

1. Санитарно-гигиенические основы и задачи вентиляции.

1.1. Задачи вентиляции.

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 условий 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) «профессионального происхождения» 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 стекловаты. 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 теплопотерь или *теплоизбытками*, когда теплопоступления превышают теплопотери. 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 *результурующей температурой*;
- температуры воздуха, скорости воздушного потока, относительной влажности воздуха, оцениваемые *эквивалентной температурой*;
- температуры воздуха и относительной влажности воздуха, оцениваемой *эффективной эквивалентной температурой*;

Результурующая, 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.

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

$t_{рез}$; t_v ; t_R - соответственно, результирующая температура помещения, температура воздуха и радиационная температура помещения $^{\circ}\text{C}$;

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 внутри 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, $^{\circ}\text{C}$	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 кровообраще-	Нормальная.

		нием	
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 патологических 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:

$$\frac{C_1}{ПДК_1} + \frac{C_2}{ПДК_2} + \dots + \frac{C_n}{ПДК_n} \leq 1 \quad (I.2)$$

$C_1, C_2, \dots, C_n$ - 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 введения 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 (НКПРП)». **Верхним пределом взрываемости** называется мак-

симальное содержание газа или пара в воздухе, при котором в случае воспламенения еще может произойти взрыв. В случае 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:

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

Вопросы для самоконтроля.

1. Перечислены задачи вентиляции.
2. Предельно-допустимая концентрация в помещении при выделении одного или нескольких вредных веществ.
3. Охарактеризуйте нижнюю концентрацию

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.
2. Бахинди Л. Тепловой микроклимат помещени. – М., Стройиздат, 1981.

Глава 2. Нормативные требования к вентиляционным системам и параметрам воздушной среды помещения.

2.1. 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 (параметры А)*	65	0,5
Холодный и переходные условия	18— 22	65	0,2

Температура внутреннего воздуха помещения в тёплый период года определяется температурой наружного воздуха, так как вентиляционные камеры не имеют воздухоохладителей. Она не должна превышать 28°C для общественных и административно-бытовых помещений с постоянным пребыванием людей. Если температура наружного воздуха по параметрам А превышает 25°C расчётная температура воздуха в помещении не должна превышать 33°C.

В тёплый период года метеорологические условия не нормируются в помещениях:

- а) жилых зданий;
- б) общественных, административно-бытовых и производственных в периоды, когда их не используют, а также в нерабочее время.

В холодный период допускается понижение расчётной температуры против указанной в таблице 1.2, но не ниже 14°C — для общественных и административно-бытовых помещений с пребыванием людей в уличной одежде.

Нормируемые параметры относительной влажности воздуха в помещении, на практике, носят рекомендательный характер. В вентиляционных установках нет аппаратов для регулирования влажности приточного воздуха. Рекомендуемое значение влажности приточного воздуха используется для расчёта общеобменного воздухообмена в по влагоизбыткам.

Наряду с упомянутыми выше допустимыми условиями, определяемыми СНиП, параметры среды в помещении регулируются межгосударственным стандартом ГОСТ 30494 – 96, оценивающим условия в помещении по температуре воздуха, относительной влажности, подвижности и результирующей температуре.

Помещения общественных зданий ГОСТ классифицирует по шести категориям:

Категория 1 – помещения, в которых люди в положении лёжа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха.

Категория 2 – помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учёбой.

Категория 3а – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя без уличной одежды.

Категория 3б – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя и в уличной одежде.

Категория 3в – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении стоя без уличной одежды.

Категория 4 – помещения для занятий подвижными видами спорта.

Категория 5 – помещения, в которых люди находятся в полураздетом виде (раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей ит.д.).

Категория 6 – помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые).

Для промышленных зданий температуры нормируются на постоянных рабочих местах и вне постоянных рабочих мест в зависимости от степени тяжести труда и периода года. Задаётся диапазон температур, из которого выбирается конкретная температура, соответствующая величине теплоизбытков в помещении. Это позволяет принимать технические решения, позволяющие экономить теплоту и электрическую энергию.

2.2. Параметры наружного воздуха для расчёта систем вентиляции.

Вентиляционные расчёты проводят для трёх периодов года:

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

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»).

2.3. 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°C в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные паровоздушные 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.

Вопросы для самоконтроля.

1. На какие периоды года рассчитываются вентиляционные системы.
2. Перечислите взрывопожароопасные категории производственных помещений.
3. Перечислите классы опасности вредных веществ и приведите при меры конкретных веществ.

СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция, кондиционирование.

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.
2. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция, кондиционирование.
3. СНиП 2.04.05-91 (2000) Отопление, вентиляция, кондиционирование.

3. 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 опре-

деления воздухообмена. Определение их величины является важной составляющей вентиляционных расчётов.

Вредные выделения подразделяют на *однаправленные* и *разнонаправленные*. Вещества *однаправленные* 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. *Однаправленного* – 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 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. Приведенные ниже вредные выделения являются причиной патологического воздействия на организм и профессиональных заболеваний..

Оксид 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. Оксид 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 циани-

стого 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 электросварки 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.).

3.1. Поступления теплоты в помещениях гражданских и промышленных 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 прозрачен, 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 люминесцентных 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 3.1

Нормы освещённости помещений различного назначения.

Помещения	Освещённость
-----------	--------------

	рабочих по- верхностей, 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 $A_{т.усл.}$ и время наступления максимума $z_{т.усл.}^{макс.}$.
- внутренней поверхности ограждения колебание температуры достигает через некоторое количество часов, оцениваемое коэффициентом запаздывания ϵ , ослабленным в v количество раз, оцениваемое коэффициентом затухания. Температура на внутренней поверхности определяется формулой:

$$t_{вн.пов} = t_{усл.0} + A_{т.усл.}/v \quad (3.5)$$

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 тепlopоступления 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:

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

Показатель запаздывания ε зависит от величины D ограждения и равен:

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

При расчёте совместных тепlopоступлений в помещение через покрытие и окна, приходится рассчитывать тепlopоступления через каждый час в пределах рабочего дня:

$$Q_I = K_I F_I (t_{\text{усл.1.0.}} - t_{\text{в}}) + \beta \alpha_{\text{в}} F_I A_{\text{т.усл.1}} / \nu_I \quad (3.10)$$

где K_I , $\alpha_{\text{в}}$, ν_I - коэффициенты теплопередачи, внутреннего теплообмена и затухания ограждения; β - временной коэффициент, равный $\cos \theta = 1$ для часа суток $z_{\text{QI}}^{\text{макс.}}$, соответствующего времени максимальных тепlopоступлений в помещение, а для прочего времени - $\beta = \cos \frac{(|z - z_{\text{QI}}^{\text{макс.}}|) \pi}{12}$.

Тепlopоступления через светопрозрачные ограждения формируются прямой и рассеянной солнечной радиацией и трансмиссионными тепlopоступлениями $Q_{\text{т}}$:

$$Q_{\text{т}} = (t_{\text{н}}^{\text{усл.}} - t_{\text{у}}) A_{\text{ок.}} / R_{0,\text{ок.}} \quad (3.11)$$

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 переплётами окна и загрязнённость остекления.

Через затенённую часть остекления в помещение поступает только рассеянная радиация $q_{\text{р}}$, через освещённую - и рассеянная $q_{\text{р}}$, 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 $Q_{\text{р}}$ через окно, полностью или частично освещённое солнцем, равно сумме тепловых потоков солнечной радиации, поступаю-

щих через освещённую $Q_{p.o.}$ и затенённую $Q_{p.т.}$ части окна с учётом поправок на затенение переплётами окна и загрязнение атмосферы $K_{3.за.}$ и загрязнение стекла $K_{3.ст.}$.

$$Q_p = (Q_{p.o.} + Q_{p.т.}) K_{3.за} K_{3.ст.} = [(q_p + q_p)F_o + q_p F_T] K_{3.за} K_{3.ст.} \quad (3.12)$$

$$F_{ок.} = F_o + F_T$$

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 $t_{нов.}$ в помещение с температурой воздуха $t_в$ определяется как сумма потоков лучистого и конвективного тепла по формуле:

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

Коэффициент приведенного излучения $\varepsilon_{np} C_0$ 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 3.12 для вертикальной поверхности может быть принят по данным таблицы 6.6.

Таблица 3.2

$t_{нов.}, ^\circ\text{C}$	A	$t_{нов.}, ^\circ\text{C}$	A
020	1,67	380	1,41
080	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:

$$q_{ст} = k^{\circ}(t_{жидк} - t_{нар.пов.}) \cdot 1 \text{ м}^2 \quad (3.15)$$

где $k^3 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{жидк-ст}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{тизол}}{\lambda_{тизол}}}$ - коэффициент теплопередачи от жидкости до наружной поверхности тепловой изоляции.

Коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке ёмкости может быть принят равным $300 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$.

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

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

Теплопоступления через открытое загрузочное отверстие составляют существенную долю от общих теплопоступлений печи. Для упрощения расчётов полагают, что излучение из открытого загрузочного отверстия $q_{\text{загруз.отв.}}$ соответствует излучению абсолютно чёрного тела и равно:

$$Q_{\text{загруз.отв.}} = C_0(T_{\text{печ.}}/100)^4 \quad (3.16)$$

Загрузочное отверстие в стенке имеет откосы, оказывающие диафрагмирующее действие, уменьшая интенсивность теплового потока, поступающего в помещение. Коэффициент облучённости (в некоторых пособиях называемый коэффициентом диафрагмирования) отверстия $\varphi_{\text{отв.}}$ Можно определить по графику на **рис.3.2**.

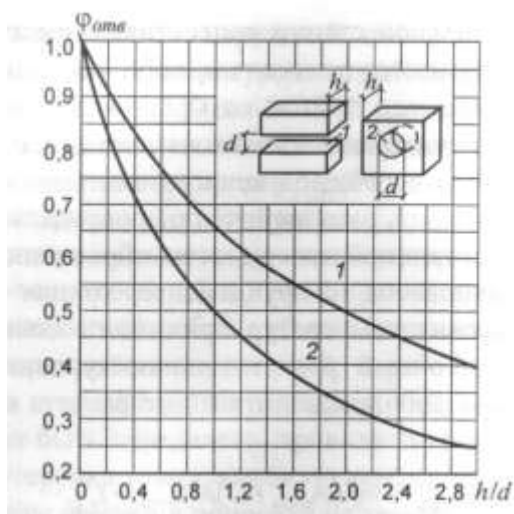


Рис. 3.1. Коэффициент облучённости торцевой поверхности с учётом отражения боковых поверхностей в щелевом (1) и цилиндрическом (2) отверстиях.

Интенсивность радиации во внешней плоскости отверстия, Вт/м^2 , проникающей непосредственно в помещение, равна:

$$q_{\text{отв.}} = \varphi_{\text{отв.}} q_{\text{загруз.отв.}} \quad (3.17).$$

а интенсивность излучения, поступающего в помещение, через отверстие площадью F , м^2 составит:

$$Q_{\text{загруз.отв.}} = \varphi_{\text{отв.}} C_0(T_{\text{печ.}}/100)^4 F \quad (3.18)$$

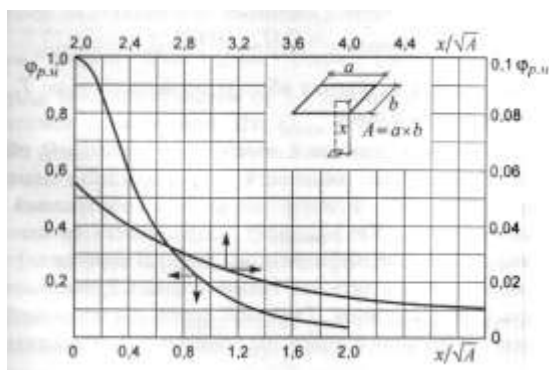


Рис. 3.2. Зависимость коэффициента облучённости от расстояния x до центра излучающей поверхности площадью A (в зависимости от отношения $\frac{x}{\sqrt{A}}$).

Если вблизи загрузочного отверстия производится работа, рассчитать интенсивность теплового облучения рабочего можно определить через коэффициент облучённости рабочего места $\varphi_{\text{р.м.}}$. Рассчитывается наибольшая интенсивность теплового излучения для площадки поверхности, расположенной напротив центра загрузочного отверстия на рас-

стоянии равном расстоянию от плоскости отверстия до рабочего места. Коэффициенты $\varphi_{р.м.}$ для этого случая в зависимости от расстояния x до отверстия площадью A приведены на графике **рис. 3.2**.

Наибольшая интенсивность излучения на рабочем месте $q_{р.м.}$ равна:

$$Q_{\text{загруз. отв.}} = \varphi_{р.м.} \varphi_{\text{отв}} C_0 (T_{\text{печ.}}/100)^4 F \quad (3.19)$$

Теплопоступления от электрических печей не равны установочной электрической мощности $N_{\text{уст.}}$, указываемой в каталоге. В помещение поступают теплота, проникающая через стенку печи (теплопотери печи или “мощность холостого хода”). Максимальные теплопоступления имеют место от прогретой, находящейся с стационарном режиме теплопередачи печи. В этот период электрическая мощность будет расходоваться лишь на восполнение теплопотерь печи и именно её назвали мощностью холостого хода, которая может задаваться либо в кВт, либо в процентах или долях единицы от установочной мощности:

- если задана мощность холостого хода $N_{\text{хх}}$

$$Q_{\text{эл.печи}} = 1000 N_{\text{хх}} \quad (3.20)$$

- если известна доля номинальной электрической мощности печи в процентах, расходуемая на теплопотери:

$$Q_{\text{эл.печи}} = 1000 (n/100) N_{\text{уст.}} \quad (3.21)$$

- то же в долях единицы

$$Q_{\text{эл.печи}} = 1000 n N_{\text{уст.}} \quad (3.22)$$

Если неизвестны ни мощность холостого хода, ни доля от номинальной электрической мощности, расходуемая на тепловыделения, последние можно определить по величине теплопоступлений с каждого кВт установочной мощности в зависимости от назначения печи. В таблице 3.3 указаны значения величин a , Вт, для печей различного назначения.

Таблица 3.3

Тип электрической печи	Значения a , Вт/кВт.
Камерные, шахтные, методические	200
Колокольные	130
Муфельные	150
Печи – ванны	400
Печи, без указания типа печи	250

$$Q_{\text{эл.печи}} = a N_{\text{уст.}} \quad (3.23)$$

где $N_{\text{уст.}}$ установочная электрическая мощность печи в кВт.

Если в цехе установлено несколько групп печей разных типов, расчёт теплопоступлений ведётся отдельно по каждой группе однотипных печей с учётом коэффициентов загрузки $K_{\text{загр.}} < 1$ (учитывающем несовпадение во времени тепловых режимов каждой из печей) и одновременности действия $K_{\text{одн.}} < 1$, (по условиям технологического процесса не все печи в группе будут работать).

