т.У (то же и изотермы $t_y = \text{const}$). При перемешивающей вентиляции и распределении воздуха в теплый период года струями, настилающимися на потолок, коэффициент воздухообмена по теплоте можно принимать равным единице, поэтому температура удаляемого воздуха будет равна температуре внутреннего воздуха и точка У будет совпадать с точкой В. При вытесняющей вентиляции и распределении воздуха из-под пола температура удаляемого воздуха должна быть определена расчетом. Из т.П проводят линию постоянного влагосодержания $d_n = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t_n^1 = t_n - 1 \text{ }^\circ\text{C}$ в точке П¹.

Отрезок П - П¹ учитывает подогрев воздуха в вентиляторе за счет перехода механической энергии в тепловую и в воздуховодах вследствие трения и теплопередачи через стенки. Это повышение температуры ориентировочно оценивают с помощью формулы:

$$\Delta t = 0,001 P_g,$$

где P_g – полное давление, развиваемое вентилятором, Па.

Обычно на этапе, когда еще не подобран вентилятор, принимают повышение температуры $\Delta t = 1 \div 1,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

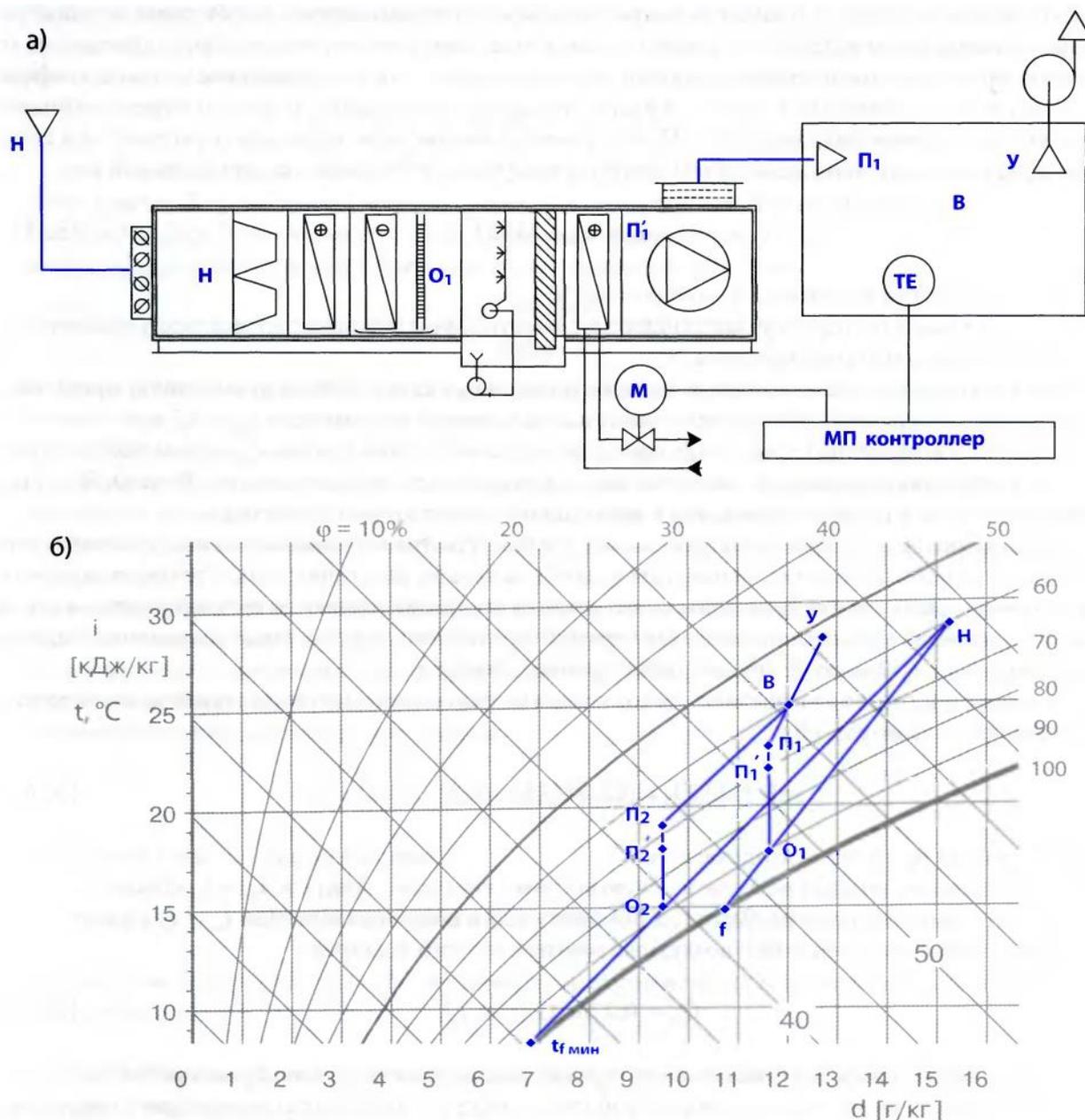


Рис.8.3 Прямоточная СКВ с воздушонагревателями второго подогрева:

а) схема компоновки оборудования; б) процессы обработки воздуха на *i-d* диаграмме:
 НО₁П₁'П₁ВУ - для вытесняющей вентиляции, НО₂П₂'П₂ВУ - для перемешивающей вентиляции

В зависимости от взаимного расположения точек Н и П¹ решается вопрос о способе обработки наружного воздуха для доведения его до состояния приточного. Если взаимное расположение точек на *i-d* диаграмме таково, что необходимо охлаждение и осушение наружного воздуха, например, для точки Н₁, ко-

гда влагосодержание $d_{н1} > d_{п}$ и энтальпия $i_{н1} > i_{п}$, то применяют искусственные источники холода, например, холодильные машины.

Прямоточная схема применяется в том случае, когда рециркуляции невозможна, не целесообразна (энтальпия удаляемого воздуха из помещения больше энтальпии наружного воздуха $i_y > i_n$) или необходимость в рециркуляции отсутствует (минимально необходимый расход наружного воздуха больше расхода приточного воздуха, определенного на удаление полных теплоизбытков в помещении, $G_n \geq G_{п}$). При проектировании следует всегда стремиться к исключению рециркуляции и применению прямоточной схемы обработки воздуха. Схема компоновки оборудования центрального кондиционера, соответствующая прямоточной схеме с воздухонагревателем второго подогрева, представлена на рис.1 а.

Для построения процесса при прямоточной схеме обработки воздуха линию $d_{п1} = \text{const}$ продляют до пересечения с линией $\varphi_0 = \text{const}$ в т. O_1 , отвечающей значению конечной относительной влажности воздуха на выходе из применяемого для целей охлаждения и осушения воздуха теплообменного аппарата (рис. 1 б).

Для охлаждения и осушения используют поверхностные воздухоохладители, в которых при контакте воздуха с охлажденной поверхностью рекуперативного теплообменника наблюдается конденсация водяных паров и происходит уменьшение влагосодержания воздуха; этот процесс называют «мокрым» охлаждением. Конечную относительную влажность охлажденного и осушенного воздуха в поверхностном воздухоохладителе принимают $\varphi_k=90\%$.

Таким образом, точка O_1 характеризует состояние воздуха на выходе из воздухоохладителя, а полученный отрезок $O_1\Pi_1'$ - процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева. Далее т.Н соединяют с т. O_1 , HO_1 - процесс охлаждения и осушения воздуха в поверхностном воздухоохладителе или камере орошения. $\Pi_1^1 \Pi_1$ – процесс нагревания воздуха в вентиляторе и воздуховодах, $\Pi_1 ВУ$ – процесс изменения состояния воздуха в помещении.

Если линия, соединяющая точки П¹ и Н, не пересекает линию насыщения или пересекает ее в точке с температурой ниже минимальной температуры поверхности теплообмена, определяемой как

$$t_f \geq t_{xв} + (3 \div 5). \quad (8.12)$$

где t_f - температура поверхности теплообмена, °С,

$t_{xв}$ - начальная температура холодной воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель центрального кондиционера, °С, то необходим второй подогрев.

Если соотношение не выполняется, то на линии насыщения $\varphi = 100\%$ отмечают точку предельного состояния воздуха при средней температуре охлаждающей поверхности $t_{f,ли} = t_{xв} + 3$.

Соединяют полученную точку с точкой Н и на пересечении этой линии с $d_{n2} = \text{const}$ находят точку О₂, характеризующую конечное состояние охлажденного и осушенного воздуха. Тогда О₂ П₂¹ – неизбежный процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева.

Необходимость во втором подогреве может возникнуть при использовании воздухоохладителя непосредственного испарения, параметры воздуха на выходе из которого достаточно низкие, чтобы соответствовать параметрам приточного воздуха, и сложно поддаются регулированию, а также при вытесняющей вентиляции, когда температура приточного воздуха имеет достаточно высокое значение - на 2÷4 °С ниже температуры внутреннего воздуха.

На основе построения вычисляют расход холода на охлаждение наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе, кВт:

$$Q_x = 0.278 G_n (i_{вн} - i_{вк}), \quad (8.13)$$

где G_{np} - расход приточного воздуха, кг / час,

$i_{вн}$ – энтальпия воздуха на входе в поверхностный воздухоохладитель, кДж/кг,

$i_{\text{вк}}$ – энтальпия воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя, кДж/кг.

Определяют расход теплоты в воздухонагревателе второго подогрева:

$$Q_m = 0.278 c_g G_n (t_{n'} - t_o), \quad (16)$$

где $t_{n'}, t_o$ – соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель, °С.

Холодный период года

Исходными данными для построения являются:

- расчетные параметры наружного воздуха: температура t_n , °С, и энтальпия i_n , кДж/кг,

- расчетные параметры внутреннего воздуха: температура $t_{\text{в}}$, °С, и относительная влажность воздуха $\varphi_{\text{в}}$, %;

- избыточное количество явной $Q_{\text{я}}^x$ (при недостатке теплоты в помещении – со знаком «-») и полной теплоты $Q_{\text{п}}^x$, Вт, количество влаги W^x , кг/час;

- схема обработки воздуха для теплого периода, расходы воздуха, определенные при расчете для теплого периода года $G_n, G_{1p}, G_{2p}, G_p, G_{\text{н}}$.

Требуется определить: параметры характерных точек изменения состояния воздуха для выбранной принципиальной схемы его обработки, расходы теплоты при соответствующих нагрузках на центральную систему, расход влаги на увлажнение воздуха.