Теплопоступления от электродвигателей станков и механизмов. Механическое оборудование и электрический привод к нему могут находиться в одном или различных помещениях. Электрическая энергия расходуется на выполнение механической работы, которая, в конечном итоге превращается в тепловую. Электродвигатель также выделяет теплоту. Если механическое оборудование и электропривод размещены в разных помещениях, то теплопоступления, Вт, в каждое из помещений будут следующими:

- помещение с механическим оборудованием:

$$Q_{\text{мех.об.}} = 1000\eta N_{\text{уст.}} K_T \quad (3.24)$$

- помещение с установленным электроприводом

$$Q_{\text{пр.}} = 1000(1 - \eta) N_{\text{уст.}} \quad (3.25)$$

где η – коэффициент полезного действия электродвигателя в долях единицы; $N_{\text{уст.}}$ – установочная мощность электродвигателя, принимаемый по каталогу, обычно находящийся в пределах (0,75 – 0,92), кВт; K_T – коэффициент, учитывающий, что часть перешедшей в теплоту электрической мощности не выделяется в помещении, а уносится, например водомульсионным охлаждением деталей во время обработки, переносится с неостывшими изделиями в другое помещение и т.д. (0,1 – 1).

- электрический привод смонтирован вместе с механическим оборудованием и представляет единый агрегат:

$$Q_{\text{агр.}} = 1000 N_{\text{уст.}} (1 - \eta + \eta K_T) \quad (3.26)$$

При любом варианте взаимного расположения механического оборудования и приводящего его в действие электродвигателя необходимо дополнительно вводить поправочные коэффициенты:

- при нескольких единицах установленного оборудования - коэффициент одновременности работы, $K_{\text{одн}}$ (0,5 – 1)
- коэффициент загрузки $K_{\text{загр}}$ (0,5 – 0,8), так как часть оборудования может простаивать, например, по причине ремонта, в процессе работы не всегда используется вся установочная мощность.
- коэффициентом использования мощности $K_{\text{исп}}$ (0,7 – 0,9), так как фактический коэффициент полезного действия зависит от фактической развиваемой мощности.

Окончательные формулы (3.20) (3.21) (3.22) имеют вид:

$$Q_{\text{мех.об.}} = 1000\eta N_{\text{уст.}} K_{\text{одн.}} K_{\text{загр.}} K_{\text{исп}} K_T \quad (3.27)$$

$$Q_{\text{пр.}} = 1000(1 - \eta) N_{\text{уст.}} K_{\text{одн.}} K_{\text{загр.}} K_{\text{исп.}} \quad (3.28)$$

$$Q_{\text{агр.}} = 1000 N_{\text{уст.}} K_{\text{одн.}} K_{\text{загр.}} K_{\text{исп.}} (1 - \eta + \eta K_T) \quad (3.29)$$

Тепловыделения от силовых трансформаторов. Промышленное предприятие, энергонасыщенное здание для снабжения электроэнергией имеет трансформатор, выделяющий значительные количества теплоты. Одиночные трансформаторы часто устанавливаются в специальных помещениях, которые следует вентилировать. Воздухообмен зависит от количества выделяющейся теплоты.

Теплопоступления от силового трансформатора можно определить как:

$$Q_{\text{пр.}} = 1000(1 - \eta) N_{\text{уст.}} K_{\text{загр.}} K_{\text{исп.}} \quad (3.30)$$

Теплопоступления от сварочных постов зависят от места расположения сварочных трансформаторов: в помещении, где производятся сварочные работы, или вне его. Вся электрическая мощность, подводимая к трансформаторам, превращается в теплоту. Если место сварки и сварочный трансформатор расположены в одном помещении, тепловыделения $Q_{\text{тр.}}$, Вт, составят:

$$Q_{\text{пр.}} = 1000 \Sigma N_{\text{уст.}} K_{\text{одн.}} K_{\text{загр.}} K_{\text{исп}} K_T \quad (3.31)$$

$\Sigma N_{\text{уст.}}$ – общая установочная мощность всех находящихся в помещении сварочных трансформаторов, кВт.

Если сварочные трансформаторы находятся вне помещения, где выполняются сварочные работы, теплопоступления в помещение сварочных работ составят:

$$Q_{\text{мех.об.}} = 1000 \sum N_{\text{уст.}} \cdot K_{\text{одн.}} \cdot K_{\text{загр.}} \cdot K_{\text{исп}} \cdot K_{\text{т}} \quad (3.32a)$$

Если трансформаторы вынесены в другое помещение:

$$Q_{\text{мех.об.}} = 1000 \cdot \eta \sum N_{\text{уст.}} \cdot K_{\text{одн.}} \cdot K_{\text{загр.}} \cdot K_{\text{исп}} \cdot K_{\text{т}} \quad (3.32б)$$

η – коэффициент полезного действия сварочного трансформатора.

Теплопоступления от мест газовой сварки, не оборудованных местными отсосами, $Q_{\text{св.}}$ могут быть определены, если известны секундный расход газа U , н/м^3 , и его тепло-творная способность, $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$, кДж/нм^3 :

$$Q_{\text{св.}} = 1000 \eta_{\text{г}} Q_{\text{р}}^{\text{н}} U \quad (3.33)$$

Где $\eta_{\text{г}}$ - КПД сварочной газовой горелки, принимаемый равным 0,9, $Q_{\text{св.}}$ – Вт.

бббббббббббббббббб

Теплопоступления от остывающих материалов имеют место в кузнечных, термических цехах и подобных им производствах. Иногда в этих цехах для утилизации теплоты устраивают вентилируемые камеры для остывания нагретых деталей, выделяющаяся теплота утилизируется. На заводах железобетонных изделий остывают бетонные плиты после пропаривания. Полное количество теплоты от остывания изделия составит:

$$Q_{\text{остыв.}} = c G (t_{\text{изд.}} - t_{\text{в}}) \quad (3.36)$$

где c – удельная теплоёмкость материала изделия, $\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$; G – масса изделия, кг ; $t_{\text{изд.}}$ и $t_{\text{в}}$ – соответственно, начальная температура изделия и температура воздуха цеха, $^{\circ}\text{C}$.

В литейных цехах металлургических и машиностроительных заводов выделяется теплота от остывания жидкого металла до температуры отверждения и теплота отверждения металла. Полное количество выделяющейся теплоты составит:

$$Q_{\text{остыв.}} = c_{\text{ж}} G (t_{\text{ж.мет.}} - t_{\text{тв.}}) + i_{\text{тв.}} + c G (t_{\text{тв.}} - t_{\text{в}}) \quad (3.37)$$

Где $c_{\text{ж}}$ – удельная теплоёмкость жидкого металла, $\text{кДж/кг}^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{ж.мет.}}$ и $t_{\text{тв.}}$ – соответственно, температура жидкого металла, заливаемого в формы и температура отверждения металла, $^{\circ}\text{C}$; $i_{\text{тв.}}$ – теплота плавления или отверждения металла, кДж/кг .

Интенсивность тепловыделений при остывании форм изменяется во времени, постепенно снижаясь. Расчётным является максимальный тепловой поток в 1-й час остывания. Если выгрузка изделий производится с интервалом 1 – 3 часа, когда предыдущая партия ещё не успела остыть, расчётным является сумма потоков теплоты от нескольких партий выгруженных ранее изделий. Поступления теплоты от нагретых материалов и изделий за некоторый промежуток времени Δz с начала охлаждения можно определить по формуле:

$$Q'_{\text{ост.}} = c G (t_{\text{мет.}} - t_{\text{в}}) B \quad (3.38)$$

Где B – доля избыточного содержания теплоты, потерянного телом за время с начала охлаждения.

Для перевода полученных количеств выделившихся за некоторый промежуток времени Δz теплоты в осреднённый по периоду Δz тепловой поток следует определить как:

$$Q_{\text{ост.}} = 0,278 \text{ с } G (t_{\text{мет.}} - t_{\text{в}}) B / \Delta z \quad (3.39)$$

Δz – промежуток времени в часах, за который рассчитывается количество выделившейся теплоты при остывании изделия.

В практике проектирования принято считать, что за первый час охлаждения нагретое изделие выделит 50% избыточной теплоты, за второй 30%, и за третий час – 20%. В этом случае при использовании формулы 6.34 величина временного интервала Δz должна приниматься не менее 1-го часа.

Потери теплоты в производственных помещениях складываются из расхода теплоты на подогрев транспорта, доставляющего необходимые для производственного процесса расходные материалы, и самих расходных материалов. Расход теплоты на ввозимые материалы рассчитывается по формуле 3.37, на подогрев транспортных средств – по справочным данным, представленными в табличной форме для отдельных типов автомобилей и железнодорожных вагонов.

В качестве примера такого вида данных таблице 3.6 представлены данные по расходу теплоты на подогрев товарного железнодорожного вагона.

Таблица 3.4

Расход теплоты на подогрев железнодорожных вагонов различного типа.

Тип вагона	Грузоподъёмность, т.	Затраты теплоты на подогрев товарного вагона, Q`, МДж при расчётной температуре наружного воздуха, °С.									
		- 15		- 20		- 25		- 30		- 35	
		и температуре воздуха помещения, °С.									
		+ 5	+ 15	+ 5	+ 15	+ 5	+ 15	+ 5	+ 15	+ 5	+ 15
Крытый	50	301,4	452,2	376,8	527,5	452,2	590,3	527,5	678,3	590,3	753,6
Платформа	50	251,2	376,8	314	439,6	376,8	502,4	439,6	611,3	502,4	628
Хоппер	60	226,3	339,1	282,6	395,7	339,1	452,2	395,7	508,7	452,2	565,2

Для получения величины теплового потока, необходимо воспользоваться величиной B и формулой:

$$Q_{\text{ост.ваг.}} = 0,278 Q' B / \Delta z \quad (3.40)$$

3.2. 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 ошибок в подсчётах теплопоступлений и теплопотерь, так как каждому виду технологического процесса соответствует некоторый известный диапазон удельных теплоизбытков или теплонедостатков.

В таблице 3.5 представлены данные о величинах тепловой напряжённости “горячих” цехов предприятий металлургии и металлообработки.

Таблица 3.5

Теплонапряжённость горячих цехов $q_{п.}$

Цех	Значения $q_{п.}$, Вт/м ³ при объёме цеха в тыс. м ³				
Мартеновский, конверторный, электросталеплавильный	-	-	230	200	175
Прокатный	-	200	175	140	116
Стале-чугунолитейный	58	42	-	-	-
Термический	290	175	-	-	-
Кузнечно – прессовый	230	160	90	-	-

Согласно норм 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 °С 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 теплотерях и теплоступлениях. Ниже приводятся примерные формы таблицы теплового баланса для помещения гражданского и промышленного здания.

Таблица 3.6

Примерная форма таблицы теплового баланса помещения гражданского здания.

Наименование помещения	Объём помещения, м ³	Расчётный период года	Теплоступления 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

Теплоступления в помещение			Теплотери 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

Таблица 3.7

Теплопоступления и теплопотери помещения промышленного здания

Наименование помещения	Объём помещения, м ³	Расчётный период года	Теплопоступления в помещение, Вт					
			От людей	От солнечной радиации	От искусственного освещения	От оборудования с электроприводом	От теплового оборудования	От остывания материалов
1	2	3	4	5	6	7	8	9
		Тёплый						
		Переходный						
		Холодный						

Продолжение таблицы 3.7.

Теплопоступления		Теплопотери помещения					Избыточная теплота	
От коммуникаций	суммарные	Через ограждения	От инфильтрации	Нагрев материалов и транспорта	Врывание воздуха через проёмы	Суммарные	Вт	Вт/м ³
10	11	12	13	14	15	16	17	18

3.3. 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_e и температуре поверхности воды $t_{\text{пов}}$ приближённо количество поступающей в воздух явной теплоты с 1² м поверхности можно определить по формуле:

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

Количество испаряющейся с поверхности воды j_n , кг/(ч·м²), если парциальное давление водяных паров у поверхности воды $p_{нов}$ и в воздухе $p_в$ измеряется в мм. рт. ст., определится как

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

Температура поверхности воды всегда ниже температуры толщ водной массы, так как теплота на испарение отнимается от водной поверхности. При температуре толщ воды до 40⁰С эта разница не превышает 2⁰, при температуре 70 – 75⁰ эта разница максимальна и может достигать 12⁰. По мере приближения к температуре кипения (100⁰) эта разность вновь понижается до 3⁰С. Эта особенность изменения фактической температуры поверхности жидкости учитывается введением в формулу коэффициента a , зависящего от температуры поверхности воды.

$t_{пов}$ ⁰ С до...	30	50	70	90
a	0,022	0,033	0,041	0,051

Испарение с поверхности смоченного пола W г/ м², обычно имеющего температуру точки росы, определяется по эмпирической формуле

$$W = 6,1 (t_с - t_м) \quad (3.42)$$

Где $t_с$ 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 $M_{вп}$, г/ч,

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

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

Поступление влаги от станков с эмульсионным охлаждением обрабатываемых деталей составляет 150 г/ч. водяного пара на каждый кВт электрической мощности станка. Охлаждающая жидкость обычно содержит поверхностно – активные вещества, облегчающие процесс резания и способствующие повышению производительности труда.

3.4 .Прочие случаи поступления газов и паров в воздух помещения.

Выделение углекислого газа СО₂ 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 СО ₂ , л/час.	Массовый расход СО 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, заключенных 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 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:

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

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 объёму.

Вопросы для самоконтроля.

1. Вредные вещества однонаправленного и разнонаправленного действия, приведите примеры.
2. Поступления теплоты от электрифицированного оборудования.
3. Поступления теплоты через стенку промышленной печи.

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.

4. Организация и расчёт воздухообмена в помещении.

4.1. Определение расчётного общеобменного воздухообмена и температуры притока.

Воздухообмен в помещении принято рассчитывать на максимальную величину потоков вредных выделений. Справедливо полагают, что рассчитанный по максимуму вредных выделений воздухообмен справится и с меньшим их количеством, а возможные колебания параметров воздуха в рабочей зоне будут скорректированы системами автоматического регулирования.

При определении величины расчётного общеобменного воздухообмена учитывается *одно- и разнонаправленность* действия вредных выделений. Примером *разнонаправленных вредностей* является сочетание: теплоизбытки и пары щёлочи, *однонаправленного действия* – сочетание: пары различных кислот.

Если вредности однонаправленного действия расчётным является сумма воздухообменов, вычисленных для каждого вида вредностей.

Если вредности разнонаправленного действия – расчётный воздухообмен равен максимальному из рассчитанных воздухообменов, вычисленных для каждого вида вредности.

Для определения общеобменных воздухообменов и температур притока составляется система из двух балансовых уравнений:

- уравнение *расходов воздуха*;
- *теплосодержаний*.

Выбор именно такого сочетания обусловлен тем, что теплоизбытки являются наиболее часто встречающимся видом вредных выделений, а их величина определяет температуру притока.