При построении процесса кондиционирования воздуха в холодный период года обычно используют схему обработки воздуха, которая применялась в теплый период с целью упрощения регулирования. В холодный период года в прямоточной центральной СКВ необходимо наружный воздух нагреть и увлажнить. Эти процессы можно реализовать соответственно в поверхностном воздухонагревателе и блоках адиабатного увлажнения, таких, как камера орошения, содовый увлажнитель, блоках увлажнения с форсунками тонкого рас-

пыла. Построение начинают с нанесения на I - d диаграмму точек Н (t_n и i_n) и В (t_b и φ_b), характеризующих состояние наружного и внутреннего воздуха в расчетном режиме (рисунок 4).

Часто при построении процессов на I-d диаграмме в холодный период года приходится задавать значение относительной влажности воздуха в помещении выше, чем минимальное значение $\varphi_g = 30\%$ при построений процессов для всех схем технологической обработки воздуха, за исключением схемы с увлажнением воздуха паром и схемы с управляемым процессом адиабатного увлажнения. Это улучшает комфортные условия, но связано с большими затратами энергии.

2. Вычисляют значение углового коэффициента процесса изменения состояния воздуха в помещении в холодный период года по формуле:

$$\varepsilon^x = \frac{3,6Q_{я}^x + 2,54W^x}{W^x} \quad (8.16)$$

На i - d диаграмме через точку В проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении.

3. Из уравнения баланса теплоты для помещения при расходе приточного воздуха, что и для теплого периода года определяют температуру приточного воздуха:

$$t_n = t_g - \frac{3,6Q_{я}^x}{c_g G_n k_t} \quad (8.17)$$

4. На линии процесса в помещении при t_n наносят точку П, характеризующую состояние приточного воздуха и точку У, характеризующую состояние удаляемого воздуха. Температуру удаляемого воздуха определяют аналогично, как в теплый период года, в зависимости от схемы организации воздухообмена. При построении процесса для холодного периода повышение температуры в приточном и рециркуляционном воздуховодах не учитывают.

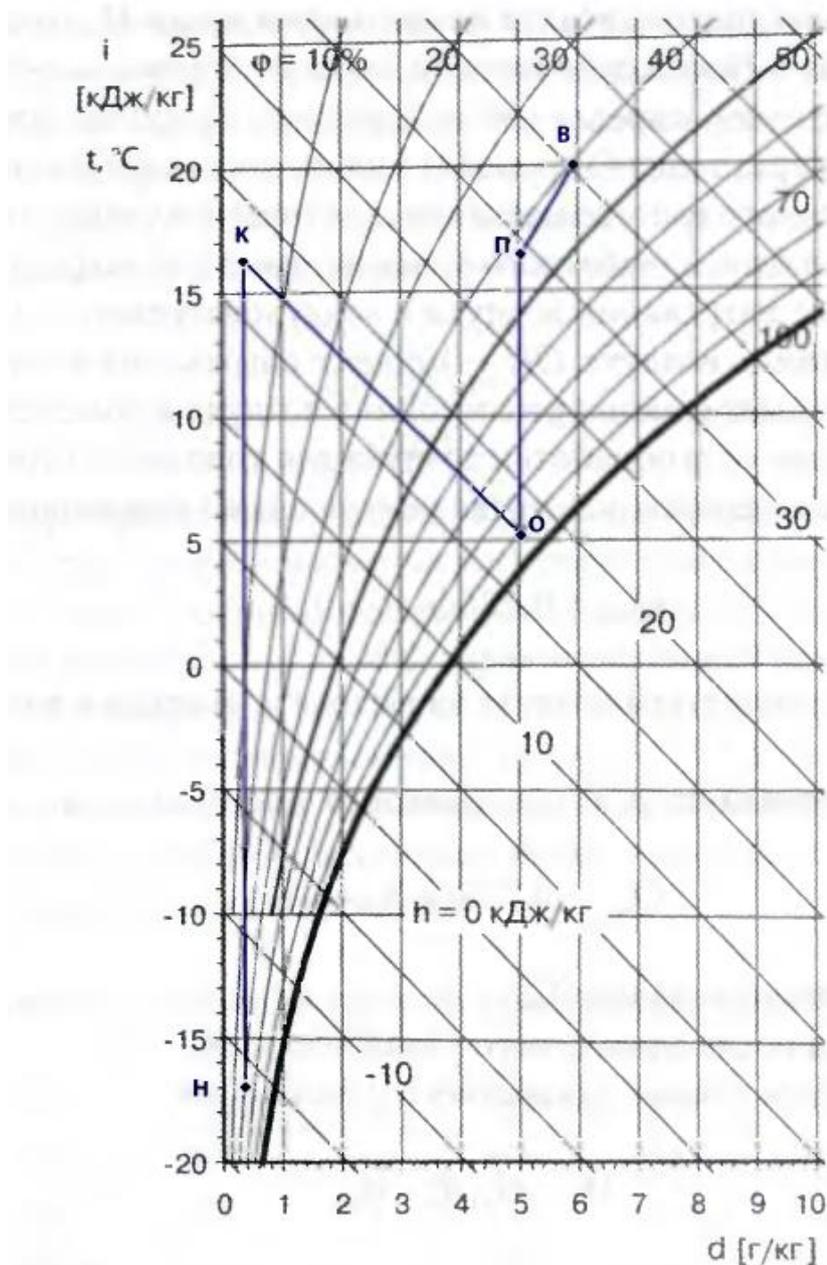


Рис. 4 Процессы обработки воздуха в центральном кондиционере прямоточная схема со вторым подогревом в холодный период года

5. Положение т. О, характеризующей состояние воздуха на выходе из блока адиабатного увлажнения, определяют на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_n = \text{const}$ и $\phi = 90 - 95 \%$. Через т. О проводят линию постоянной энтальпии и на пересечении этой линии с линией постоянного влагосодержания $d_n = \text{const}$ получают точку К, характеризующую состояние воздуха на входе в блок адиабатного увлажнения после воздухонагревателя первого подогрева. Тогда НК – процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе первого

подогрева, КО – процесс адиабатного увлажнения воздуха, ОП- процесс нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, ПВ – процесс изменения состояния воздуха в помещении (рисунок 4).

На основе построения процессов обработки воздуха для холодного периода определяют расходы теплоты в воздухонагревателе первого подогрева центрального кондиционера:

$$Q_{m1} = 0.278G_n(t_k - t_n), \quad (8.18)$$

где t_k, t_n - соответственно температура воздуха на выходе и на входе в воздухонагреватель, °С,

и в воздухонагревателе второго подогрева центрального кондиционера:

$$Q_{m2} = 0.278G_n(t_n - t_o). \quad (8.19)$$

Расход влаги, испаряющейся в блоке адиабатного увлажнения:

$$W = G_n(d_n - d_k). \quad (8.20)$$

8.6 Выбор типоразмера центрального кондиционера. Расчет функциональных блоков

Типоразмер центрального кондиционера, определяемый размерами фронтального сечения для прохода воздуха, выбирают по рекомендуемому значению скорости воздуха в этом сечении. Рекомендуются следующие диапазоны скорости: от 1,5 до 2,5 м/с, от 2,5 до 3,5 м/с, от 3,5 до 4,5 м/с. Значения скорости установлены из следующих соображений:

1) ограничения по потерям давления в блоках центральных кондиционеров, особенно при наличии большого количества блоков (до 2,5 м/с),

2) недопустимость уноса капель, образующихся при конденсации водяных паров из воздуха в процессе охлаждения в поверхностных воздухоохладителях, а также из камер орошения (до 3 м/с),

3) обеспечение высокой интенсивности теплообмена в воздухонагревателях (до 4,5 м/с) в установках без воздухоохладителей и увлажнителей и при ограничениях на габариты установки,

4) допустимым уровнем шума. Для выбора необходимого типоразмера в каталогах фирм-производителей приводится график для выбора типоразмера центрального кондиционера.

8.6.1 Расчет воздухонагревателя центрального кондиционера

Исходные данные для расчета воздухонагревателя: начальные и конечные параметры воздуха t_n , t_k , расход воздуха G_v , начальная и конечная температура теплоносителя t_1 , t_2 .

Требуется определить: необходимую площадь поверхности теплообмена воздухонагревателя, его аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

Необходимая площадь обеспечивается подбором числа рядов труб теплообменника при выбранном значении расстояния между пластинами, расстояние между пластинами воздухонагревателя может быть равным 1,8; 2,5; 4 мм. Принимаем шаг 2,5 мм при расчете вручную, при расчете по компьютерной программе шаг пластин выбирается автоматически для более точного выбора необходимой поверхности нагрева. Число ходов по теплоносителю определяется в зависимости от рекомендуемой скорости движения теплоносителя в трубках. Для воздухонагревателей рекомендуемая скорость - от 1,5 до 2,0 м/с.

1. Определяют массовую скорость воздуха во фронтальном сечении кондиционера, кг/с м²:

$$v\rho = \frac{G_g}{3600 \cdot F_f}. \quad (8.21)$$

2. Рассчитывают количество теплоты для нагревания воздуха, Вт:

$$Q = 0,278 c_g G_g (t_k - t_n) \quad (8.22)$$

3. Определяют расход теплоносителя, кг/ч,

$$G_w = \frac{3.6Q}{c_w(t_1 - t_2)}. \quad (8.23)$$

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

Общее количество трубок:

$$N = \frac{pH_{тр}}{h}, \quad (8.24)$$

где $H_{тр}$ - высота трубной решетки, м,

h – шаг труб по высоте, м, для КЦКП $h = 0,05$ м.

Число ходов:

$$n = \frac{N}{m}, \quad (8.25)$$

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

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w}. \quad (8.26)$$

Число ходов может быть равным 2, 4, 6, 8, 12, 16.

Принимают ближайшее значение числа ходов, определяют количество подключений к коллектору и уточняют скорость движения воды в трубках, м/с:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (8.27)$$

f_w - площадь живого сечения медной трубки, м², при внутреннем диаметре трубки 11,8 мм (КЦКП) составляет 0,0001108 м²,

5. Определяют коэффициент теплопередачи, K , Вт/м² °С, для воздушно-нагревателей центрального кондиционера КЦКП фирмы «Веза» по формуле:

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18}; \quad (8.28)$$

6. Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя, Па, определяют по формуле:

$$\Delta P_a = B(v\rho)^m, \quad (8.29)$$

7. Гидравлическое сопротивление воздухонагревателя, кПа, определяют по формуле:

$$\Delta P_w = 1,968 l_{\text{хода}} w^{1,69}, \quad (8.30)$$

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

Значения эмпирических коэффициентов А, Б, m определяют по таблице 5.