Если в помещении имеют место иные вредные выделения в виде паров, газов, пыли, проверяется достаточность рассчитанного по теплоизбыткам воздухообмена на разбавление до расчётной концентрации в рабочей зоне этих видов вредных выделений. Расход требуемого количества воздуха вычисляется по формуле:

$$L = \frac{M_{вр.}}{C_{р.з.} - C_0} \quad (4.1)$$

где $M_{вр.}$ – количество выделяющегося i – го вредного газа или пара, мг/ч.; $C_{р.з.}$ и C_0 – концентрация вредного выделения в рабочей зоне и в приточном воздухе, мг/м³.

Последовательность составления анализа и расчёта балансовых уравнений.

Последовательность составления и решения балансовых уравнений:

Принимается решение об организации воздухообмена в помещении

Вычерчивается схема организации воздухообмена, на которой указываются все виды расходов, теплоизбытки или теплонедостатки.

Составляются балансовые уравнения расходов воздуха и теплосодержаний. Руководствуются правилом: воздух, поступающий в помещение имеет знак плюс, удаляемый - знаком минус. В уравнении теплосодержаний знак, вносимой воздушным потоком в помещение теплоты – плюс, теплопотерь и удаляемой из помещения – минус. Теплосодержания представляют собой произведение удельной теплоёмкости воздуха, кДж/(кг °С) массы воздушного потока, кг/час, и температуры, °С, -

$$c_{воз} * G * t.$$

Система уравнений расходов и уравнение теплосодержаний анализируется с целью выявления неизвестных величин, которые необходимо определить. Если количество неизвестных превышает количество уравнений, значения избыточных неизвестных принимаются, исходя из конкретных особенностей вентилируемых помещений.

После определения температуры притока или общеобменного воздухообмена проводится анализ полученных результатов

Ниже приведены примеры определения расчётного воздухообмена и температуры притока рассмотрены на примере помещения производственного здания, имеющего местные отсосы.

Холодный период года.

Вариант 1. *Аэрация по условиям технологического процесса возможна, помещения имеют место теплонедостатки. Газовые вредные выделения воздуха в помещения отсутствуют. Через местные отсосы удаляется воздух в количестве $G_{м.о.}$*

Решение.

Несмотря на возможность применения аэрации по условиям технологического процесса, ввиду теплонедостатков ($-Q$) следует применить приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением и подогревом притока в калориферах. Так как газовые выделения отсутствуют – можно ограничиться механическим притоком, $G_{мех.п.}$, кг/час, компенсирующим местные отсосы, $G_{м.о.}$, кг/час.

Расчёт температуры притока с помощью системы из 2-х уравнений

Система уравнений:

$$\text{- уравнение расходов воздуха} \quad G_{мех.п.} - G_{м.о.} = 0$$

$$\text{- уравнение теплосодержаний} \quad c_{воз} G_{мех.п.} t_{п.} - c_{воз} G_{м.о.} t_{рз.} - Q = 0$$

где $t_{п.}$ и $t_{рз.}$ – соответственно, температуры притока и удаляемого из верхней зоны воздуха $^{\circ}\text{C}$

Неизвестной величиной является температура притока $t_{п.}$, температура рабочей зоны принимается по данным главы I.

Подставляя в уравнение теплосодержаний величину $G_{м.о.} = G_{мех.п.}$ и проводя необходимые преобразования, получим:

$$t_{п.} = \frac{c_{воз.} G_{р.з.} t_{р.з.} + Q}{c_{воз.} G_{мех.п.}} \quad (4.2)$$

Вариант 2. *Аэрация по условиям технологического процесса возможна, помещения имеют место теплонедостатки и выделение вредных газов и паров.*

Удаление вредных выделений легче воздуха производится путём организации вытяжки из верхней зоны в количестве G_y , кг/час, тяжелее – из нижней. Механический приток с подогревом – в рабочую, вытяжка через местные отсосы - из рабочей зоны.

Система уравнений:

$$\text{- уравнение расходов воздуха} \quad G_{мех.п.} - G_{м.о.} - G_y = 0$$

$$\text{- уравнение теплосодержаний} \quad c_{воз} G_{мех.п.} t_{п.} - c_{воз} G_{м.о.} t_{рз.} - c_{воз} G_y t_y - Q = 0$$

Неизвестными величинами являются: $G_{мех.п.}$, G_y и $t_{п.}$. Система неопределена, т.к. имеем три неизвестных и два уравнения. Неопределённость устраняется, принимая вытяжку из верхней зоны кратностью $K_{кр.} = (0,5 - 1) \text{ 1/ч.}$. Тогда $G_y = K_{кр.} \rho_y V_{пом.}$ (ρ_y и $V_{пом.}$ соответственно, плотность удаляемого воздуха, кг/м^3 и объём помещения, м^3). Уравнение теплосодержаний примет вид:

$$c_{воз} G_{мех.п.} t_{п.} - c_{воз} G_{м.о.} t_{рз.} - c_{воз} \rho_y V_{пом.} t_y - Q = 0$$

Подставив $G_{мех.п.} = G_{м.о.} + G_y$ и проводя соответствующие преобразования, получим выражение для определения температуры притока:

$$t_{п.} = \frac{c_{воз} G_{м.о.} t_{рз.} + c_{воз} \rho_y V_{пом.} t_y + Q}{c_{воз} (G_{м.о.} + \rho_y V_{пом.})} \quad (4.3)$$

Анализ полученных результатов. Температура притока должна быть выше температуры рабочей зоны, однако её величина не должна превышать некоторый предел. В противном случае нагретый воздух поднимется под потолок, а в рабочей зоне будет иметь место достаточно низкая температура. Если требуемая температура притока очень высока, в помещении необходимо устроить систему отопления, полностью или частично компенсирующего теплопотери. Устройство отопления снизит температуру притока.

Вариант 3. *Аэрация по условиям технологического процесса возможна, в помещении имеют место теплоизбытки.* Если расчётные теплоизбытки достаточно велики, можно применить естественное проветривание помещения. В то же время принятое решение должно обеспечивать, осуществление технологического процесса и в условиях существенного сокращения теплоизбытков. Более целесообразно предусмотреть устройство механического притока $G_{\text{мех.пр.}}$ с подогревом воздуха в объёме местных отсосов $G_{\text{мо}}$, что гарантируют их надёжную работу при любой загруженности производства. Температура притока выбирается меньше температуры рабочей зоны, но не ниже $10 \div 12^\circ\text{C}$. Дополнительный воздухообмен для удаления теплоизбытков можно осуществить с помощью аэрации.

Система уравнений:

$$\begin{aligned} & \text{- уравнение расходов воздуха} && G_{\text{мех.п.}} + G_{\text{а.п.}} - G_{\text{мо}} - G_{\text{а.у.}} = 0 \\ & \text{- уравнение теплосодержаний} && c_{\text{воз}} G_{\text{мех.п.}} (10 \div 12^\circ\text{C}) + c_{\text{воз}} G_{\text{а.п.}} t_{\text{н}} - c_{\text{воз}} G_{\text{мо}} t_{\text{рз}} - c_{\text{воз}} G_{\text{а.у.}} t_{\text{у}} + Q = 0 \end{aligned}$$

где $G_{\text{мех.п.}}$; $G_{\text{а.п.}}$; $G_{\text{а.у.}}$ – соответственно, механический в рабочую зону, аэрационный приток, аэрационная вытяжка;

$t_{\text{н}}$ – температура притока через аэрационные проёмы, равная температуре наиболее холодной пятидневки.

Неизвестными величинами являются $G_{\text{а.п.}}$ и $G_{\text{а.у.}}$.

В уравнении расходов воздуха $G_{\text{м.п.}} = G_{\text{мо}}$, выразив $G_{\text{а.у.}} = G_{\text{а.п.}}$, и подставив в уравнение теплосодержаний, после преобразований получим величину $G_{\text{а.у.}}$

$$G_{\text{а.у.}} = G_{\text{а.п.}} \frac{c_{\text{воз}} G_{\text{мех.п.}} (10 - 12^\circ\text{C}) - c_{\text{воз}} G_{\text{м.о.}} t_{\text{рз.}} + Q}{c_{\text{воз}} (t_{\text{у}} + t_{\text{н}})} \quad (4.4)$$

Анализ полученных результатов. Вычисленная величина аэрационного воздухообмена будет иметь положительное значение в случае, если лишь часть теплоизбытков удаляется через местные отсосы. Если ассимилирующая способность механической вентиляции превышает величину теплоизбытков, то значение $G_{\text{а.у.}}$ будет иметь знак «минус». В этом случае организацию воздухообмена следует применить механическую вентиляцию с подогревом притока в калориферах. Искомой величиной в вариантах 1 и 2 является температура приточного воздуха.

Тёплый период года. Вариант 4. *Аэрация по условиям технологического процесса возможна, в помещении имеют место теплоизбытки.* Приточные установки, как правило, отключаются, работают лишь вытяжка через местные отсосы. Поступивший снаружи воздух удаляется частично через местные отсосы, а частично через верхние фрамуги окон, аэрационную шахту или аэрационно-световой фонарь. Температура приточного воздуха принимается для теплого периода по параметрам А, температура рабочей зоны – по действующим нормам, удаляемого воздуха – по материалам раздела 4.3.

Система балансовых уравнений:

$$\begin{aligned} & \text{уравнение расходов воздуха} && G_{\text{а.п.}} - G_{\text{мо}} - G_{\text{а.у.}} = 0 \\ & \text{- уравнение теплосодержаний} && c_{\text{воз}} G_{\text{а.п.}} t_{\text{н}} - c_{\text{воз}} G_{\text{мо}} t_{\text{рз}} - c_{\text{воз}} G_{\text{а.у.}} t_{\text{у}} + Q = 0 \end{aligned}$$

где $G_{\text{м.п.}}$; $G_{\text{а.п.}}$; $G_{\text{а.у.}}$ – расходы, соответственно, аэрационный приток, вытяжка через местные отсосы, аэрационная вытяжка;

t_n - температура притока через аэрационные проёмы, принимая равной температуре наружного воздуха по параметрам А для тёплого периода.

Неизвестными величинами являются $G_{a.п}$ и $G_{a.у}$.

Определив из уравнения расходов воздуха аэрационный приток как $G_{a.п} = G_{mo} + G_{a.у}$, подставив его в уравнение теплосодержаний и проведя необходимые преобразования, получим:

$$G_{a.у} = \frac{c_{воз} G_{м.о.} (t_n - t_{p.з.}) + Q}{c_{воз} (t_y - t_n)} \quad (4.5)$$

Аэрационный приток равен:

$$G_{a.п} = G_{a.у} + G_{mo} \quad (4.6)$$

Анализ полученных результатов.

Поскольку приточный воздух частично удаляется через местные отсосы, то аэрационный объём притока больше объёма аэрационной вытяжки на величину $G_{м.о.}$. Если все теплоизбытки удаляются через местные отсосы, аэрационная вытяжка $G_{a.у}$ может иметь отрицательное значение. В практике вытяжные отверстия при этом не закрывают, так как увеличенный против расчётного воздухообмен несколько снизит температуру в рабочей зоне против расчётной и улучшит условия труда.

Тёплый период года. Вариант 5. *Аэрация по условиям технологического процесса невозможна. В помещении имеют место теплоизбытки.* В помещениях подобного рода приточно-вытяжная вентиляция, запроектированная для условий переходного и холодного периодов года, работает круглогодично, но её производительность оказывается недостаточной для удаления теплоизбытков. Необходимо устройство дополнительных вентиляционных систем: приточной и вытяжной. Специфичность конструкции приточных камер для тёплого периода года заключается в отсутствии калориферной группы. Дополнительные вытяжные вентиляционные установки имеют обычную конструкцию. Поэтому общая схема организации вентиляции такого рода помещений может включать в себя:

приточно - вытяжную систему круглогодичного действия, рассчитанную на условия холодного или переходного периодов;

вентустановку для удаления воздуха из верхней зоны помещения;

дополнительную приточную вентустановку без калориферов для работы в тёплый период года

Производительность вентсистем, обслуживающих холодный и переходный периоды года, известна. Поэтому определению подлежит производительность приточной и вытяжной систем для тёплого периода года. Система балансовых уравнений для рассматриваемого помещения может быть записана в виде:

- уравнение расходов воздуха:

$$G_{п.лет.} + G_{мех.п} - G_{mo} - G_y - G_{у.лет.} = 0$$

- уравнение теплосодержаний:

$$c_{воз} G_{п.лет.} t_n + c_{воз} G_{мех.п} t_n - c_{воз} G_{mo} t_{p.з.} - c_{воз} G_y t_y - c_{воз} G_{у.лет.} t_y + Q = 0$$

Температура притока принимается равной параметрам А плюс $0,5 \div 1$ °С, учитывающих подогрев воздуха в вентиляторе.

Решая эту систему, получим выражение для определения $G_{у.лет.}$.

$$G_{п.лет.} = G_{у.лет.} = \frac{c_{воз} G_{мех.п.} t_n - c_{воз} G_{м.о.} t_{p.з.} - c_{воз} G_y t_y + Q}{c_{воз} (t_y - t_n)} \quad (4.7)$$

Переходный период года. В переходный период года в помещении могут иметь место как избыток, так и недостаток теплоты. В случае теплонедостатков предусматривается устройство приточно-вытяжной вентиляции с механическим притоком и подогревом воздуха в калориферах. Если в помещении имеются теплоизбытки, возможны два варианта устройства вентиляции:

- теплоизбытки достаточны для нагрева воздуха в объеме вытяжки через местные отсосы; организуется естественное проветривание помещения;
- теплоизбытки недостаточны для нагрева воздуха в объеме вытяжки через местные отсосы; организуется механическая вентиляция помещения с подогревом притока в калориферах.

Формулы, по которым определяется воздухообмен в помещениях гражданских зданий, получены из таких же систем балансовых уравнений, но в них отсутствует воздухообмен местных отсосов. Если местные отсосы в помещении гражданского здания имеются, например помещения кухонь, оснащённых модулированным оборудованием, то система балансовых уравнений такого помещения не отличается от балансовых уравнений для производственного здания.

4.2. Упрощенные способы определения воздухообмена в помещении.

Определение воздухообмена по нормативной кратности. Кратностью воздухообмена называется отношение объема воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него в течение одного часа, к объему помещения (размерность 1/ч).

$$K_p = \frac{L_p}{V_{\text{пом.}}}$$

Расчетный воздухообмен помещения в этих случаях должен составлять, м³/ч:

$$L_p = K_p * V_{\text{пом.}} \quad (4.8)$$

где K_p - нормативная кратность воздухообмена помещения, ч⁻¹; $V_{\text{пом.}}$ - объем помещения, м³.

Воздухообмен задан нормой на 1-го человека. Для помещений классов общеобразовательных школ объем наружного воздуха определен в количестве 16 м³/час на одного учащегося, для спортивных залов – 80 м³/час. Имеются и другие примеры такого рода. Расчетный воздухообмен определяется произведением удельной нормы на расчетное количество людей в помещении.

Определение воздухообмена на основе удельных расходов, отнесенных к единице оборудования. В нормах указывается необходимый объем притока или вытяжки для конкретного вида оборудования. Например для помещений кинопроекторных устанавливается объем вытяжки от проекторов с ксеноновыми лампами до 1кВт – 300 м³/ч. Обычно в кинопроекторной устанавливают 2 проектора, поэтому объем вытяжки из кинопроекторной должен составить 600 м³/ч.

Определение воздухообмена на основе удельных расходов, отнесенных к единице площади пола. Например, нормами определена подача свежего воздуха в жилые комнаты объемом 3 м³/ч на 1 м² площади пола. Требуемый воздухообмен в каждой комнате определится перемножением указанной нормы на площадь пола в квадратных метрах.

Воздухообмен задан конкретной величиной. Например, в жилых домах с посемейным заселением квартир объем вытяжки из ванных должен быть не менее 25 м³/час.

Нормативные значения K_p для различных помещений приводятся в соответствующих главах СНиП и иных нормативных документах.

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

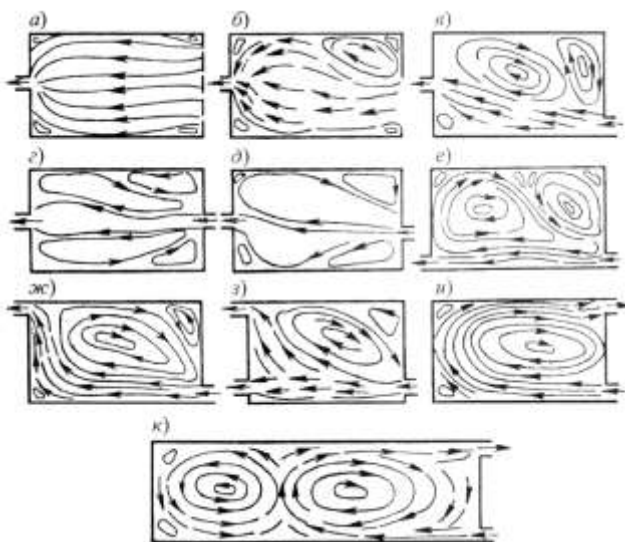


Рис. 4.1. Схемы движения воздуха в модели вентилируемого здания.

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

На рис.4.1 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 4.2а и 4.2б, худшими являются варианты 4.2з и 4.2и.



Рис. 4.2. 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 4.2). Одной из причин образования «тепловой подушки» может быть завышенная температура приточного воздуха при использова-

нии вентиляции к качестве воздушного отопления. Температура рабочей зоны, при этом остаётся достаточно низкой.

Стратификационные явления затрудняет 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

$$t_y = t_{p.z.} + (\text{grad } t) \cdot (H_{\text{пом}} - h_{p.z.}) \quad (4.9)$$

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

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

(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 $h_{\text{р.з.}}$ - соответственно, высота помещения и рабочей зоны, м.

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

Для промышленных зданий параметры удаляемого воздуха определяются через: температурный коэффициент воздухообмена:

$$K_t = \frac{t_y - t_0}{t_{\text{р.з.}} - t_0} \quad (4.10)$$

концентрационный коэффициент воздухообмена:

$$K_c = \frac{C_y - C_0}{C_{\text{р.з.}} - C_0} \quad (4.11)$$

коэффициент воздухообмена по влагосодержанию:

$$K_d = \frac{d_y - d_0}{d_{\text{р.з.}} - d_0} \quad (4.12)$$

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.

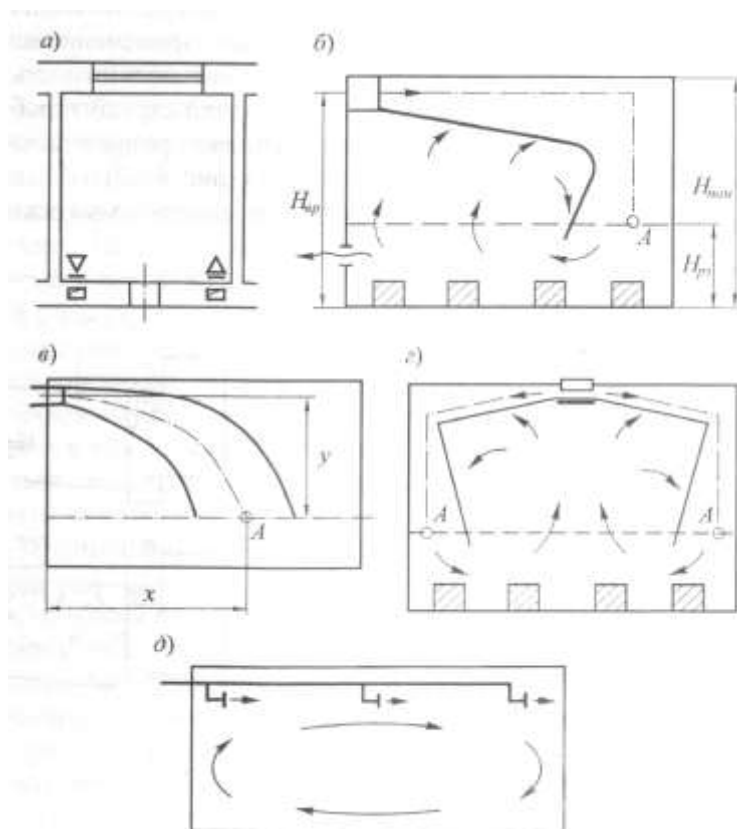
Параметры верхней зоны помещения через коэффициент воздухообмена определяются по формуле:

$$t_y = t_{\text{р.з.}} + K_t(t_{\text{р.з.}} - t_0) \quad (4.13)$$

4.4. Схемы организации воздухообмена в помещениях.

Гражданские здания.

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



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 – 2 крат, подбор воздухораспределителя обычно не производится, но разность температуры притока и рабочей зоны не должна превышать 3 – 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.4.3а).

В случае бо́льшей 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.4.3б).

Если высота помещений превышает 4 метра, возможна воздухоподача нестеснённой струей через воздухоприточную щель. (рис.4.3в)

В помещениях такой же высоты, но большой площади часто применяют подачу притока через плафоны в потолке, создающие настилающиеся полные веерные струи. (рис.4.3г)

Офисные помещения могут иметь значительную площадь при относительно небольшой высоте, исключающей применение плафонов ввиду невозможности обеспечить требуемые подвижность воздуха и температурный перепад между приточной струей и рабочей зоной в пределах норм. Для подобных помещений разработаны системы вентиляции с сопловой подачей воздуха. (рис.4.3д)

Зрительные залы обычно оборудуются приточно-вытяжными системами с рециркуляцией. (рис 4.4).

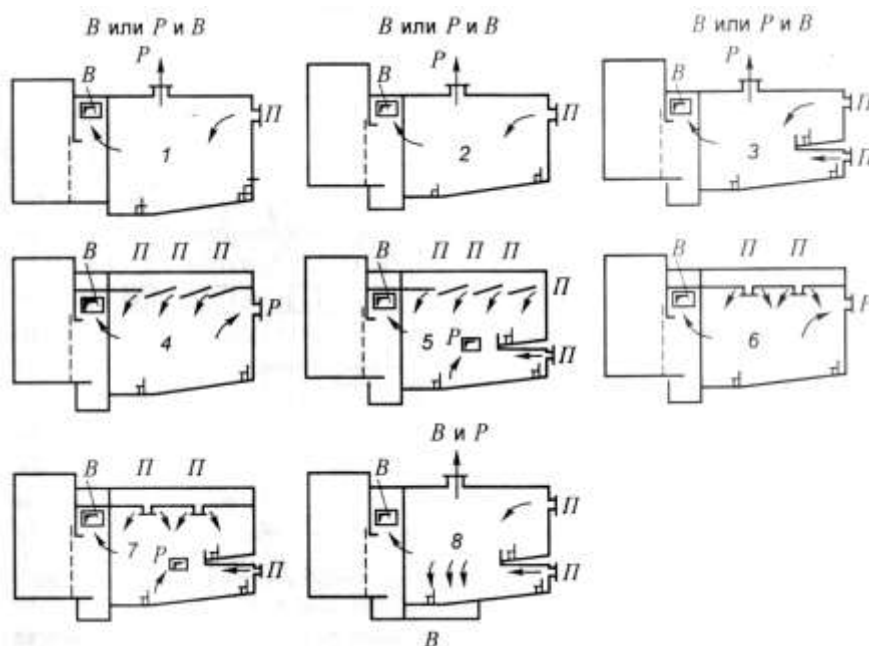


Рис. 4.4. Схемы вентиляции зрительных залов.

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 – 0,4 м/с) с помощью специальных сетчатых возду-

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

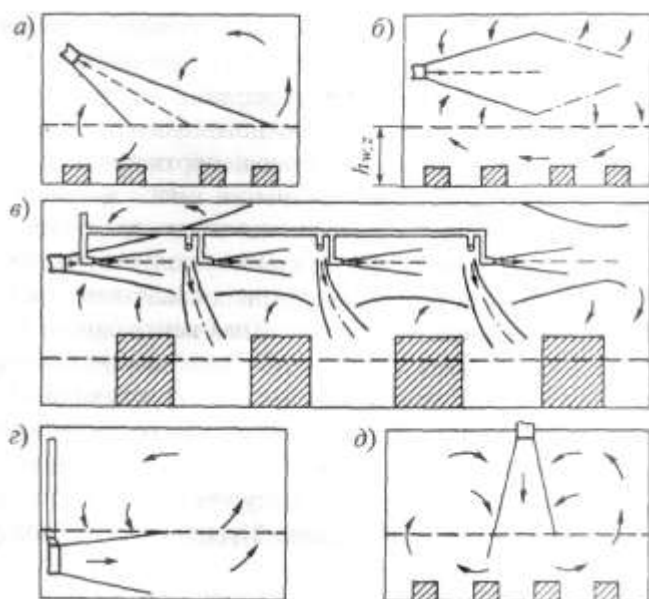


Рис. 4.5. Схемы подачи воздуха в производственные помещения 1-й категории.

а – наклонными струями с высоты 4 или 5 метров; б – сосредоточенная подача в верхнюю зону; в – сопловая подача в горизонтальной и вертикальной плоскости; г – подача непосредственно в рабочую зону; д – подача «сверху – вниз».

Производственные помещения по организации воздухообмена классифицируют на помещения I категории, высотой до 18 м в одноэтажных зданиях и II категории высотой до 6-8 м в многоэтажных промышленных зданиях. Рекомен-

дованные схемы организации притока представлены на **рис.4.5**, для помещений II категории – **рис.4.6**.

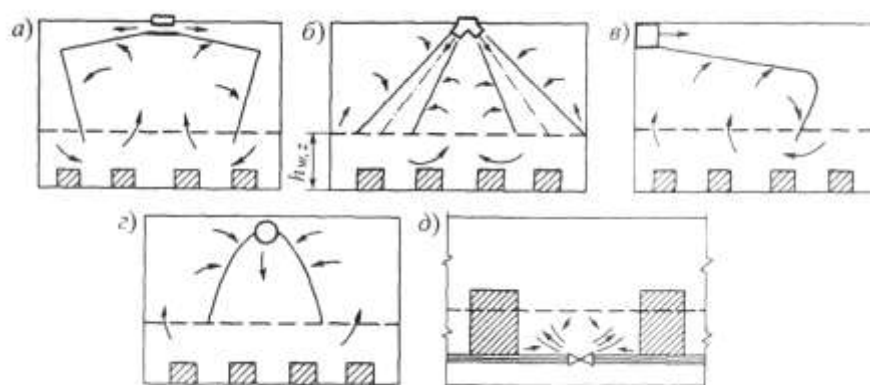


Рис. 4.6. Схемы подачи воздуха в производственные помещения 2-й категории.

а- подача плафонами со щитом поперек потока настилающимися веерными струями; б –подача настилающимися на потолок струями; в) – подача плоскими струями; г) – напольная подача воздуха.

ми; в – подача настилающимися на потолок струями; г – подача плоскими струями; д – напольная подача воздуха.

В производственных помещениях с автоматизированным производством управление производится с ограниченного количества пультов. Вокруг пульта управления остекленными перегородками высотой около 2-х метров выгораживается некоторый объём, в который

снизу подаётся с малыми скоростями свежий воздух. Воздух заполняет весь выделенный объём и, ассимилировав теплоизбытки и другие вредные выделения, поступает в основной объём цеха. Возможен вариант душирования места оператора нисходящим воздушным потоком.

При выборе схемы организации общеобменной вентиляции в производственном помещении можно руководствоваться также рекомендациями, приведенными в табл. 4.1.

Таблица 4.1.

Зоны производственного помещения, рекомендуемые для подачи и удаления воздуха общеобменной вентиляции

Вредные выделения в помещении	Рекомендуемая зона помещения для	
	притока	вытяжки
Теплоизбытки	Рабочая	Верхняя
Влаговыведения при незначительных избытках тепла или теплоне- достатках	верхняя (зимой с перегревом воздуха для предотвращения конденсации водяных паров на потолке)	верхняя
Газы и пары при незначительных избытках тепла или теплоне- достатках		
Газы и пары легче воздуха	рабочая	верхняя
То же тяжелее воздуха	верхняя	верхняя и нижняя
Различные газы и пары	рабочая	то же
Пыль (тонкая и грубая) при незна- чительных избытках тепла или теплоне- достатках	верхняя с небольшими ско- ростями	верхняя или нижняя
Влаговыведения при значительных избытках тепла	Рабочая (зимой частично в верхнюю зону с перегревом воздуха)	верхняя
Газы и пары при значительных из- бытках тепла	рабочая	верхняя
Пыль при значительных избытках тепла:		
Тонкая	рабочая или верхняя с не- большими скоростями	верхняя
Грубая	верхняя	верхняя и нижняя
Пылевыведение	верхняя	нижняя

Примечания: 1. Подачу воздуха в верхнюю зону высоких помещений осуществляют не выше 6—7 м от уровня пола (исключение - помещения со значительными влаговыведениями).

2. Приточные струи не должны влиять на нормальную работу установок местной вытяжной вентиляции.

Вопросы для самоконтроля.

Как определяется воздухообмен при выделении вредных выделений однонаправленного и разнонаправленного действия.

Определение кратности воздухообмена.

Организация воздухообмена в помещениях небольшого объёма.

Организация воздухообмена в зрительных залах.

Организация воздухообмена в производственных помещениях 1-й категории.

Организация воздухообмена в производственных помещениях 2-й категории.

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.

5. Вентиляционные системы.

5.1. Виды систем вентиляции гражданских и производственных 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.

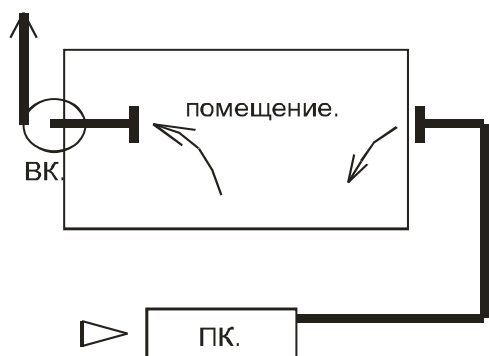


Рис. 5.1 Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением.

ПК – приточная камера; ВУ – вытяжная вентиля-

ционная 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. 5.1).