Эмпирические коэффициенты для расчета воздухонагревателей

Таблица 8.3

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

8. Требуемая площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}} \quad (8.31)$$

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

8.6.4 Расчет воздухоохладителя центрального кондиционера

В основу методики расчета воздухоохладителя положено представление об условном процессе «сухого» охлаждения, которым заменяют расчетный реальный процесс «мокрого» охлаждения при равенстве явного количества теплоты при условно «сухом» охлаждении и полного количества теплоты при «мокром». Для построения условного «сухого» процесса через точки начального и конечного состояния воздуха процесса «мокрого» охлаждения проводят линии постоянной энтальпии, $i_{\text{вк}} = \text{const}$. Через точку предельного состояния на линии $\varphi = \text{const}$ при температуре поверхности проводят линию постоянного влагосодержания $d_f = \text{const}$. Значения температур ($t_{\text{вн}}^p$ и $t_{\text{вк}}^p$) в точках пересечения энтальпий с линией $d_f = \text{const}$ являются расчетными, а сама линия характеризуют условный процесс «сухого» охлаждения. При этом выполняется уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{в}}(i_{\text{вн}} - i_{\text{вк}}) = c_{\text{в}} \cdot G_{\text{в}}(t_{\text{вн}}^p - t_{\text{вк}}^p) = c_{\text{в}} \cdot G_{\text{вх}}(t_{\text{вк}} - t_{\text{вн}}), \quad (8.32)$$

где $G_{\text{вх}}$ – расход холодной воды, кг/час,

$t_{\text{вк}}, t_{\text{вн}}$ – конечная и начальная температура холодной воды, °С.

Последовательность расчета:

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

$$G_{\text{вх}} = \frac{3,6G_{\text{в}}(i_{\text{вн}} - i_{\text{вк}})}{c_{\text{в}}(t_{\text{вк}} - t_{\text{вн}})}. \quad (8.33)$$

4. Определяют аналогично как для поверхностных воздухонагревателей массовую скорость движения воздуха во фронтальном сечении, число ходов по рекомендуемому значению скорости движения воды в трубках от 0,8 до 1 м/с, задаваясь числом рядов трубок по ходу воздуха, уточненную с учетом принятого числа ходов скорость движения воды, коэффициент теплопередачи для теплопередачи без массообмена в поверхностном воздухонагревателе.

5. Определяют водяной эквивалент по формуле и коэффициент эффективности теплообменника воздухоохладителя при условно «сухом» охлаждении:

$$\theta_{\epsilon} = \frac{t_{\epsilon H}^p - t_{\epsilon K}^p}{t_{\epsilon H}^p - t_{\text{вн}}}. \quad (8.34)$$

По графику на рис. 3 при значении водяного эквивалента и коэффициента эффективности определяют число единиц переноса теплоты и требуемую площадь поверхности теплообмена:

$$F_n = \frac{3,6kNTU_{\epsilon}}{c_{\epsilon}G_{\epsilon}}. \quad (8.35)$$

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

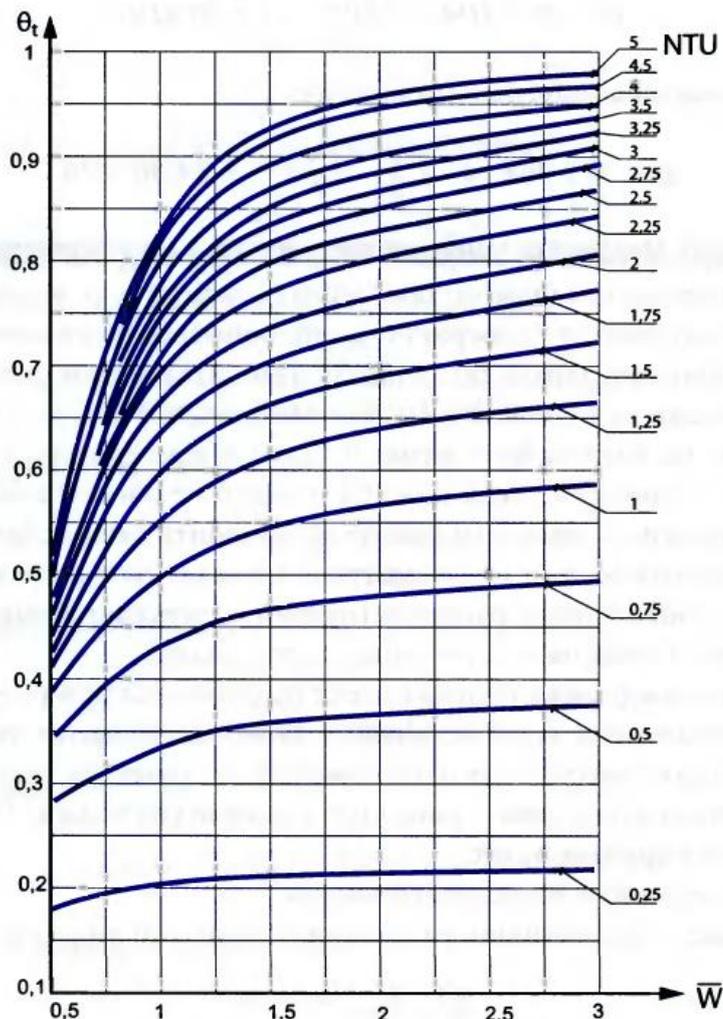


Рис.5 График зависимости температурного коэффициента эффективности θ_t от числа единиц переноса теплоты NTU и \bar{W} для противоточной схемы движения

8.7 Системы холодоснабжения в зданиях

Общие положения

Холодоснабжение системы кондиционирования воздуха здания может осуществляться: с использованием природных источников (воды, льда), с использованием испарительного охлаждения воздуха, с использованием искусственных источников холода, комбинированное с использованием косвенного испарительного охлаждения и искусственных источников холода. Холодоснабжение с использованием испарительного охлаждения и искусственных источников холода может быть централизованное или местное.

По способу охлаждения воздуха кондиционируемых помещений

с использованием искусственного холода различают непосредственное расширение (испарение хладагента) или использование промежуточного хладоносителя (воды, рассола, льда).

При охлаждении воздуха в помещении с использованием непосредственного расширения используют местные агрегаты сплит систем, мульти сплит систем, автономные шкафные кондиционеры и внутренние блоки многозональных фреоно-воздушных систем VRF, при охлаждении наружного воздуха в центральных кондиционерах используют фреоновые воздухоохладители. Принцип работы таких СКВ основан на принципе работы парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ). Система холодоснабжения включает основные элементы холодильного контура ПКХМ: испаритель во внутреннем блоке или фреоновый воздухоохладитель, конденсатор и компрессор в наружном блоке или в компрессорно-конденсаторном блоке, фреоновые газопроводы: газовая и жидкостная линии и необходимые устройства безопасности и регулирования.

При охлаждении воздуха в помещении с использованием холодной воды, поступающей в местные агрегаты, система холодоснабжения включает в себя три основных части: генератор — источник холода, обычно водоохлаждающая холодильная машина (чиллер), гидравлический контур: трубопроводы, арматура, баки, насосы и др. и потребители холода: воздухоохладители центральных СКВ, местные агрегаты водовоздушной СКВ. В качестве местных агрегатов используют: вентиляторные доводчики (фэнкойлы), эжекционные кондиционеры доводчики (ЭКД), встроенные в пол конвекторы, охлаждающие балки, радиационные панели охлаждения, а также неавтономные шкафные кондиционеры.

В качестве водоохлаждающих холодильных машин в СКВ применяют парокомпрессионные холодильные машины (ПКХМ) и абсорбционные холодильные машины (АБХМ), в жилых и общественных зданиях — бромисто-литиевые.

В зданиях, оборудованных водовоздушной СКВ, должно быть

предусмотрено помещение для размещения холодильной машины и соответствующего оборудования: теплообменников, насосов, баков, регулирующей и запорной арматуры, обеспечивающее:

- охлаждение и насосную циркуляцию воды, подаваемой в воздухоохладители центральных кондиционеров и местные агрегаты водовоздушной СКВ;
- автоматическое поддержание температуры воды в системе холодоснабжения СКВ, стабилизацию расхода холодной воды или автоматическое регулирование расхода холодной воды с ограничением его минимального значения;
- автоматическое регулирование количества вырабатываемого холода в зависимости от текущей потребности;
- учет расходов холодной воды для системы холодоснабжения СКВ отдельно для поверхностных воздухоохладителей и местных агрегатов;
- автоматическое поддержание требуемого перепада давлений в трубопроводах системы холодоснабжения СВ и СКВ.

В случае, когда холодильная машина с воздушным охлаждением конденсатора размещена снаружи здания, то все сопутствующее оборудование системы холодоснабжения: теплообменники, баки, насосы могут устанавливаться в индивидуальном тепловом пункте (ИТП).

8.7.1 Выбор исходных данных для проектирования

Расчетные параметры наружного воздуха при проектировании систем испарительного охлаждения, расчете градирни охлаждения конденсатора, подборе холодильной машины должны полностью определять состояние воздуха, для чего должны быть обязательно заданы два параметра из семи возможных: температура, относительная влажность, влагосодержание, парциальное давление водяных паров, энтальпия, температура мокрого термометра и температура точки росы воздуха.

Выбор значений расчетных параметров наружного климата следует осуществлять в соответствии с коэффициентом обеспеченности расчетных внутренних условий, определяющим класс СКВ в соответствии со СНиП 41-01, что позволяет исключить энергоемкие технические решения и уменьшить расчетные технологические показатели, определяющие производительность установки и соответствующие затраты. В случае необходимости и при соответствующем обосновании следует принимать параметры В (сочетание температуры и энтальпии воздуха) (Богословский).

С целью энергосбережения и уменьшения холодопроизводительности водоохлаждающей холодильной машины расчетную нагрузку на СКВ при использовании аккумулятора холода в системе холодоснабжения СКВ следует определять по часам, принимая, что температура наружного воздуха изменяется по формуле:

$$t_z = t_n + 0,5At_n \cos(((z - 15)15) - 1), \quad (8.35)$$

где z - расчетный час;

At_n - амплитуда колебаний температуры наружного воздуха;

t_n - расчетная температура наружного воздуха.

Расчетную холодопроизводительность водоохлаждающей холодильной машины следует определять, как сумму количества холода, передаваемого в системе холодоснабжения потребителям, с учетом неравномерности максимального расхода холода для отдельных потребителей или их групп с учетом потерь холода при транспортировке холодной воды по трубопроводам не более 10%.