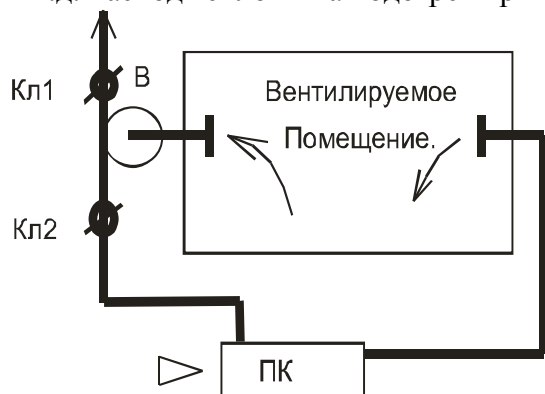


Рис. 5.2. Приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением.

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. 5.2). Имеет весьма широкое применение.

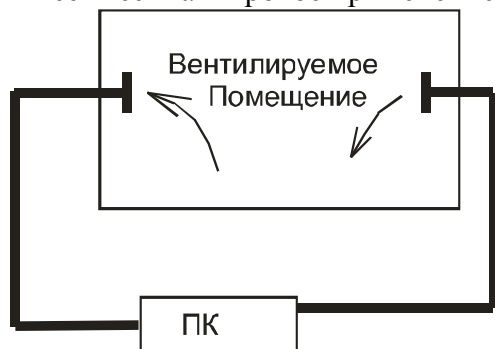


Рис. 5.3. Приточно-вытяжная система вентиляции с полной рециркуляцией. ПК – приточная камера.

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 кос-

мических станциях, подводных лодках, в спецсооружениях в отсечном режиме работы и т.п. (рис. 5.3). На этих объектах системы дополнены установками регенерации воздуха.

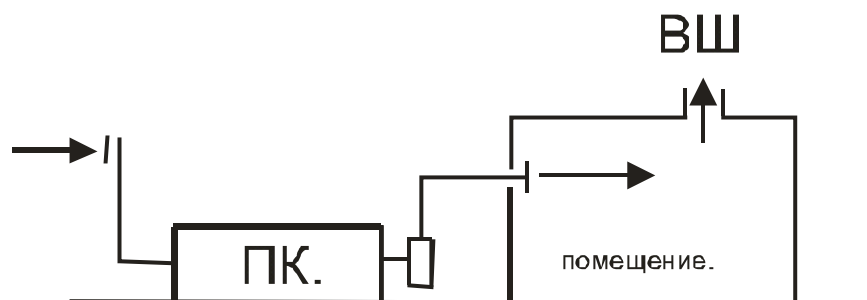


Рис. 5.4. Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением и вытяжкой «на выдавливание» (вариант аварийной системы вентиляции одноэтажного

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. 5.4).



Рис. 5.5. 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.5.5).

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 5.6).

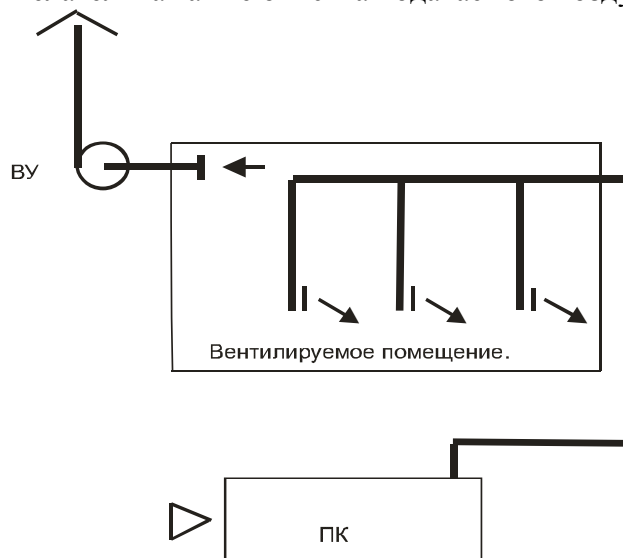


Рис. 5.6. Приточная местная канальная вентиляция (воздушное душирование).

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 рас-

полагают либо по оси однопролётного цеха, либо вблизи внутренней стены, выгораживающей проветриваемое помещение от остального объема производственного здания.

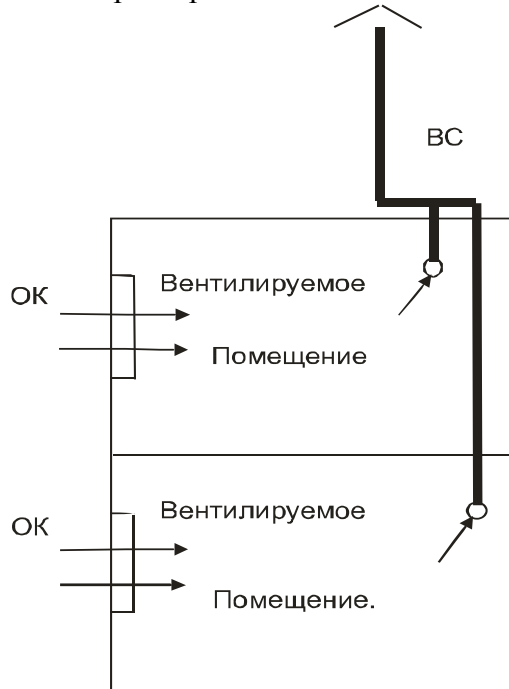


Рис. 5.7. Приточно-вытяжная общеобменная вентиляция с гравитационным побуждением.

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 5.7). 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.5.8).

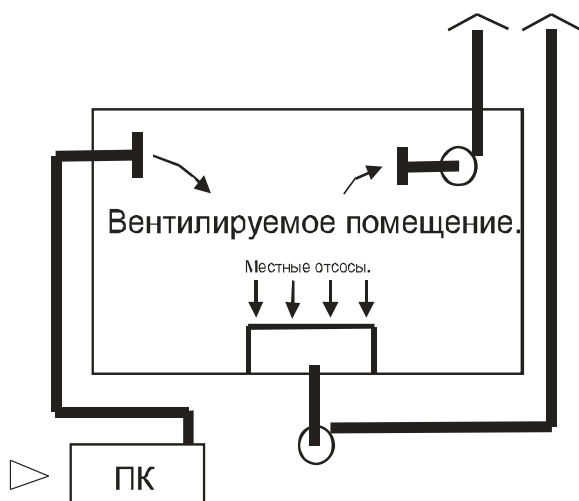


Рис. 5.8. Смешанная приточно-вытяжная система вентиляции (общеобменный приток, местная и общеобменная вытяжка).

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 невыполнимым устройство местной вытяжки от всех источников вредных выделений.

Задача общеобменного воздухообмена при смешанной вентиляции состоит в удалении поступивших в объём помещения вредных выделений от незащищённых местными отсосами и загрязнений, не уловленных местными отсосами.

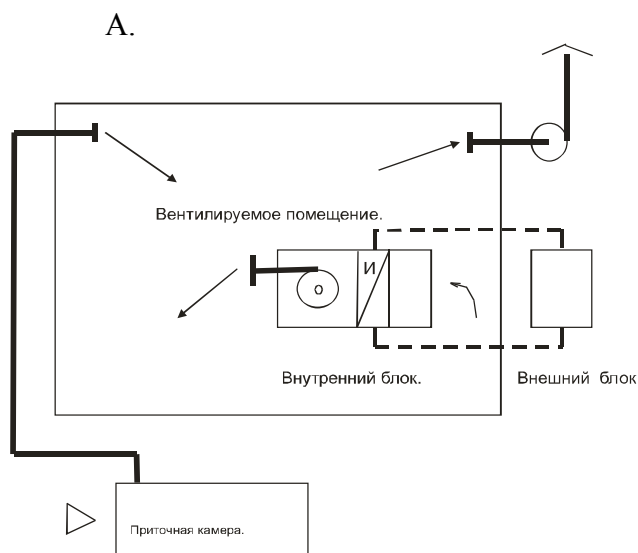


Рис. 5.9. Сплит – системы вентиляции.

А – сплит-система вентиляции с приточно-вытяжной установкой;

Б – сплит-система вентиляции с частичной рециркуляцией приточного воздуха.

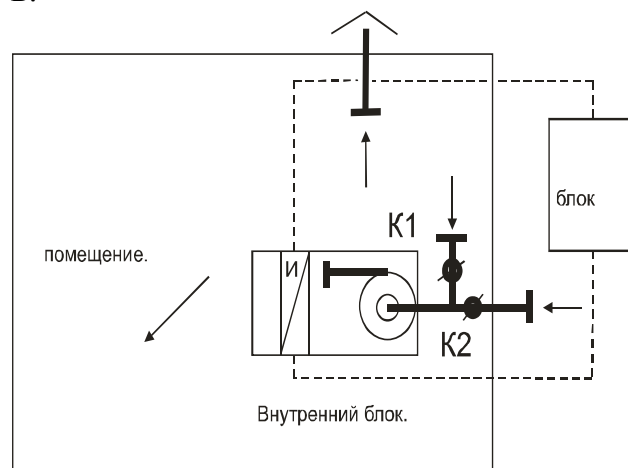
И – испаритель.

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 5.9б).

Б.



5.2. Вытяжные системы с естественным побуждением.

Традиционная вытяжная система вентиляции с естественным побуждением малоэтажного здания (рис. 5.10) состоит из индивидуальных вертикальных каналов, проложенных в

толще внутренних кирпичных стен, сборного короба, размещаемого на чердаке и вытяжной шахты. Варианты устройства индивидуальных вертикальных встроенных и приставных каналов представлены на рис. 5.11.

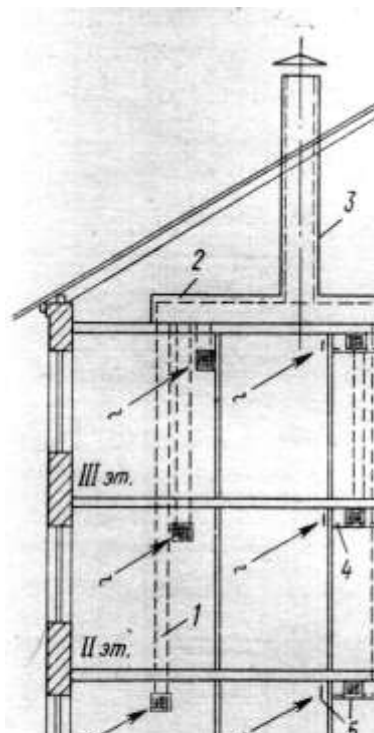
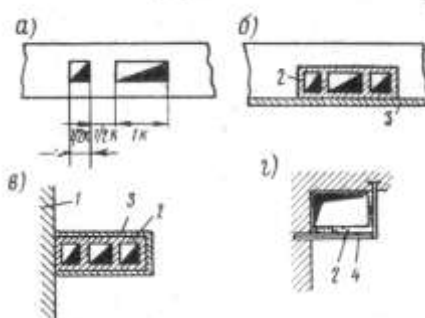


Рис.5.10. Схема решения естественной вытяжной вентиляции кухонь и санитарных узлов в кирпичном 3-х этажном здании.

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



воздуха из помещений нижних этажей. Если есть возможность, и это обосновано экономически, предпочтение следует

Рис. 5.11. 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).

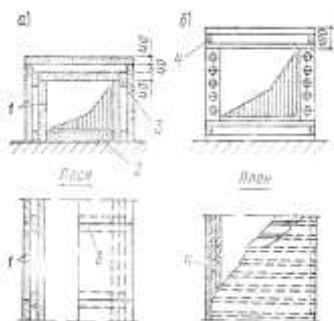


Рис. 5.12. Конструкции сборных коробов: а – из шлакобетонных плит с герметичной воздушной прослойкой, толщиной не более 40 мм; б – со стенками из пеногипсовых или пеностеклянных плит.

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.

каналов.

Уменьшают нежелательное явление перетекания загрязнённого воздуха конструктивными мероприятиями, например, увеличением площади поперечного сечения сборных каналов и вытяжной шахты. Подобное решение представлено на рис. 5.13.

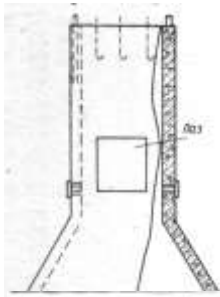


Рис. 5.13. Стандартная бетонная вытяжная шахта, совмещающая в себе сборный короб и вытяжную шахту.

Каналы, прокладываемые в толще ограждающих конструкций, применяются для целей вентиляции, преимущественно, в гравитационных вытяжных системах. Причина – незначительная

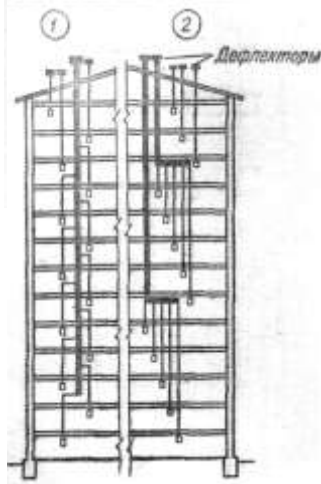


Рис. 5.14. Схемы вытяжных систем с естественным естественным побуждением.

1 – 1 – смонтированная из вентиляционных панелей с переключением ответвлений через один этаж; **2** – с индивидуальными каналами во внутренних кирпичных стенах и горизонтальными сборными каналами под потолком 6-го и 11-го этажей.

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

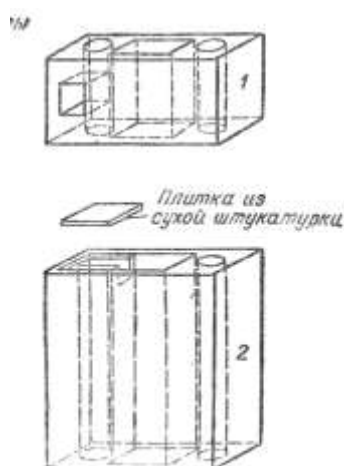


Рис. 5.15. Блоки вентиляционной панели.

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. 5.14-1. 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.

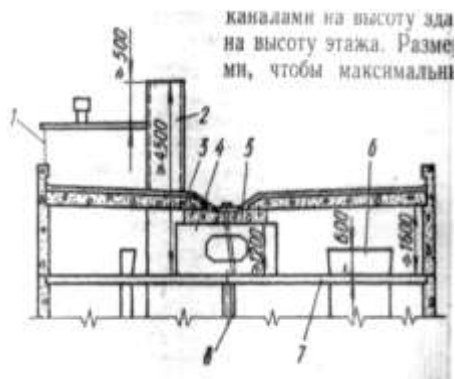


Рис. 5.16. Схема тёплого чердака секции многоквартирного жилого дома массовой застройки.

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.

5.3. 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).

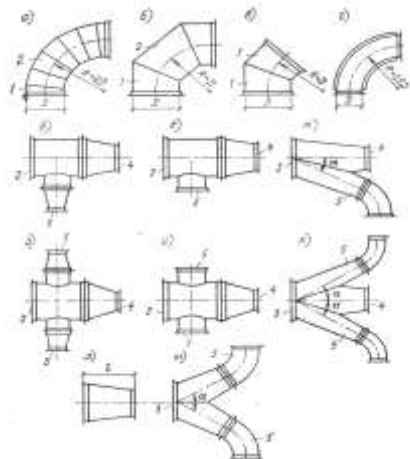


Рис. 5.17. Фасонные части круглых воздуховодов.

а – отвод для систем аспирации; **б, в** – отводы с центральным углом 90 и 45°; **г** – штампованный отвод; **д** – унифицированный узел ответвления; **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 – от-
ветвление.

В помещениях гражданских и промышленных зданий при температуре воздуха до 70 °С обычно применяют стальные воздуховоды круглого и, при необходимом технико-экономическом обосновании, – прямоугольного (квадратно-

го) 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.

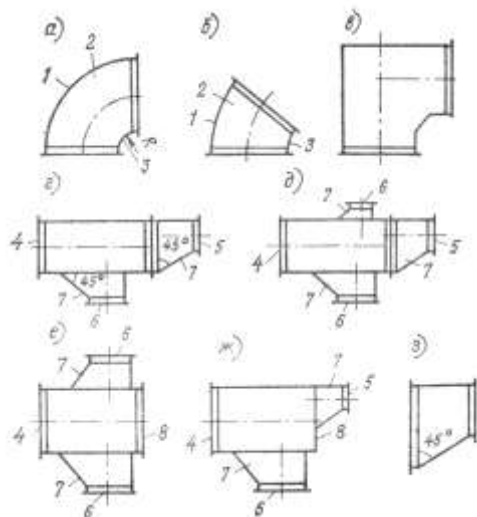


Рис. 5.18. Фасонные части прямоугольных воздуховодов.

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. 5.19).

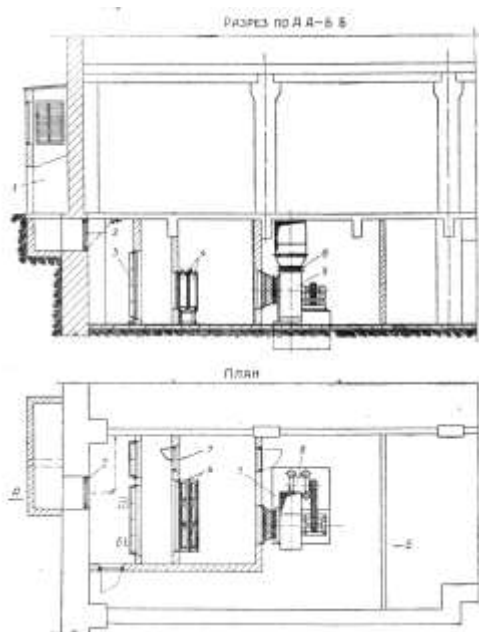


Рис. 5.19. Приточная камера, размещённая в подвальном помещении.

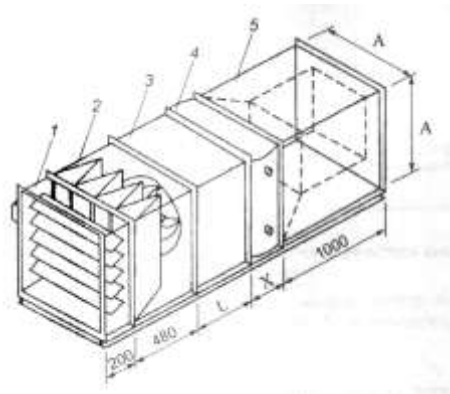
1 – приточная шахта; 2 – утеплённый клапан; 3 – ячейковый фильтр; 4 – калориферы; 5 – вентилятор; 6 – электродвигатель; 7 – обводной клапан; 8 – гибкая вставка.

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. 5.20).

Рис. 5.20. 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.

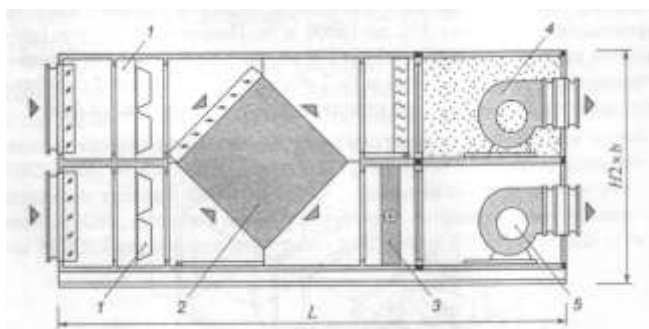


Рис. 5.21. Схема комбинированной приточно-вытяжной камеры с поверхностным теплообменником – теплоутилизатором.

1 – воздушный фильтр карманного типа; 2 – теплоутилизатор – теплообменник поверхностный; 3 – воздухоподогреватель; 4 – вытяжной вентилятор; 5 – приточный вентилятор.

Ставшие в последнее время требованиями обязательной утилизации теплоты потребовали разработки и производства комбинированных приточно-вытяжных камер, одна из конструкций которых представлена на рис. 5.21. Утилизация 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 утепленной 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.

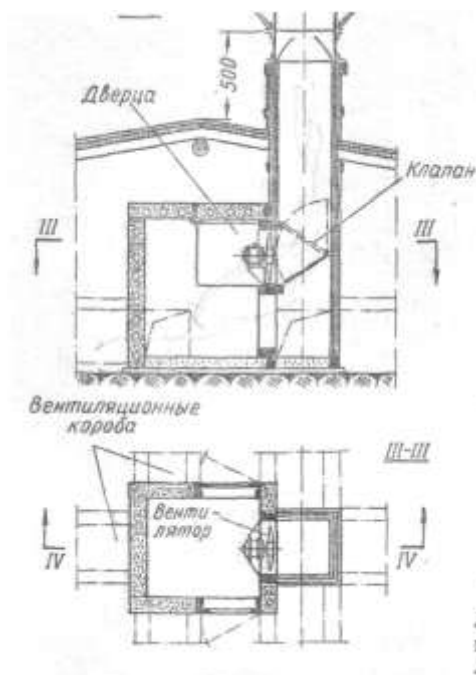
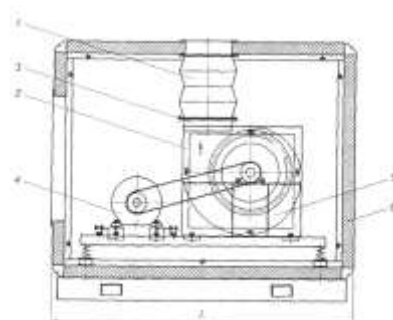


Рис. 5.22. Вытяжная камера из пустотелых гипсовых или пеноглинитных плит.

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. 5.23. 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.

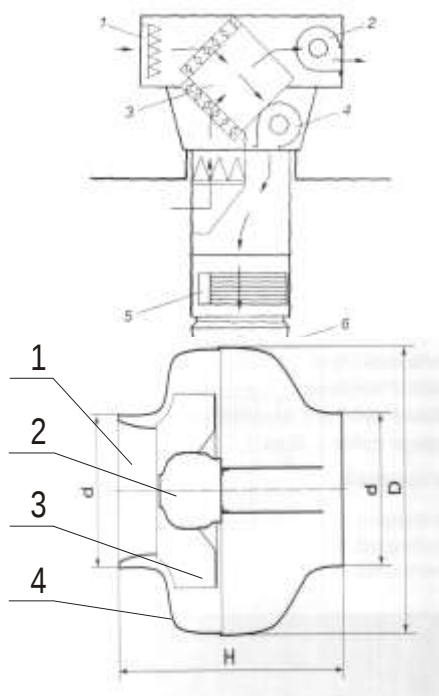


Рис. 5.24. Приточно-вытяжная установка децентрализованной вентиляции помещений большой площади «Noval, Operating Modes LHW».

1 – клапан наружного воздуха; 2 – вытяжной вентилятор; 3- теплоутилизатор; 4 – приточный вентилятор; 5 – воздухоподогреватель; 6 – сопло для подачи воздуха.

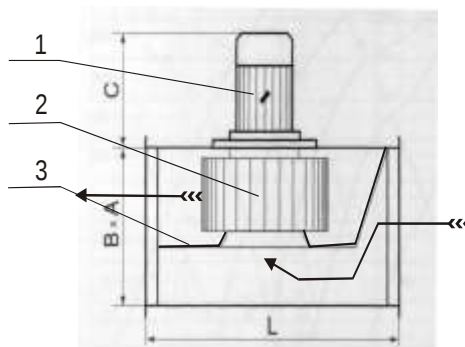


Рис. 5.25. Принципиальные схемы вентиляторов ВКК и ВК.

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 дальноточность.

В качестве вытяжных установок часто применяют каналные вентиляторы. Основное их достоинство: для размещения практически не требуется место, так как вентилятор встраивается в сеть воздуховодов или каналов. Существенный недостаток каналных 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.

5.4. Размещение приточных и вытяжных камер в гражданских и производственных 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 воздухопроводов небольшой протяжённости, экономить воздухопроводы 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.

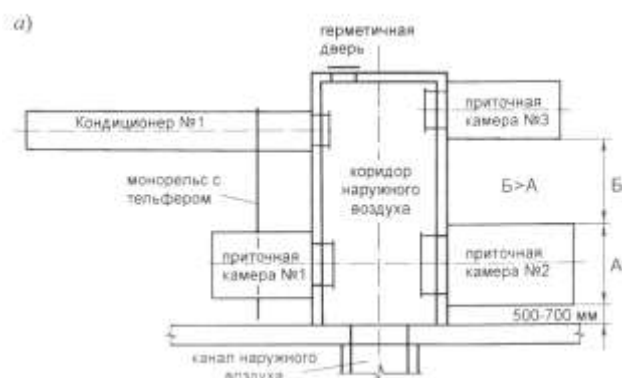


Рис. 5.26 а. Принципиальная схема присоединения приточных камер и кондиционера к коридору наружного воздуха. Ось коридора перпендикулярна фасаду.



Рис. 5.26 б. Принципиальная схема присоединения приточных камер и кондиционера к коридору наружного воздуха. Ось коридора перпендикулярна 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 устанавливают 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. 5.26 а и 5.26 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, замену 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.

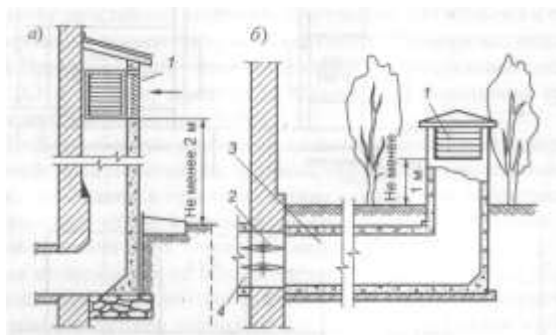


Рис. 5.27. Принципиальные схемы приставной и выносной шахт.

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 противопожарных требований, производится индивидуальным вертикальным каналом, обслуживающим каждый этаж. Трассировка должна облегчать аэродинамическую увязку каналов:

- канал, обслуживающий последний этаж в вытяжной гравитационной системы 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

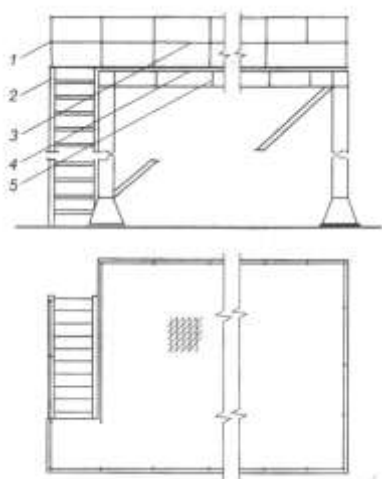
Приток на этажи и вытяжка с этажей производится вертикальными металлическими воздуховодами или неметаллическими каналами. Металлические вертикальные воздуховоды прокладывают в специальных вентиляционных шахтах. Распределение воздуха по помещениям каждого этажа производится разветвлённой сетью воздуховодов. 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

Производственные здания бывают одно- и многоэтажными. Приточные и вытяжные установки в одноэтажных зданиях размещают либо в специально выделенных помещениях – вентиляционных камерах, либо на вентиляционных площадках непосредственно в производственном помещении (рис.5.28). Последний способ размещения характерен для реконструируемых зданий, планировкой которых не предусмотрено специальных мест для размещения вентиляционного оборудования.

Рис. 5.28. 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.

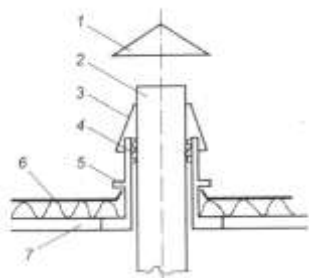


Рис. 5.29. Узел пересечения кровли одиночным выхлопным воздуховодом.

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 воздухо-

водом крыши с рулонным покрытием устанавливается металлический или железобетонный стакан. (рис. 5.29).

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

5.5. Задачи аэродинамического расчёта. Виды давлений воздушного потока.

Аэродинамический расчет воздуховодов имеет целью:

- определение размеров поперечного сечения воздуховодов и каналов, потерь давления на отдельных участках и в системе в целом (прямая задача).
- определение расходов воздуха в участках сети при заданных размерах воздуховодов и известном перепаде давления в системе (обратная задача).

В аэродинамических расчетах воздуховодов 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 м³ воздуха в рассматриваемом сечении воздуховода, оно равно давлению на стенке воздуховода, параллельной воздушному потоку

Динамическое давление – это кинетическая энергия потока, отнесенная к 1 м³ воздуха. При скорости движения воздуха в сечении v динамическое давление, Па, равно:

$$p_d = \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.1)$$

Используется для вычисления скорости воздушного потока.

$$v = \sqrt{\frac{2p_d}{\rho}} \quad (5.2)$$

Полное давление измеряется отборником полного давления и равно сумме статического и динамического давлений.

$$p_p = p_{ст} + p_d \quad (5.3)$$

Кинетическая энергия способна переходить в потенциальную и наоборот, например, в случаях, когда диаметры воздуховодов изменяются при неизменном количестве перемещаемого воздуха.

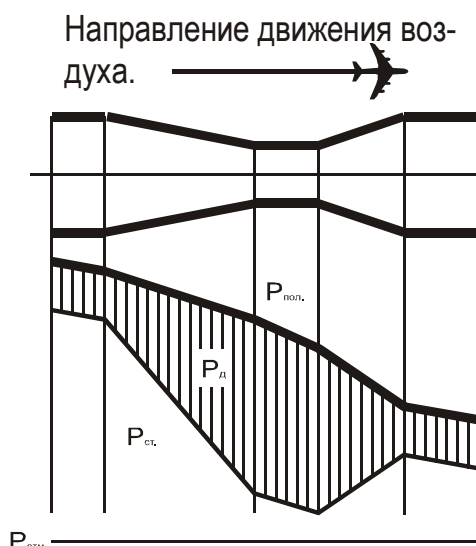


Рис. 5.30. График изменения полного, динамического и статического давления в трубе Вентури.