8.6.2 Схемы холодоснабжения поверхностных теплообменников центральных кондиционеров и местных агрегатов при использовании промежуточного хладоносителя

Выбор схемы холодоснабжения местных агрегатов водовоздушной СКВ и поверхностных теплообменников центральных кондиционеров, а так же необ-

ходимого оборудования: смесительно-циркуляционных насосов, теплообменников, регулирующей и балансирующей арматуры зависит от гидравлического и теплового режимов работы источника холода, особенностей теплового и гидравлического режима потребителя холода, способа регулирования холодопроизводительности, статических и динамических характеристик потребителя холода, как элемента объекта регулирования.

Схема присоединения поверхностных теплообменников и местных агрегатов к гидравлическому контуру источника холода может быть независимая или зависимая. При независимом присоединении разделение контуров источников холода и потребителей осуществляется через проточные или емкостные теплообменники. Независимые схемы присоединения применяются в системах с большим количеством потребителей с разными характеристиками оборудования, режимами регулирования, в высотных зданиях. В системе холодоснабжения поверхностных теплообменников центральных кондиционеров и фэнкойлов обычно имеется несколько параллельно функционирующих циркуляционных контуров, отличающихся гидравлическим и тепловым режимами, в которых наряду с качественным регулированием мощности, все шире используется количественные методы, т.е. регулирование расхода холодоносителя, с целью энергосбережения.

В то же время для устойчивой работы чиллера требуется поддержание постоянства расхода холодоносителя в контуре циркуляции. Гидравлические схемы должны строиться на основе одного общего принципа зонирования и разделения гидравлической схемы на части с условно независимой организацией циркуляции холодоносителя в контурах источника холода и потребителей.

Схема тепло-холодоснабжения местных агрегатов водовоздушных СКВ может быть двухтрубная или четырехтрубная. В двухтрубной системе в переходный период происходит переключение режимов отопления и охлаждения. В четырехтрубной системе существует два гидравлически независимых контура отопления и охлаждения.

При выборе схемы холодоснабжения поверхностных теплообменников следует предусматривать возможность регулирования количества передаваемой теплоты при изменении нагрузки на теплообменник по сравнению с расчетным значением. Количество передаваемой теплоты в поверхностном воздухоохладителе может изменяться двумя способами: изменением расхода холодоносителя и изменением расхода воздуха.

Регулирование холодопроизводительности поверхностных теплообменников осуществляется путем изменения расхода холодной воды, проходящей через теплообменник. Это может быть реализовано с использованием двухходового регулирующего клапана на трубопроводе после воздухоохладителя, или трехходового распределительного регулирующего клапана, перераспределяющего потоки воды через воздухоохладитель и обводную линию.

При зависимом присоединении устанавливают трехходовой регулирующей разделительный клапан на трубопроводе холодной воды водяного поверхностного воздухоохладителя (рисунок 5), в процессе регулирования расход холодной воды через теплообменник изменяется путем перераспределения потоков воды через теплообменник и байпас трехходовым клапаном. Общий расход воды в гидравлическом контуре чиллера остается неизменным для обеспечения его надежной работы.

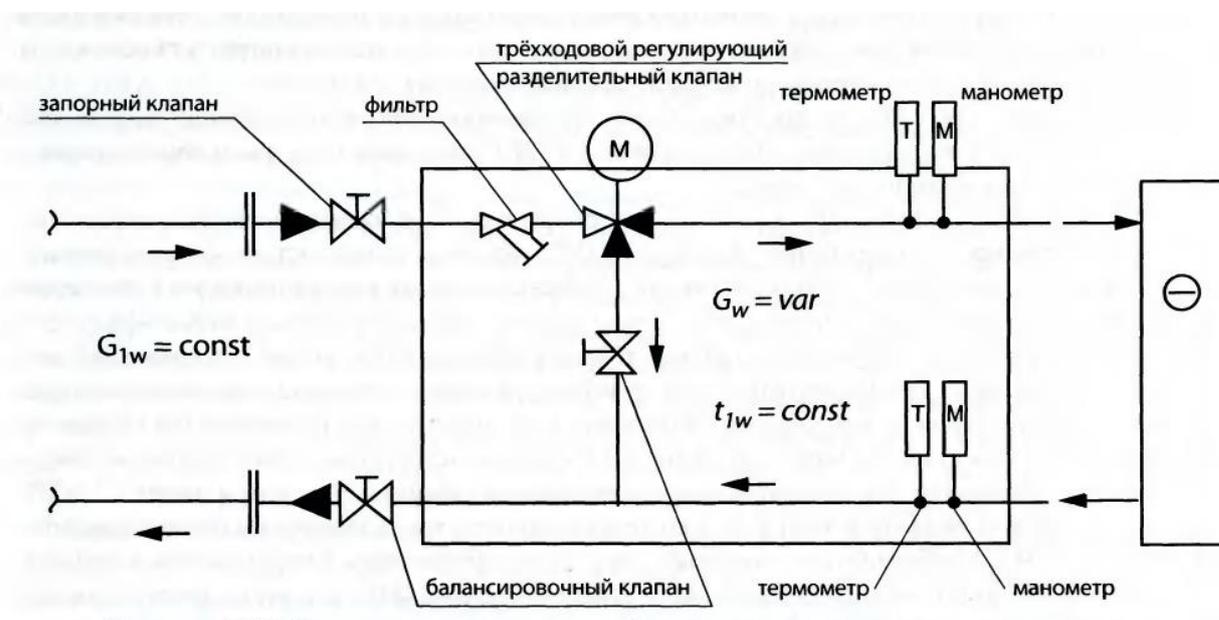


Рис.5 Схема холодоснабжения поверхностного воздухоохладителя с трехходовым разделительным клапаном

8.6.3 Выбор и расчет холодильной машины

Источником холода в центральных системах кондиционирования воздуха является холодильная машина. В зависимости от типа блока охлаждения воздуха в центральном кондиционере это может быть водоохлаждающая парокомпрессионная холодильная машина, называемая чиллером, или воздухоохлаждающая холодильная машина. В последнем случае обрабатываемый воздух непосредственно охлаждается в испарителе холодильной машины (фреоновом воздухоохладителе), который объединен контуром хладагента с компрессорно-конденсаторным блоком. В качестве холодильного агента при холодоснабжении систем кондиционирования воздуха жилых и гражданских зданий используют хладоны R410C, R134A, R407C.

Классификация чиллеров

Типы водоохлаждающих холодильных машин, далее чиллеров, определяются способом охлаждения конденсатора, типом компрессора, режимом работы (только охлаждение или охлаждение и нагревание), способом комплектации: моноблочного типа или с выносным конденсатором, со встроенным гидромодулем или без него. Номенклатурный ряд выпускаемых чиллеров в последние годы значительно обновился за счет широкого применения новых более эффективных типов компрессоров: спиральных, одновинтовых и двухвинтовых, центробежных, которые в диапазоне малых, средних и больших производительностей практически вытеснили поршневые компрессоры. Расширился ряд чиллеров со встроенным гидравлическим модулем, что позволило отказаться от применения насосных станций. Чаще используются в качестве испарителей пластинчатые и поверхностные теплообменники, что дало возможность уменьшить габариты агрегатов и их вес. Необходимость экономии энергии на обеспечение микроклимата в зданиях обусловила выпуск новых энергосберегающих чилле-

ров, в которых реализован целый комплекс энергосберегающих мероприятий. Это - электронное управление работой чиллера, ступенчатое регулирование холодопроизводительности чиллера в зависимости от нагрузки на СКВ, использование одного холодильного контура с двумя или тремя компрессорами, электронное регулирование скорости вращения вентилятора конденсатора с технологией электронной коммутации мотора (ЕСМ), использование потенциала наружного климата в холодное и переходное время года для выработки холода.

В зависимости от способа охлаждения конденсатора чиллеры разделяются на чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора и чиллеры с водяным охлаждением конденсатора. Наибольшее применение находят чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора, когда теплота от конденсатора отводится воздухом, чаще наружным. Это способ отвода теплоты требует установки чиллера снаружи здания или применения специальных мероприятий, обеспечивающих такой способ охлаждения. Чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора выпускаются в моноблочном исполнении, когда все элементы чиллера находятся в одном блоке, и чиллеры с выносным конденсатором, когда основной блок может устанавливаться в помещении, а конденсатор, охлаждаемый наружным воздухом, размещается вне здания, например, на крыше или во дворе. Основной блок соединяется с воздушным конденсатором, установленным снаружи здания, медными фреоновыми трубами.

В зависимости от производительности чиллеры комплектуются тремя типами компрессоров: спиральными компрессорами малой и средней производительности, одновинтовыми и двухвинтовыми компрессорами для большой производительности, герметичными поршневыми компрессорами для малой производительности и полугерметичными поршневыми компрессорами для средней производительности. Спиральные и винтовые компрессоры как более эффективные в определенном диапазоне производительности по сравнению с поршневыми заменяют постепенно последние.

Чиллеры могут работать только в режиме холодильной машины, или работать в двух режимах: холодильной машины и теплового насоса. В чиллерах с воздушным охлаждением конденсатора, которые работают в режиме теплового насоса, предусмотрено реверсирование холодильного цикла, в чиллерах с водяным охлаждением предусмотрено реверсирование по водяному контуру.

Чиллеры в моноблочном исполнении выпускаются с осевыми вентиляторами и с центробежными вентиляторами. Осевые вентиляторы не могут работать на вентиляционную сеть, поэтому чиллеры с осевыми вентиляторами должны устанавливаться только снаружи здания, при этом ничто не должно мешать поступлению воздуха в конденсатор и выбросу его вентиляторами. Чиллеры с осевыми вентиляторами могут изготавливаться в различных вариантах исполнения: А- стандартный, R- с полной регенерацией теплоты, D- с частичной регенерацией теплоты, В- а) для охлаждения водного незамерзающего раствора этиленгликоля в диапазоне рабочих температур от $+4^{\circ}\text{C}$ до -7°C , б) с дополнительным способом регулирования холодопроизводительности. В вариантах исполнения чиллеров А и В теплота конденсации передается наружному воздуху и безвозвратно теряется. В вариантах исполнения чиллеров R и D устанавливаются дополнительные кожухотрубные теплообменники, дублирующие конденсатор полностью в варианте R (использование 100% теплоты конденсации для нагревания воды) или частично (использование от 15 до 25% теплоты конденсации для нагревания воды). В варианте D дополнительный кожухотрубный конденсатор устанавливается на нагнетательной линии после компрессора перед основным воздушным конденсатором. Конфигурация чиллера может быть: ST-стандартная; LN- с пониженным уровнем шума, что достигается устройством звукопоглощающего кожуха для компрессора и понижением скорости вращения осевого вентилятора конденсатора по сравнению со стандартной конфигурацией; EN- со значительным снижением уровня шума, что достигается устройством звукопоглощающего кожуха для компрессора, увеличением площади живого сечения конденсатора для прохода воздуха и пониже-

нием скорости вращения осевого вентилятора, а так же установкой компрессора на пружинные антивибрационные опоры, применением гибких вставок на нагнетательных и всасывающих трубопроводах холодильного контура. Требования по уровню звуковой мощности, создаваемой работающим чиллером с осевыми вентиляторами при установке за пределами здания могут быть не очень строгими, если отсутствуют особые требования по уровню шума в застройке, где это здание расположено. Если такие ограничения имеют место, необходимо выполнить расчет уровня звукового давления, создаваемого чиллером, и при необходимости применить чиллеры специальной конфигурации. В каталоге для соответствующего типа и типоразмера чиллеров приведены значения уровня звуковой мощности по октавным полосам и общий уровень звукового давления, измеренный на высоте 1 м от поверхности блока, при полной и частичной нагрузке (50%).

В каталоге в зависимости от конфигурации чиллера указан диапазон рабочих температур, в частности максимальная температура воздуха на входе в конденсатор. При расчетной температуре наружного воздуха выше 35⁰С значительно снижается холодопроизводительность чиллера и ухудшаются условия теплообмена в конденсаторе. В зависимости от условий эксплуатации выпускают чиллеры для стандартной температуры среды Т и для высокой температуры среды Н, в последнем случае конденсатор имеет увеличенную поверхность теплообмена. При этом для высокой температуры среды конфигурация со значительным снижением уровня шума EN отсутствует.

Чиллеры с центробежными вентиляторами предназначены для установки внутри здания. Основные требования к этим блокам: компактность и низкий уровень шума, связанные с установкой внутри помещения. В чиллерах данного типа используются центробежные вентиляторы с низкой скоростью вращения, большая часть типоразмеров малой и средней производительности имеет спиральный компрессор, отличающийся низким уровнем шума, компрессоры помещаются в специальный звукоизолирующий кожух, боковые панели корпуса

имеют звукопоглощающее покрытие изнутри, имеются гибкие вставки на нагнетательном и всасывающем трубопроводах холодильного контура. Габариты блоков максимально снижены за счет применения для отдельных типоразмеров пластинчатых испарителей и поверхностных конденсаторов, состоящих из медных змеевиков с оребрением из алюминиевых пластин. При выборе данного типа чиллера и его размещении следует обеспечить свободный подвод охлаждающего воздуха к чиллеру и отвод воздуха, нагретого в конденсаторе. Это осуществляется с помощью всасывающих и нагнетательных воздуховодов, образующих вентиляционную сеть вместе с воздухонагревателем (конденсатор чиллера), заборной и выпускной вентиляционными жалюзийными решетками, побудителем движения воздуха в которой является центробежный вентилятор. Размеры сечения воздуховодов и вентиляционных решеток определяются по рекомендуемым скоростям движения воздуха или по среднему значению удельных потерь давления на трение. Потери давления в вентиляционной сети, определенные при аэродинамического расчета, должны быть равны давлению, развиваемому центробежным вентилятором при значении расхода воздуха, охлаждающего конденсатор. Если давление центробежного вентилятора меньше, чем потери давления в вентиляционной сети, возможно применить более мощный электродвигатель к центробежному вентилятору по специальному заказу. Воздуховоды должны присоединяться к чиллеру при помощи гибких вставок, чтобы вибрация не передавалась на вентиляционную сеть.

Бесконденсаторные блоки являются блоками, устанавливаемыми в помещении и присоединяемыми к удаленным конденсаторам. Установка чиллера в помещении, как и в случае чиллеров с центробежными вентиляторами, упрощает эксплуатацию системы: использование воды в качестве холодоносителя в системе, которую не надо сливать в зимний период, меньшие затраты на транспортировку воды по сравнению с незамерзающими растворами и отсутствие прочих проблем, связанных с применением незамерзающих жидкостей. К недо-

статкам этого типа чиллеров относятся: работа только в режиме охлаждения, ограничения по общей длине фреоновых трубопроводов.

Чиллеры с водяным охлаждением конденсатора требуют создания водяного контура для охлаждения конденсатора со всем необходимым оборудованием. Традиционно для охлаждения конденсатора холодильных машин применяются градирни, в которых вода, нагретая в конденсаторе, разбрызгивается через форсунки в потоке движущегося наружного воздуха, и при непосредственном контакте с воздухом охлаждается до температуры мокрого термометра наружного воздуха, поступая затем в конденсатор. В последнее время применяются так называемые «сухие» градирни или охладители конденсатора, которые представляют собой поверхностный теплообменник «вода-воздух» с осевыми вентиляторами, в котором теплота воды, нагретой в конденсаторе передается воздуху, циркуляцию которого через теплообменник обеспечивают осевые вентиляторы. В первом случае водяной контур разомкнутый, во втором случае – замкнутый, в котором необходимо установить все необходимое оборудование: циркуляционный насос, расширительный бак, предохранительный клапан, запорную арматуру. Для предотвращения замерзания воды при работе чиллера в режиме охлаждения при отрицательных температурах наружного воздуха, замкнутый контур заполняется водным раствором незамерзающей жидкости. При водяном охлаждении конденсатора теплота конденсации также бесполезно теряется и способствует тепловому загрязнению окружающей среды. При наличии источника теплоты, например, системы горячего водоснабжения, воздухонагревателя второго подогрева или технологической линии, в период выработки холода возможно полезно использовать теплоту конденсации.

Неравномерность нагрузки на систему кондиционирования воздуха в течение суток, месяца и сезона охлаждения вызывает необходимость регулирования производительности источников теплоты и холода, в частности чиллера, что является одним из основных путей экономии эксплуатационных затрат на выработку холода, а также теплоты в режиме теплового насоса. На основе ана-

лиза нагрузки на СКВ с чиллером и фэнкойлами в течении типичного летнего дня установлено, что только 3 % всего времени требуется работа чиллера со 100 % производительностью, 23 % времени – с производительностью 67 %, 48 % времени – с производительностью 37 %, остальное время (26 %) чиллер должен быть отключен. Нагрузка на СКВ изменяется так же и по месяцам года в течение сезона, когда требуется охлаждение, с марта по октябрь. В результате 90% времени в течение сезона потребления холода чиллер должен работать с нагрузкой менее 60% от расчетной, 60% времени - с нагрузкой менее 30% от расчетной. В энергосберегающих чиллерах с несколькими спиральными компрессорами использован принцип ступенчатого регулирования холодопроизводительности, что позволило отказаться от применения аккумулялирующего бака. Чиллер подбирается на максимальную холодопроизводительность, в процессе эксплуатации, в соответствии с требуемой холодопроизводительностью, задействовано определенное количество компрессоров.

Применение в чиллерах средней холодопроизводительности высокоэффективных спиральных компрессоров, имеющих наилучшие технологические и эксплуатационные показатели по сравнению с другими типами компрессоров, ограничивалось максимальной холодопроизводительностью спирального компрессора около 40 кВт. Широко известный принцип деления нагрузки, в частности тепловой на несколько котлоагрегатов, стали применять и для чиллеров, используя два или три спиральных компрессоров, соединенных параллельно и работающих на один холодильный контур. Число холодильных контуров в чиллере может достигать до четырех, а компрессоров – до двенадцати. При этом с увеличением количества компрессоров недостатки двухпозиционного регулирования производительности спирального компрессора – «включено – «выключено» сглаживаются за счет увеличения ступеней регулирования. Компрессоры автоматически постепенно включаются в работу в зависимости от требуемой нагрузки, при запуске чиллера пусковые токи минимальные. Одновременно в чиллере работает то число компрессоров, которое фактически необходимо

для обеспечения требуемой производительности. При этом всегда имеется резерв на случай выхода из строя одного из компрессоров, затраты на замену одного маленького спирального компрессора всегда будут меньше, чем затраты на замену одного большого винтового или поршневого компрессора. Цикличность работы компрессоров сокращает время работы каждого отдельного компрессора и, что особенно важно - количество пусков и остановок, от которого зависит срок службы компрессора.

Совершенная система электронного управления оптимизирует равномерное распределение количества часов наработки спиральных компрессоров, значительно продлевая срок их службы, активизирует компрессоры в соответствующих холодильных контурах, изменяя активную часть поверхностей теплообмена испарителя и конденсатора так, чтобы поддерживать определенные значения температуры конденсации и испарения, при которых холодильный коэффициент принимает максимальное значение.

Для охлаждения конденсатора наружным воздухом используются осевые вентиляторы с усовершенствованным синхронным электродвигателем (без щеток) с внешним ротором, заполненным мощными постоянными магнитами. Новая технология электронной коммутации синхронного электродвигателя (ЕСМ) обеспечивает высокие значения коэффициента полезного действия вентилятора независимо от глубины регулирования расхода воздуха по сравнению с асинхронными двигателями с частотным преобразователем и определяет существенную экономию электроэнергии в процессе эксплуатации чиллера.

По сравнению с осевыми вентиляторами, укомплектованными традиционными трехфазными асинхронными электродвигателями с частотным преобразователем, достигается более существенная экономия электрической энергии, снижение уровня звуковой мощности, создаваемой вентиляторами, уменьшаются пусковые токи, увеличивается срок службы вентилятора (свыше 80000 часов) за счет отсутствия щеток в электродвигателе, что снижает износ компонентов двигателя на протяжении его эксплуатации.

Еще одно энергосберегающее решение, примененное в энергосберегающих чиллерах - распределение максимального расхода охлаждаемой в испарителе воды на несколько насосов, работающих совместно параллельно. Для повышения надежности работы чиллера, уменьшения расхода электроэнергии, потребляемой насосами, при регулировании холодопроизводительности применяется в зависимости от типоразмера чиллера от двух (один резервный) до шести насосов. При выходе из строя одного из двух циркуляционных насосов расход воды составляет не менее 60% от максимального значения, что обеспечивает более высокую надежность по сравнению с одним насосом большего типоразмера. Для более высокой надежности в блоках с двумя основными насосами может быть предусмотрен третий резервный насос, что гарантирует расчетное значение расхода при выходе из строя одного из насосов, так как третий резервный насос включается автоматически в этом случае. Для чиллеров средней холодопроизводительности гидромодуль включает три основных насоса.