«Движущей силой», перемещающей воздух сети воздухопроводов и каналов с различными диаметрами или поперечными 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.

5.6. Распределение давлений в сети вентиляционных воздухопроводов, присоединённых к вентилятору.

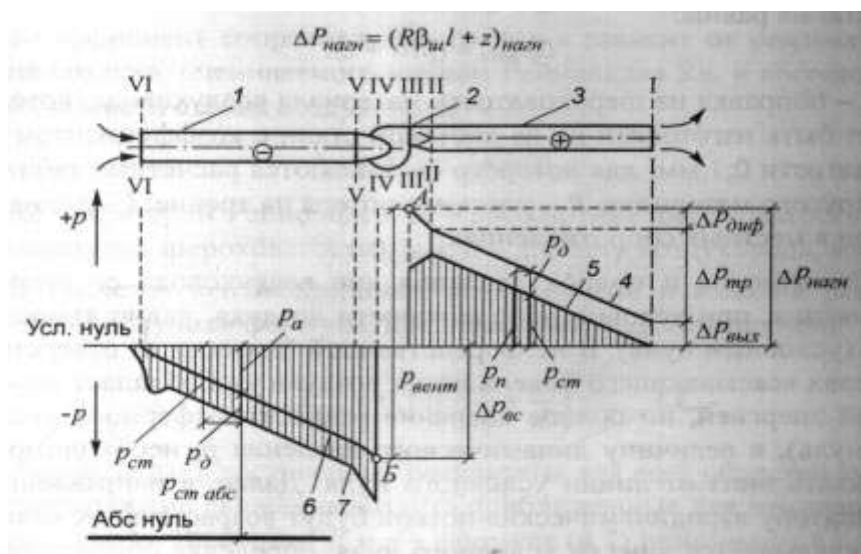


Рис. 5.31. Схема распределения давлений во всасывающем и нагнетательном воздухопроводах, присоединённых к вентилятору.

1 – всасывающий воздухопровод; 2 – вентилятор; 3 – нагнетательный воздухопровод; 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 воздухопровод:

- в сечении I - I нагнетательного воздухопровода статическое давление равно атмосферному давлению (условный нуль). Полное давление в этом сечении равно динамическому давлению, обозначенному на чертеже как $\Delta P_{\text{вых.в}}$
- 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 воздухопровода

скорость воздуха в нём не изменяется и поэтому линия статического давления - прямая. Линия полного давления также прямая, параллельная линии $p_{ст.}$, так как динамическое давление по длине воздуховода постоянно. Расстояние между этими линиями по вертикали равно динамическому давлению p_d .

- 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_d 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.

5.7. Определение потерь давления в воздуховодах и каналах.

Потери давления по длине вычисляются по формуле Дарси:

- для круглого поперечного сечения:

$$\Delta p_{mp.} = \lambda_{mp.} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.4)$$

$\lambda_{тр}$ - коэффициент сопротивления трения.

- для воздуховодов с произвольной формой поперечного сечения:

$$\Delta p_{mp.} = \lambda_{mp.} \frac{l \cdot \Pi}{f} \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.5)$$

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:

$$\lambda_{mp.} = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25} \quad (5.6)$$

k – эквивалентная шероховатость, мм.

Потери давления в местных сопротивлениях пропорциональны динамическому давлению воздуха в воздуховоде:

$$\Delta p_{м.с.} = \zeta \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.7)$$

ζ (дзета) - коэффициента местного сопротивления, определяет потери давления в местном сопротивлении в долях динамического давления

Потери давления в местных сопротивлениях участка, обозначаемые z , равны:

$$Z = \sum \zeta \frac{v^2}{2} \rho \quad (5.8)$$

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:

$$\Delta p_{уч.} = R \beta_{ш} l + z \quad (5.9)$$

где $R \beta_{ш}$ - потери давления на 1 м длины воздуховода; z - потери давления в местных сопротивлениях участка.

5.8. 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:

$$\Delta p_{тр.} = R l \quad (5.10)$$

R – удельная потеря давления на трение, Па/м; l – длина воздуховода, м.

Величина R получена путём несложного преобразования формулы (5.4):

$$\Delta p_{тр.} = \lambda_{мп.} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho = \left(\lambda_{мп.} \cdot \frac{1 \text{ метр длины}}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho \right) \cdot l = R l \quad (5.11)$$

$R = \lambda \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho$ – 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 воздуховодов круглого сечения, давлении воздуха 98 кПа (1 ат) и температуры 20° С.

Расчётные таблицы используют для расчета не только круглых воздуховодов, но и каналов и воздуховодов квадратного и прямоугольного сечений. Удельная потеря на трение для этих воздуховодов определяется по таблицам с помощью эквивалентного диаметра.

Наибольшее применение получил эквивалентный диаметр по скорости – d_v , так как он вычисляется по несложной формуле.

$$d_v = \frac{2ab}{a+b} \quad (5.12)$$

Для квадратного воздуховода или канала $d_v = a$.

а 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:

$$R_{ш} = R \beta_{ш} \quad (5.13)$$

5.9. Расчёт систем вентиляции с естественным побуждением.

Расчётной для гравитационных вытяжных систем является температура наружного воздуха $(+ 5) ^\circ\text{C}$. 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.

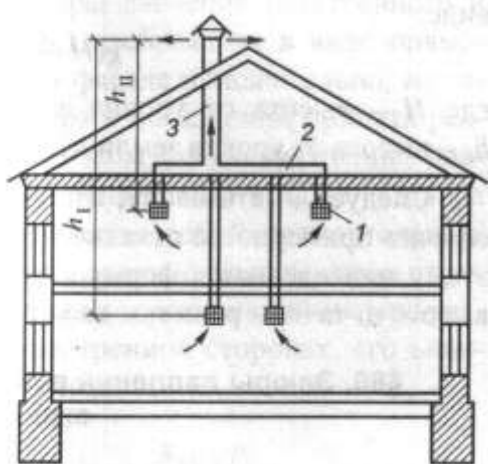


Рис. 5.32. К определению расчётного давления вытяжных гравитационных систем.

1 – жалюзийные решётки; 2 – сборный короб; 3 – вытяжная шахта.

Вычисления сведены в таблицу 5.1.

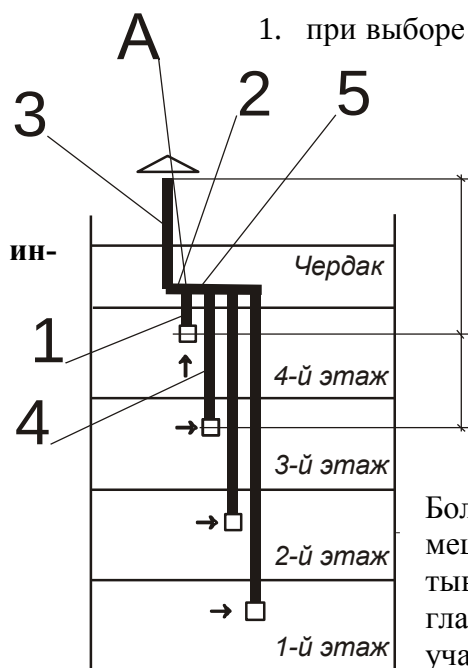
Таблица 5.1.

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. 5.33. Последовательность присоединения индивидуальных каналов к сборному коробу носительно 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. 5.33, главное расчётное направление состоит из участков 1, 2, 3, на нём следует израсходовать давление

$$\Delta p = gh_2(\rho_{+5^0C} - \rho_{\theta})$$

Участки 1 и 4 соединены параллельно с общей точкой А.. На участке 4 следует израсходовать:

$$\Delta p_4 = \Delta p_1 + g(h_1 - h_2)(\rho_{+5^0C} - \rho_{\theta}) \quad (8.37)$$

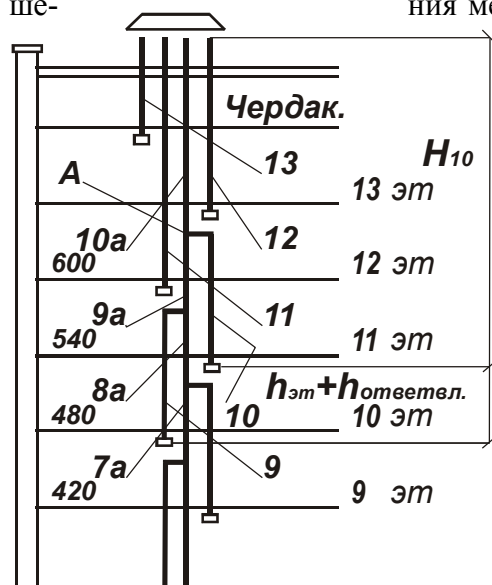
Расчётная величина гравитационного давления невелика, поэтому скорости воздуха, м/с, в вертикальных каналах, сборном коробе и вытяжной шахте обычно не превышают следующих величин, м/с:

- 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 конструируется сеть каналов. Панели выбираются таким образом, чтобы соблюдались оговоренные выше



шения между площадями поперечного сечения и сборного вертикального канала и ответвлений. Помещения последних этажей следует вентилировать индивидуальными каналами с самостоятельным выпуском воздуха в атмосферу.

Рис. 5.34. Трассировка каналов в вытяжной системе с естественным побуждением, выполненной из вентиляционных панелей.

В приведенной схеме (рис. 2) 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. 2 и 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:

$$\Delta p = gH_{10}(\rho_{+5} - \rho_6)$$

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

$$\Delta p = \Delta p_{10} + g(h_{эм} + h_{ответвл.})(\rho_{+5} - \rho_6)$$

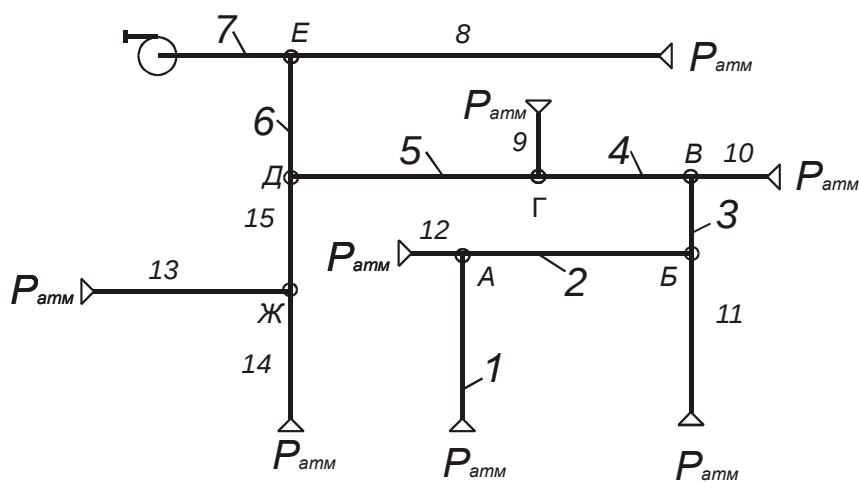
Величина $h_{эм}$ состоит из высоты этажа и толщины перекрытия. Основной принцип подбора диаметров и поперечных сечений каналов – большая часть располагаемого давления должна расходоваться в ответвлении.

8. Аналогично рассчитываются каналы прочих нижележащих этажей.

Расчёт вытяжных и приточных систем вентиляции с механическим побуждением.

Аэродинамический расчёт сетей воздуховодов и каналов приточных и вытяжных систем с механическим побуждением имеет целью:

- определение диаметров или размеров поперечного сечения воздуховодов 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 воздуховодов, представленной на рис. 4. Главное расчётное направление соединяет по сети воздуховодов с вентилятором наиболее удалённую по сети воздуховодов 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. 5.35. Плоская схема сети воздуховодов 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...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 шлакоалюбастровых 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...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 обеспечивать 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 воздуховодов или каналов равны сумме потерь давления на участках, входящих в *главное расчётное направление*. Главное расчётное направление есть кратчайший по сети воздуховодов путь от вентилятора к наиболее удалённой вытяжной решетке или воздухораспределителю. Расчётные потери давления для подбора вентилятора равны:

- у вытяжных вентиляционных систем – потери давления сети воздуховодов, включая и выхлопной воздуховод плюс сопротивление очистного устройства, если оно входит в состав вытяжной системы;
- у приточных систем – потери сети воздуховодов плюс потери давления в воздухоприёмном тракте от воздухозаборной решетки до утеплённого клапана плюс потери давления в фильтре, калорифере и воздухораспределителе.

Вопросы для самоконтроля.

1. Перечислите и приведите схемы наиболее применяемых приточно-вытяжных систем вентиляции.
2. Приведите трассировки каналов вытяжных гравитационных систем вентиляции
3. Конструкции воздухозаборов.
4. Размещение приточных камер в пределах вентиляционных центров.

Литература.

Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.

6. Воздухонагреватели и прочее оборудование приточных камер.

6.0.1 Общие положения.

Воздухонагреватели (калориферы) – теплообменники, применяемые для нагрева 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.

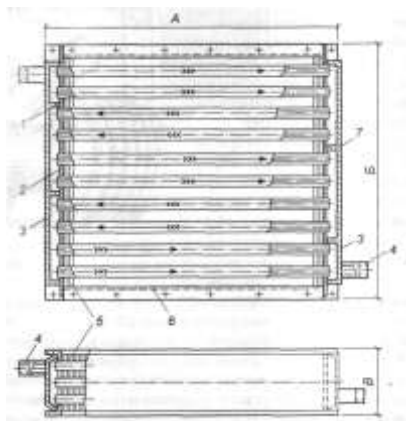


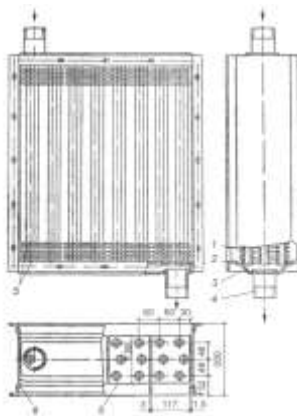
Рис. 6.1. Конструкция и схема движения теплоносителя в многоходовом калорифере.

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. 6.2. Одноходовые
тепловыделатели «вода» и «пар».

1 – трубка греющего элемента;
фланцем; 3 – распределитель-
резьбой для присоединения к
муфты.



калориферы для теплоноси-

2 – обечайка калорифера с
ный коллектор; 4 – штуцер с
трубопроводу с помощью

Одноходовые калорифе-
вертикально, так и горизонталь-
тельно. Теплоноситель «вода»
удаляется через верхний, как
довых калориферах, обеспечи-
ление воздуха. При теплоносителе «пар» калорифер устанавливают вертикально, пар по-
дают в верхний штуцер, конденсат удаляют через нижний. Направление движения пара и
конденсата в этом случае будут совпадать, что существенно снижает возможность воз-
никновения гидравлических ударов.

ры можно устанавливать как
но. Многоходовые – горизон-
подаётся в нижний штуцер и
одноходовых, так и многохо-
вая удовлетворительное уда-

6.0.2. 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.

6.0.3. 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 v_p , 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÷5 кг/м²сек.