Модульная система насосов позволяет автоматически уменьшать расход воды в системе при повышении температуры воды выше рабочих пределов. Устройство оказывается особенно полезным во время пусков после выходных дней и длительных простоев. Когда температура воды в контуре охлаждения особенно высока, удастся избежать нежелательной остановки чиллера в связи с превышением рабочих параметров, а также вмешательства персонала для повторного пуска оборудования. Встроенный гидромодуль Hydropack может быть использован в системах с переменным расходом воды, что достигается за счет ступенчатого включения или отключения отдельных насосов.

Работу всех элементов чиллера, включая вентиляторы и насосы контролирует общая микропроцессорная система управления, обеспечивая таким образом их согласованную работу, взаимодействие и оптимальные параметры работы установки. Использование электронного управления с помощью микропроцессорных контроллеров дает дополнительную экономию электроэнергии за счет комплексной оптимизации всех параметров работы чиллера с целью до-

стижения максимального значения холодильного, а для тепловых насосов и теплового коэффициента.

Высокая эффективность спиральных компрессоров, объединение двух или трех спиральных компрессоров единым холодильным контуром, снижение расхода электроэнергии при регулировании производительности осевых вентиляторов охлаждения конденсаторов с использованием ЕСМ технологии, экономия электроэнергии при работе насосов обусловили высокие значения холодильного и теплового коэффициентов энергосберегающего чиллера.

Температурный режим работы холодильной машины

Характеристики парокомпрессионной холодильной машины: холодопроизводительность, потребляемая мощность, холодильный коэффициент определяются температурным режимом ее работы, а именно значениями следующих температур: температуры испарения; температуры конденсации; температуры всасывания паров рабочего вещества в компрессор; температура переохлаждения жидкого рабочего вещества. Как правило, при подборе холодильной машины задаются ориентировочными значениями этих температур, определяемыми в зависимости от температур охлаждаемой и охлаждающей сред. От выбора этих значений в значительной степени зависит правильный расчет и подбор холодильной машины и ее надежная эксплуатация.

Когда теплота в испаритель холодильной машины подводится от жидкого теплоносителя (случай водоохлаждающей холодильной машины - чиллера): воды, водного раствора этиленгликоля, то температура испарения, °С:

$$t_u = t_{срж} - (5 \div 8) ,$$

где $t_{срж}$ - средняя температура жидкости на входе и выходе из испарителя:

$$t_{срж} = \frac{t_{вн} + t_{вк}}{2} .$$

Для классических кондиционеров сплит систем, устанавливаемых в помещении, полный перепад температур (разность температур воздуха на входе в испаритель и температуры испарения) составляет от 16 до 20⁰С, а перепад температур охлаждаемого воздуха в испарителе, ⁰С:

$$\Delta t_{\epsilon} = 6 \div 10^{\circ} \text{C} .$$

Обычно перепад температур воздуха в расчетном режиме в фреоновом воздухоохладителе больше, чем во внутреннем блоке кондиционера сплит-системы. Несмотря на это, температура испарения может быть определена из соотношения:

$$t_u = t_{\epsilon n} - (16 \div 20),$$

Когда охлаждаемая среда – воздух (фреоновый воздухоохладитель – компрессорно-конденсаторный блок), то рекомендуется принимать:

$$t_u = t_{\text{срв}} - 10,$$

где $t_{\text{срв}}$ - средняя температура воздуха на входе и выходе из испарителя:

$$t_{\text{срв}} = \frac{t_{\epsilon n} + t_{\epsilon k}}{2} .$$

У фреоновых воздухоохладителей центральных кондиционеров начальная температура воздуха на входе в воздухоохладитель соответствует температуре наружного воздуха, и в расчетном режиме, как видно из рекомендуемых соотношений, для средней, а тем более для южной полосы России никогда не будет близка к значению 5⁰С, которое обычно принимают при расчете фреонового воздухоохладителя. Эта температура должна определяться в каждом конкретном случае с учетом климатических характеристик местности и условий работы воздухоохладителя центрального кондиционера.

Если теплота конденсации отводится водой, то температура конденсации ,⁰С:

$$t_k = t_{\text{срв}} + (5 \div 8),$$

где $t_{\text{срв}}$ - средняя температура воды на входе и выходе из конденсатора, предельный 8 ÷ 10⁰С.

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

$$t_{\omega} = t_{\text{МТН}} + (3 \div 4), \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где $t_{\text{МТН}}$ - расчетная температура наружного воздуха по "мокрому" термометру для теплого периода.

Когда теплота отводится воздухом, то температура конденсации, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\kappa} = t_{\text{срв}} + (8 \div 15),$$

перепад температур воздуха в конденсаторе, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{\kappa} = 6 \div 10^{\circ}\text{C}.$$

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

Температуру всасывания паров рабочего вещества в компрессор определяют, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{1'} = t_u + (5 \div 10)$$

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

Температуру переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем определяют при воздушном охлаждении конденсатора:

$$t_{3'} = t_{\kappa} - (4 \div 7),$$

при водяном охлаждении конденсатора:

$$t_{3'} = t_{\kappa} - (2 \div 3).$$

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

8.6.4 Подбор холодильной машины

Подбор холодильных машин производится одним из трех методов: путем пересчета холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный, указанный в каталоге, по графическим характеристикам холодильных машин или по таблицам, по теоретической объемной подаче компрессора, входящего в комплект холодильной машины.

Перерасчет холодопроизводительности с рабочего режима на спецификационный (указанный в каталогах) проводится по формуле:

$$Q_x^c = Q_x^p \frac{\lambda^c q_x^c \sigma_1^p}{\lambda^p q_x^p \sigma_1^c},$$

Значения q_x, λ, σ_1 определяют по таблицам состояния рабочего вещества или на основе построения цикла изменения состояния хладагента на lgP-i диаграмме.

Второй способ подбора и определения текущих значений тепло- и холодопроизводительности по таблицам или графикам является наиболее простым и употребительным. Чаще всего применяется для чиллеров и компрессорно-конденсаторных блоков. Таблицы для соответствующих чиллеров и компрессорно-конденсаторных блоков приводятся в каталогах фирм производителей.

Наиболее точным является третий метод, основанный на тепловом расчете холодильного цикла агрегата в расчетном режиме.

Исходными данными для расчета являются: количество вырабатываемого холода Q_x , определяемое как сумма затрат холода на обработку воздуха в центральном кондиционере, в системе холодоснабжения местных агрегатов и потерь холода в изолированных трубопроводах (10% от затрат), температура холодной воды на входе и выходе из системы холодоснабжения поверхностных воздухоохладителей $t_{вн}$ и $t_{вк}$ для водоохлаждающих холодильных машин, температура воздуха на входе и выходе из фреонового воздухоохладителя $t_{вн}$ и $t_{вк}$,

способ охлаждения конденсатора холодильной машины и температура охлаждающей среды (воды или воздуха).

Задачей точного теплового расчета холодильной машины является определение требуемой объемной подачи компрессора, его подбор, определение тепловой нагрузки на конденсатор и испаритель, подбор конденсатора и испарителя. Чаще всего в инженерной практике ограничиваются подбором холодильной машины по таблицам или графикам, предоставляемым производителем оборудования.

Выбор типа чиллера, варианта исполнения, конфигурации зависит от многих факторов, определяющими из которых являются экономические показатели:

- стоимость основного и дополнительного оборудования, включая то, что не входит в основной комплект, например, антивибрационные опоры, насосы, градирни, трубы, арматура и т.д;

- стоимость строительной площади, занимаемой оборудованием;

- стоимость монтажа оборудования, часто проектировщик отказываясь от готовых гидромодулей с целью уменьшения стоимости оборудования, забывает о том, что затраты на монтаж готового модуля значительно меньше затрат на монтаж сборного гидромодуля из отдельных элементов;

- стоимость электроэнергии, потребляемой чиллером, гидромодулем, контуром охлаждения конденсатора, дополнительными насосами и т. д., часто в погоне за снижением инвестиционных вложений принимается наихудший вариант с максимальными затратами электроэнергии в процессе эксплуатации;

- стоимость сэкономленной тепловой энергии за счет применения теплового насоса в режиме отопления, регенерации теплоты конденсации полной или частичной, стоимость сэкономленного холода за счет «свободного охлаждения»;

- стоимость водоподготовки при использовании водяного охлаждения конденсатора;

- затраты на ремонт и межремонтное обслуживание, зависящие от типа применяемого компрессора.

Кроме того, при выборе чиллера следует учитывать и нестоимостные показатели, которые косвенно влияют на стоимостные:

- срок службы оборудования, надежность системы (резервирование);
- соотношение между холодильной и тепловой нагрузкой на систему кондиционирования воздуха в здании;
- место установки чиллера с учетом требований заказчика, удобства монтажа и техобслуживания, акустических требований и т. д.;
- тип периферийного оборудования.

При выборе типа чиллера следует обращать внимание на тип компрессора, отдавая предпочтение спиральным и винтовым, имеющим срок службы больше, чем у поршневых компрессоров. Проанализировать необходимость применения теплового насоса, регенерации теплоты, заказывая чиллер в соответствующем варианте исполнения.

После определения типа устанавливаемого чиллера подбирается его типоразмер по величине холодопроизводительности. В каталоге для соответствующего типа чиллера приводятся общие технические характеристики для стандартного режима работы при температуре охлаждаемой воды на выходе и входе в испаритель $7/12^{\circ}\text{C}$, температуре воздуха на входе в конденсатор 35°C для соответствующего хладагента. Для условий, отличающихся от стандартных (другое значение температуры воды на входе и выходе из испарителя и температуры воздуха на входе в конденсатор) в каталоге имеются таблицы с данными по холодопроизводительности и потребляемой мощности компрессорами для различных вариантов исполнения, а для тепловых насосов также с данными по теплопроизводительности и потребляемой мощности в зависимости от температуры и относительной влажности воздуха на входе в испаритель и начальной и конечной температуры воды в конденсаторе для соответствующего хладагента.

Подбор типоразмера чиллера следует проводить по таблицам. Для особых условий эксплуатации следует вводить поправочные коэффициенты на холодопроизводительность, а также мощность, потребляемую компрессором:

- при загрязнении испарителя;
- при использовании водных растворов этиленгликоля.

После выбора типоразмера чиллера определяются характеристики, необходимые для дальнейшего проектирования системы кондиционирования воздуха: гидравлические, акустические и электрические.

Расход охлаждаемой воды, проходящей через испаритель чиллера, кг/с:

$$G_u = \frac{3,6Q_x}{c_x(t_{жк} - t_{жн})},$$

где Q_x – холодопроизводительность чиллера, кВт;

c_x - удельная теплоемкость воды, кДж/кг К;

$t_{жн}, t_{жк}$ - температура жидкости начальная и конечная, °С.

Для чиллеров с водяным охлаждением следует определить расход воды в контуре конденсатора, кг/с:

$$G_k = \frac{3,6Q_m}{c_{жк}(t_{жк} - t_{жн})},$$

где Q_m – количество теплоты, отводимое в конденсаторе, определяемое из теплового баланса холодильной машины или теплопроизводительность чиллера, работающего в режиме теплового насоса, кВт;

$c_{жк}$ - удельная теплоемкость жидкости, используемой для охлаждения

конденсатора или в качестве теплоносителя, кДж/кг К;

$t_{жн}, t_{жк}$ - температура жидкости начальная и конечная, °С.

Потери давления в испарителе определяются по графику для соответствующего типоразмера чиллера в зависимости от расхода чистой воды. При заполнении контура незамерзающими растворами можно определить расход чистой

воды и ввести поправочные коэффициенты на расход и потери давления в испарителе, определенные по графику. Аналогично определяются потери давления в конденсаторе.

В чиллерах со встроенным гидромодулем следует подобрать тип насоса по характеристикам, приводимым в каталоге, проверить расширительный и аккумулярующий баки, настройку предохранительного клапана.

Для расчета уровня звукового давления шума в помещении машинного зала, соседних помещениях, снаружи здания, следует определить по соответствующим таблицам каталога уровень звуковой мощности по октавным полосам шума, излучаемого чиллером, и уровень звукового давления на определенном расстоянии от чиллера.

Выбор электрических подключений проводится на основании электрических характеристик:

- F.L.A ток при полной нагрузке, А;
- L.R.A ток при заторможенном роторе, А;
- F.L.I мощность, потребляемая при полной нагрузке, кВт;
- M.I.C максимальный пусковой ток, А

отдельно для компрессоров, вентиляторов и всего блока.

Общая потребляемая мощность чиллером при условиях работы отличных от табличных определяется сложением мощности, потребляемой компрессором для данных условий работы, вентилятором при полной нагрузке, насосом для чиллеров со встроенным гидромодулем.

8.6.5 Подбор насоса, расширительного бака

Циркуляционные насосы, используемые в системах холодоснабжения поверхностных теплообменников, подбирают по двум значениям: подаче насоса, равной объемному расходу холодоносителя в системе холодоснабжения, и напору, развиваемому насосом. Подачу насоса – объемное количество жидко-

сти, перемещаемое за час, определяют по известному массовому расходу жидкости в циркуляционном контуре:

$$Q = \frac{G}{\rho},$$

где G – расчетный массовый расход жидкости в циркуляционном контуре, кг/час, определяемый по формуле:

$$G = \frac{1.1Q}{c_{жс} (t_{жск} - t_{жсн})},$$

где Q – количество теплоты, которое обеспечивает перемещаемая жидкость, Вт;

$c_{жс}$ – удельная теплоемкость жидкости, кДж/кг К;

$t_{жсн}, t_{жск}$ – температура жидкости начальная и конечная, °С;

ρ – плотность жидкости при температуре перемещаемой среды, кг/м³.

Под напором насоса понимают высоту столба жидкости, гидростатическое давление которого равно циркуляционному давлению, создаваемому насосом, выражается в м водяного столба. Напор насоса определяют по значению давления P_n , развиваемого насосом:

$$H = \frac{P_n}{\rho g}.$$

Давление, развиваемое насосом, определяется в зависимости от схемы тепло- и холодоснабжения поверхностного теплообменника, и складывается из потерь давления в трубопроводах, регулирующей, запорной арматуре, водоводяных теплообменниках при независимой схеме, поверхностном теплообменнике. Потери давления в отдельных элементах гидравлической сети вычисляют при подборе соответствующего оборудования. Потери давления в трубопроводах определяют в результате гидравлического расчета, назначая диаметр трубопровода, ориентируясь на скорость движения жидкости не более 1-1,5 м/с.

Для компенсации увеличения объема в замкнутом гидравлическом контуре трубопроводов, обычно при независимой схеме, следует предусматривать за-

крытый расширительный бак. Полезный объем закрытого расширительного бака определяют по формуле:

$$V_{p\bar{b}} = 0,0006 \Delta t V_c \frac{P_{\max} P_{\min}}{(P_{\max} - P_{\min}) P_{pr}},$$

где Δt - изменение температуры воды от минимального до максимального значения в системе, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t = t_{\max} - t_{\min},$$

В режиме охлаждения минимальная температура принимается равной $+4^{\circ}\text{C}$, максимальная, равной температуре окружающего воздуха $35-40^{\circ}\text{C}$, в режиме нагревания максимальная температура принимается равной расчетной температуре теплоносителя;

$V_{\bar{o}}$ – объем воды в системе тепло- холодоснабжения поверхностных теплообменников, определяется суммированием объема воды в отдельных элементах: испарителе чиллера, трубопроводах, воздухоохладителе при зависимом присоединении, водоводяном теплообменнике, воздухонагревателе или воздухоохладителе, трубопроводах при независимом присоединении;

P_{\min} – абсолютное минимальное давление в расширительном баке, кПа(бар);

P_{pr} – абсолютное давление в баке до его подключения к системе, кПа, или давление предварительной настройки, определяемое как:

$$P_{pr} = P_{\min} - 5.$$

P_{\max} – абсолютное максимальное давление воды в баке, кПа.

Минимальное давление в закрытом расширительном баке равно гидростатическому давлению на уровне установки бака с некоторым запасом при установке насосов и бака в нижних точках системы:

$$P_{\min} = P_a + \rho g H + P_{зан},$$

где $P_{зан}$ - запас давления для создания избыточного давления в верхней точке системы, кПа, принимается равным 5 кПа;

H – высота от уровня воды в расширительном баке до верхней точки системы тепло-холодоснабжения, м;

ρ – плотность тепло-холодоносителя при минимальной температуре, кг/м³

Если расширительный бак устанавливается в верхней части системы, то минимальное давление принимается 150 кПа (1,5 бар) независимо от перепада высоты между точкой установки бака и потребителем (фэнкойлом, теплообменником). Объем закрытого бака уменьшается при переходе его в верхнюю часть здания.

Максимальное допустимое давление воды на всасывающей стороне насоса принимается равным:

$$P_{\max} = P_a + P_{\text{раб}} - (P_n + P_1),$$

где $P_{\text{раб}}$ – рабочее давление, допустимое для элементов системы тепло-холодоснабжения в низшей ее точке, кПа; для кожухотрубного испарителя чиллера 1000 кПа (10 бар), для разборного пластинчатого испарителя – 500 кПа (5 бар);

P_n – давление, развиваемое насосом, кПа;

P_1 – гидростатическое давление столба жидкости высотой h_1 , определяемой, как расстояние от уровня установки насоса до уровня воды в расширительном баке.

Бак подбирается по объему и предварительному давлению настройки бака. Давление предварительной настройки - исходное давление азота в буферной области обеспечивает оптимальное положение мембраны бака после заполнения системы жидкостью и компенсацию уменьшения объема при снижении температуры жидкости ниже температуры заправки. Предварительное давление настройки бака определяют по формуле, кПа:

$$P_{np} = P_{\min} - (0,5 \div 5).$$

Предохранительный клапан, устанавливаемый вместе с расширительным баком, подбирается на максимальное давление в системе. Клапан срабатывает, если давление превышает максимально допустимое, во избежание аварии часть воды выпускается из системы. Если объем бака слишком мал, то клапан будет срабатывать очень часто.

8.6.5 Подбор аккумулирующего бака

Водяные закрытые системы холодоснабжения должны иметь емкости, выполняющие одну или несколько функций:

1. Сглаживание неравномерности выработки холода при работе холодильной машины в режиме пуска и остановки, чтобы избежать частых пусков и остановок компрессора.
2. Расширителя, воспринимающего изменение объема жидкости.
3. Аккумулятора холода, позволяющего применить чиллеры с меньшей часовой производительностью, чем максимальная часовая потребность в холоде.

Для снижения установленной мощности холодильного оборудования при значительной неравномерности холодонагрузки в течение суток применяют баки-аккумуляторы, что особенно целесообразно при наличии льготного ночного тарифа на электроэнергию. Бак-аккумулятор включается в схему холодоснабжения параллельно основному циркуляционному кольцу. Баки-аккумуляторы применяются для того, чтобы снизить часовую производительность чиллеров от максимальной часовой до среднесуточной.

Расход холода в расчетные сутки определяется для каждого часа на основе расчета почасовых теплоступлений в помещения. Для определения суточного расхода холода строят почасовой график. Площадь фигуры под графиком определит общий расход холода за сутки.

Полезная холодопроизводительность чиллера определяется:

$$Q_{xcp} = \frac{Q_{сут}}{3600 \tau},$$

где Q_{xcp} – среднечасовой расход холода за сутки, кВт;

$Q_{сут}$ – общий расход холода за сутки, кДж;

τ - продолжительность работы чиллера в сутки, принимается $20 \div 22$ ч.

Количество холода, которое может быть аккумулировано $Q_{ак}$, кВт, – площадь, ограниченная сверху кривой расхода холода, а снизу прямой, определяющей полезную часовую производительность.

Объем жидкостного бака-аккумулятора определяют по формуле:

$$V_{ак} = \frac{Q_{ак}}{\rho_x c_x (t_{жск} - t_{жсн})} - V_{тр},$$

где количество холода, аккумулированного в баке (пропорционально площади между кривой суточного расхода холода и полезной холопроизводительностью чиллера), кВт;

ρ_x, c_x - плотность и удельная теплоемкость холодоносителя, кг/м³, кДж/кг К;

t_{wh}, t_{wk} - конечная и начальная температура холодоносителя ;

$V_{тр}$ - объем трубопроводов системы холодоснабжения, м³.

8.6.6 Холодоснабжение поверхностных воздухоохладителей прямого расширения

Для непосредственного охлаждения воздуха (фреоновый воздухоохладитель) используют компрессорно-конденсаторные блоки, соединяемые трубопроводами хладагента и соединительным комплектом с фреоновым воздухоохладителем (испарителем холодильной машины).

Классификация компрессорно-конденсаторных блоков

Компрессорно-конденсаторные блоки представляют собой объединенные в единый блок такие элементы холодильной машины, как компрессор, конденсатор, вентилятор для охлаждения конденсатора и элементы обеспечения контроля и безопасности работы компрессора блока, блок управления.

В зависимости от производительности компрессорно-конденсаторные блоки комплектуются тремя типами компрессоров: ротационными компрессорами для малой производительности, спиральными компрессорами для малой и средней производительности, полугерметичными поршневыми компрессорами для большой производительности. Спиральные компрессоры, как более эффективные в определенном диапазоне производительности по сравнению с поршневыми, практически заменили последние.

Компрессорно-конденсаторные блоки выпускаются в двух исполнениях: с функцией холодильной машины и с функциями холодильной машины и теплового насоса. В компрессорно-конденсаторных блоках с воздушным охлаждением конденсатора и с функцией теплового насоса предусмотрено реверсирование холодильного цикла.

В зависимости от способа охлаждения конденсатора компрессорно-конденсаторные блоки разделяются на агрегаты с воздушным охлаждением конденсатора и с водяным охлаждением конденсатора. Наибольшее применение находят компрессорно-конденсаторные блоки с воздушным охлаждением конденсатора, когда теплота от конденсатора отводится воздухом, чаще наружным. Это способ отвода теплоты требует установки компрессорно-конденсаторного блока снаружи здания или применения специальных мероприятий, обеспечивающих такой способ охлаждения.

Компрессорно-конденсаторные блоки выпускаются с осевыми вентиляторами и с центробежными вентиляторами. Осевые вентиляторы не могут работать на вентиляционную сеть, поэтому такие блоки устанавливаются только снаружи здания, при этом ничто не должно мешать поступлению воздуха в конденсатор и выбросу его вентиляторами.

Компрессорно-конденсаторные блоки с центробежными вентиляторами предназначены для установки внутри здания. Основные требования к этим блокам: компактность и низкий уровень шума, связанные с установкой внутри помещения. В компрессорно-конденсаторных блоках данного типа используются центробежные вентиляторы двухстороннего всасывания с низкой скоростью вращения. Габариты блоков минимизированы за счет применения поверхностных конденсаторов, состоящих из медных змеевиков с оребрением из алюминиевых пластин. При выборе данного типа компрессорно-конденсаторного блока и его размещении следует обеспечить свободный подвод охлаждающего воздуха к блоку и отвод воздуха, нагретого в конденсаторе, что осуществляется с помощью металлических воздуховодов. Размеры воздуховодов в вентиляционной сети, состоящей из центробежного вентилятора двухстороннего всасывания данного блока, воздухонагревателя (конденсатора блока), воздуховодов, заборной и выпускной вентиляционных жалюзийных решеток назначаются на основе рекомендуемых скоростей движения воздуха в сечении решеток и воздуховодов. Потери давления в вентиляционной сети, определяемые на основе аэродинамического расчета, должны соответствовать давлению, развиваемому центробежным вентилятором, при значении расхода воздуха, охлаждающего конденсатор. Воздуховоды необходимо присоединять к компрессорно-конденсаторному блоку при помощи гибких вставок, чтобы вибрация не передавалась на вентиляционную сеть.

Все компрессорно-конденсаторные блоки оснащены микропроцессорными блоками управления, обеспечивающими управление работой блока в соответствии с изменяющимися входными сигналами и температурой наружного воздуха, диагностику состояния отдельных элементов, индикацию параметров работы на внешнем пульте управления, сигнализацию аварийных режимов, передачу данных о состоянии блока в общую систему управления зданием. В блоках с тепловым насосом предусмотрен специальный режим размораживания,

обеспечивающий оттаивание внешнего теплообменника за счет реверсирования холодильного цикла.

Подбор фреонового воздухоохладителя и компрессорно-конденсаторного блока

Для регулирования холодопроизводительности фреонового воздухоохладителя предусматривают обводной канал по воздуху с установкой воздушных регулирующих клапанов, применяют двухконтурные воздухоохладители или компрессорно-конденсаторные блоки с перепуском горячего газа.

При использовании двухконтурного фреонового воздухоохладителя и компрессорно-конденсаторного блока каждый из контуров должен иметь свои трубопроводы и соединительный комплект. Трубопроводы разделяются на жидкостный (линия нагнетания после компрессорно-конденсаторного блока) и газовый (линия всасывания перед компрессором). Диаметры трубопроводов принимаются в соответствии с диаметрами присоединительных патрубков компрессорно-конденсаторного блока, указанными в каталоге, диаметр газового трубопровода обычно больше диаметра жидкостного трубопровода. Если диаметр трубопровода не совпадает с диаметром присоединительного патрубка теплообменника испарителя, то предусматривают переходы. При прокладке соединительных трубопроводов следует обеспечить возврат масла в компрессор, для этого газовая линия должна иметь уклон по направлению движения хладагента, на вертикальных участках должны быть предусмотрены маслоподъемные петли через каждые 6 м по высоте, а также после испарителя. Имеются ограничения для соответствующих типоразмеров блоков по расстоянию в плане и высоте между компрессорно-конденсаторным блоком и фреоновым воздухоохладителем центрального кондиционера, которые следует учитывать при размещении компрессорно-конденсаторного блока. В качестве расстояния используется эквивалентная длина трубопроводов, учитывающая наряду с геометри-

ческой длиной приведенную длину, определяемую в зависимости от количества местных сопротивлений: отводов, переходов с одного диаметра на другой и разветвлений.

Соединительный комплект, поставляемый с компрессорно-конденсаторным блоком, включает в себя: терморегулирующий вентиль, электромагнитный клапан, смотровое стекло, фильтр-осушитель, в компрессорно-конденсаторных блоках с регулятором холодопроизводительности («перепуск горячего газа») - узел смещения. Непосредственно перед испарителем на жидкостной линии устанавливают терморегулирующий вентиль (ТРВ) для регулирования заполнения испарителя жидким хладагентом и поддержания перегрева хладагента на заданном уровне, обычно используется ТРВ с внешним уравновешиванием, соответствующий холодопроизводительности компрессорно-конденсаторного блока. Электромагнитный клапан прекращает подачу жидкого хладагента в испаритель и компрессор при отключении последнего в случае двухпозиционного регулирования. Смотровое стекло позволяет контролировать состояние хладагента и содержание в нем влаги, фильтр-осушитель предназначен для очистки хладагента от влаги и загрязнений.

Определяющим при выборе компрессорно-конденсаторного блока является способ охлаждения конденсатора. При выборе типа блока следует учитывать планировку конкретного объекта, возможное место установки блока снаружи здания: на крыше, на стене, на земле, в помещении внутри здания, удаление от центрального кондиционера, возможность использования водяного контура охлаждения конденсатора. При выборе типа компрессорно-конденсаторного блока следует обращать внимание на тип компрессора, отдавая предпочтение спиральным, имеющим срок службы больше, чем у поршневых компрессоров. Следует проанализировать необходимость применения компрессорно-конденсаторного блока с функцией теплового насоса. В комплекте с фреоновыми воздухоохладителями центрального кондиционера в основном применяются компрессорно-конденсаторные блоки, работающие толь-

ко в режиме охлаждения, так как обычно нет необходимости в переходный период года нагревать наружный воздух в центральном кондиционере. В компрессорно-конденсаторных блоках средней и большой производительности следует проанализировать возможность использования теплоты конденсации хладагента для нагревания воздуха в воздухонагревателе второго подогрева, который часто становится необходимым после глубокого, практически не регулируемого охлаждения воздуха во фреоновом воздухоохладителе.

Фреоновый воздухоохладитель и компрессорно-конденсаторный блок являются элементами одного единого целого агрегата – воздухоохлаждающей холодильной машины, поэтому расчет и подбор этих элементов следует проводить как единой холодильной машины с определенным температурным режимом ее работы. Особенность подбора с использованием данных, предоставляемых производителями, является то, что первоначально подбирается испаритель холодильной машины с требуемой поверхностью теплообмена, а затем конденсатор и компрессор с заданным значением холодопроизводительности при обязательном согласовании параметров температурного режима холодильной машины. Следует принимать при выполнении расчета фреонового поверхностного воздухоохладителя температуру испарения в диапазоне 7,5-10⁰С.

В связи со сложностью зависимостей для определения коэффициента теплопередачи при фазовом переходе хладагента, обычно выполняют точный расчет фреонового воздухоохладителя с использованием компьютерных программ. Исходными данными для расчета фреонового воздухоохладителя с использованием программы являются:

начальные параметры воздуха (могут быть заданы два параметра из пяти основных: температура, энтальпия, влагосодержание, относительная влажность, парциальное давление водяного пара в разном сочетании), конечная температура воздуха, ⁰С, расход воздуха, кг/час, тип хладагента,

параметры, характеризующие температурный режим работы холодильной машины: температура испарения, температура конденсации, перегрев и переохлаждение, расход холода, кВт.

В качестве дополнительного параметра задается допустимое отклонение от заданного значения конечной температуры воздуха.

В результате расчета испарителя определяются:

конфигурация теплообменника (число ходов, трубок, рядов),

площадь поверхности теплообмена испарителя, м²,

расход хладагента, кг/час,

массовая скорость воздуха и хладагента, кг/(с м²),

уточненные параметры воздуха на выходе из испарителя (температура, энтальпия, влагосодержание, относительная влажность воздуха),

потери давления по воздуху, Па, и по хладагенту, кПа,

изменение температуры хладагента в испарителе, °С,

отклонение в % конечной температуры воздуха от заданного значения,

уточненный расход холода.

После расчета фреонового воздухоохладителя подбирается

типоразмер компрессорно-конденсаторного блока по величине холодопроизводительности и температуре насыщенных паров хладагента. В каталоге для соответствующего типа компрессорно-конденсаторного блока и типа хладагента приводятся общие технические характеристики для стандартного режима работы при температуре насыщенных паров хладагента, соответствующей давлению всасывания его в компрессор (SST), а так же температуре воздуха на входе в конденсатор 35⁰С. Для условий, отличающихся от стандартных (другое значение температуры насыщенных паров хладагента, соответствующее давлению всасывания, и температуры воздуха на входе в конденсатор) в каталоге имеются таблицы с данными по холодопроизводительности и потребляемой мощности компрессорами для различных вариантов конфигурации, а для тепловых насосов также с данными по теплопроизводительности и потреб-

ляемой мощности в зависимости от температуры воздуха по сухому и мокрому термометру на входе в испаритель и температуры конденсации.

Для расчета уровня звукового давления шума в помещении машинного зала, соседних помещениях, снаружи здания, следует определить по соответствующим таблицам каталога уровень звуковой мощности по октавным полосам шума, излучаемого компрессорно-конденсаторным блоком, и уровень звукового давления на определенном расстоянии от него (обычно 1 м по высоте).

Выбор электрических подключений проводится на основании электрических характеристик:

- F.L.A ток при полной нагрузке, А;
 - L.R.A ток при заторможенном роторе, А;
 - F.L.I мощность, потребляемая при полной нагрузке, кВт;
 - M.I.C максимальный пусковой ток, А
- отдельно для компрессоров, вентиляторов и всего блока.