Применительно к калориферам с теплоносителем «вода» результаты экспериментов обрабатываются в виде степенных зависимостей вида:

$$K = A (v_p)^m (w)^n \quad (6.3)$$

Для многоходовых калориферов может быть использована зависимость (Х.3) или:

$$K = A (v_p)^m (w)^n l^r \quad (6.4)$$

K – коэффициент теплопередачи, Вт/м² °С или кДж/ час м² °С;

A, m, n, r – коэффициент и показатели степени, зависящие от конструкции калорифера.

v_p – 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 (17.4) имеет вид:

$$K = A (v_p)^m \quad (6.5)$$

Аэродинамические потери в калориферах обычно представляют в виде соотношения:

$$\Delta p_{v_p} = B (v_p)^q \quad (6.6)$$

Δp_{v_p} – 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:

$$\Delta p_w = C (w)^s \quad (6.7)$$

или, для многоходовых

$$\Delta p_w = C (w)^s l^r \quad (6.8)$$

Δp_w - потери давления теплоносителя, движущегося по трубкам калорифера, м/сек.

C, s, r - коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции калорифера.

l – приведенная длина трубки одного хода, либо длина трубки нагревательного элемента, между распределительными коробками, м.

6.0.4. 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.

6.0.5. Установка воздухонагревателей.

Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной и последовательной и смешанной (**рис.14.4**).

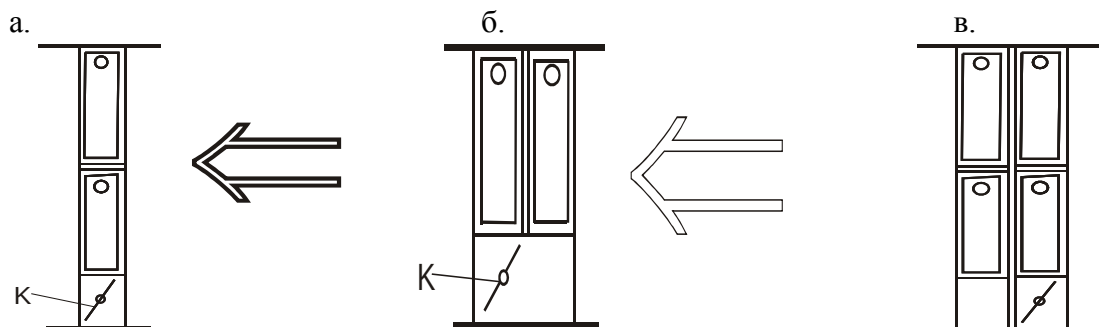


Рис. 6.3. Способы установки калориферов относительно потока подогреваемого воздуха.

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 проходу воздуха и обеспечить его

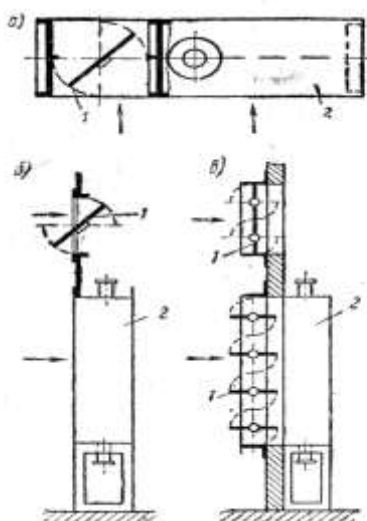


Рис. 6.4. Схемы установки обводных клапанов для регулирования теплоотдачи калориферов.

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.

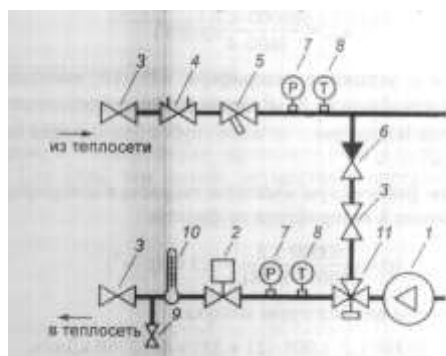


Рис. 6.5. Схема присоединения калориферной группы приточной камеры к тепловой сети с установкой циркуляционного насоса.

1 – циркуляционный насос; 2 – двухходовой клапан с пропорциональным регулированием; 3 – отсечные 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 темпе-

ратуры обратной воды; 11 – трёхходовой клапан с пропорциональным или дискретным регулированием.

Калориферы каждой приточной камеры присоединяются к тепловой сети через циркуляционный насос (рис. 6.5). 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. 6.5, варианты а и б), последовательной (рис. 6.5 в, ж), смешанной (рис. 6.5 г, д, е, з).

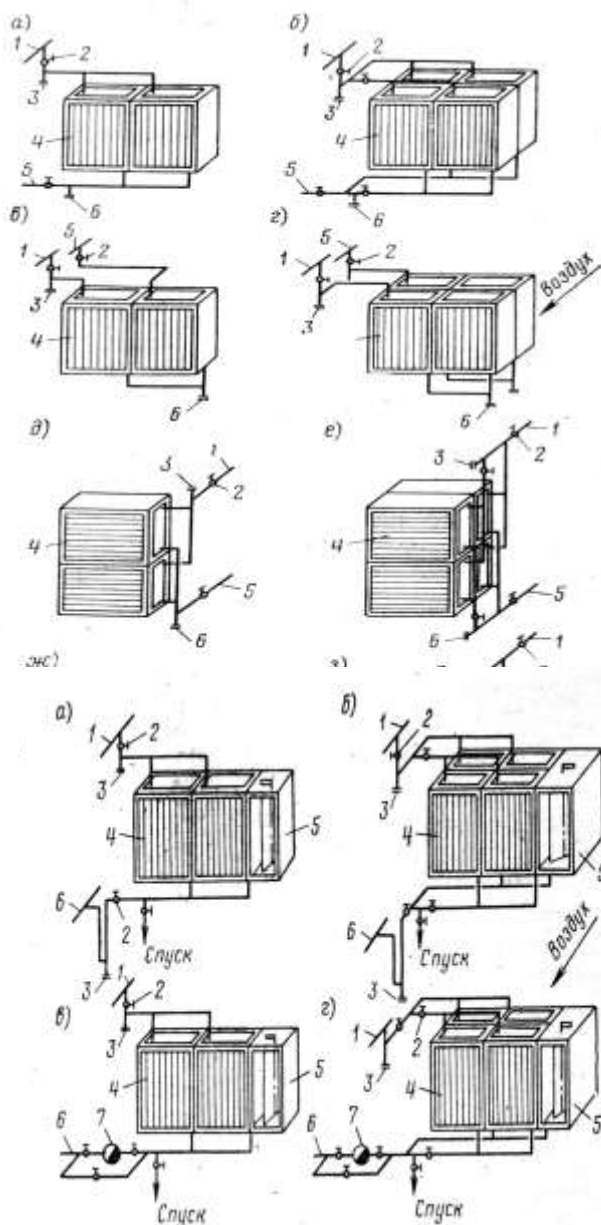


Рис. 6.5. Варианты схем присоединения одноходовых и многоходовых калориферов к трубопроводам теплосети с теплоносителем «вода».

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. 6.6).

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. 6.6. Варианты присоединения калориферов, работающих на паре, к паропроводам низкого и высокого давления.

6.0.6. Подбор воздушонагревателей.

Исходными данными для подбора калориферов являются:

- расход нагреваемого воздуха в $\text{м}^3/\text{час}$ или $\text{кг}/\text{час}$;
- 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 воздушонагревателя с теплоносителем «вода».

1 Необходимая площадь фронтального сечения калориферной группы:

$$f_{фр.} = \frac{L \rho_v}{3600 (v \rho)} \quad (6.9)$$

L – объёмный часовой расход воздуха, м³/час;

ρ_v – плотность воздуха, кг/м³;

$v \rho$ – массовая скорость движения воздуха в фронтальном сечении, кг/(сек.м²);

По величине $f_{фр}$ подбираются тип и типоразмер калорифера с площадью фронта, ближайшей к вычисленному значению. При больших расходах воздуха приходится устанавливать параллельно несколько калориферов в количестве $n_{фр.}$. В результате становится известной фактическая площадь фронтального сечения $f_{фр.}^{факт.}$. 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 $f_{фр}$, м²

$$\cdot (v \rho)_{факт.} = \frac{L \rho_v}{3600 f_{фр.}^{факт.}} \quad (6.10)$$

3. Расход тепла для нагревания воздуха

$$Q' = G c (t_k - t_n) \quad (6.11)$$

или

$$Q = 0,278 Q' \quad (6.12)$$

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_k), кг/м³; c — удельная теплоёмкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг °С) t_k - температура воздуха после калорифера, °С; t_n - температура воздуха до калорифера, °С.

4. Расход теплоносителя через калорифер, кг/час:

$$G_w = \frac{Q'}{c_w (t_2 - t_0)} \quad (6.13)$$

c_w — удельная теплоёмкость воды, кДж/кг °С;

t_2 и t_0 параметры теплоносителя, °С.

5. Скорость движения воды по трубкам калорифера, м/сек:

$$w = \frac{G_w}{3600 \rho_w f_{мп.}} \quad (6.14)$$

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.

$f_{мп.}$ — площадь живого сечения трубок одного хода калорифера, м².

Комментарий. Следует иметь ввиду, что формула (6.14) 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 $2 f_{mp}$ 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, m^2 , определяется по формуле:

$$A_{mp.} = \frac{(1,1-1,2) Q}{K (t_{cp.m.} - t_{cp.в.})} \quad (6.15)$$

где Q - расход тепла для нагревания воздуха. Вт; K - коэффициент теплопередачи калорифера. Вт/($m^2 \cdot K$); $t_{cp.m.}$ - средняя температура теплоносителя, $^{\circ}C$; $t_{cp.в.}$ - средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер. $^{\circ}C$, равная $(t_n + t_k)/2$.

Если теплоносителем служит пар. то средняя температура теплоносителя $t_{cp.m}$ равна температуре насыщения при соответствующем давлении пара.

Коэффициент запаса 1,1 - 1,2 учитывает потери тепла вследствие охлаждения воздуха в воздуховодах.

7. Количество калориферов в калориферной группе определяется из соотношения:

$$N_{mp} = A_{mp} / A_k \quad (6.16)$$

A_k – поверхность нагрева одного калорифера, m^2

Комментарий. Величина N_{mp} 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.

8. Вычисляется фактическая тепловая производительность калориферной группы:

$$Q_{факт} = K (t_{cp.m.} - t_{cp.в.}) N_{факт} A_k \quad (6.17)$$

$$Q_{факт} = K (t_{cp.m.} - t_{cp.в.}) N_{факт} A_k \quad (6.18)$$

K' и K – коэффициенты теплопередачи калориферов, соответственно, $kJ/(m^2 \cdot час \cdot ^{\circ}C)$ и $Вт/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$.

9. Необходимо иметь запас фактической тепловой производительности в размере (10 – 15)%, который вычисляется как

$$\frac{Q - Q_{факт.}}{Q_{факт.}} \times 100 \quad (6.19)$$

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 по-

верхностей 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.

10. Вычисляется величина аэродинамических потерь в калориферной группе как:

$$\Delta p_{vp, zp} = B (vp)^q n \quad (6.20)$$

n – количество рядов калориферов по ходу движения воздуха.

11. Вычисляется гидравлическое сопротивление группы последовательно соединённых по теплоносителю калориферов:

$$\Delta p_{w, m} = C (w)^s m \quad (6.21)$$

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 $\Sigma(Rl + z)_{\text{обвязки}}$

$$\Delta p_{\text{группы}} = \Delta p_{w, m} + \Sigma(Rl + z)_{\text{обвязки}} \quad (6.22)$$

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:

$$G = Q/r \quad (6.23)$$

где r – теплота конденсации водяного пара на кривой насыщения, кДж/кг.

2) скорость движения пара в трубках не рассчитывается

Вопросы для самоподготовки.

1. В каких случаях целесообразно использование оребренных поверхностей?
2. Конструкции калориферов, применяемых при теплоносителе «вода»?
3. Конструкции калориферов, применяемых при теплоносителе «пар»?
4. Порядок установки калориферов относительно направления движения воздуха.

5. Последовательность расчёта по подбору калориферов.

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.

6.1. 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 6.1

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_n к концентрации частиц до фильтра N_d

$$P = \frac{N_n}{N_d} \times 100 \quad (6.24)$$

Б) Эффективностью $E\%$ - равной процентному отношению разности концентраций частиц до N_d и после фильтра N_n к концентрации частиц до фильтра N_d :

$$E = \frac{N_d - N_n}{N_d} \times 100 \quad (6.25)$$

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 6.2

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 XI.3.

Таблица 6.3

Группа фильтра	Класс фильтра	Интегральное значение		Локальное значение	
		Эффективности, %	Коэффициента проскока, %	Эффективности, %	Коэффициента проскока, %
Фильтры высокой эффективности	H10	85	15	-	-
	H11	95	5	-	-
	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 сверхвысокой эффективности	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:

$$E=1-P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_n \quad (6.26)$$

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*.

6.2. 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):

$$f = \frac{1}{T} \quad (6.27)$$

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/м^2 .

Уровень интенсивности звука

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad (6.28)$$

где L_I — уровень интенсивности звука, дБ; I — интенсивность- данного звука, Вт/м^2 ; I_0 — интенсивность звука той же частоты, с которым сравнивают данный звук, Вт/м^2 .

За I_0 принимают наименьшую интенсивность звука, которую воспринимает ухо человека на пороге слышимости (в среднем это значение составляет $I_0 = 10^{-12} \text{ Вт/м}^2$).

В этом случае децибел (дБ) представляет собой такой уровень интенсивности звука, при котором

$$10 \lg \frac{I}{10^{-12}} = 1$$

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:

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 = 20 \lg \frac{p}{p_0} \quad (6.29)$$

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 $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$).

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/м^2 . 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 децибеллов в формулах (6.28) и (6.29) 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.

6.2.1 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 октавных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц.

Таблица 6.4.

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 гости-ниц	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.

6.2.2. 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:
 - а) до 5—6 м/с в магистральных воздуховодах и до 2—4 м/с в ответвлениях для общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий;
 - б) 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.

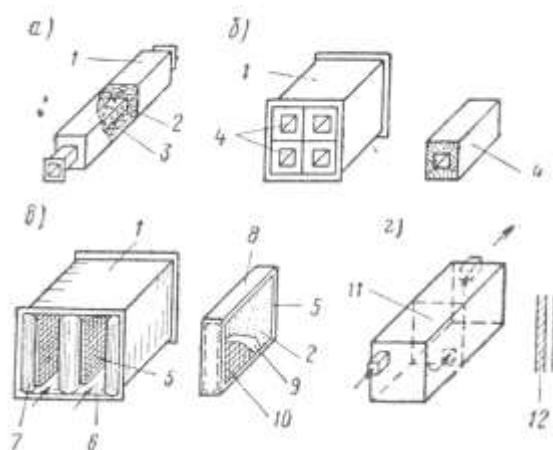
Ослабление шума в канале может быть приближенно определено по формуле:

$$\Delta L = 1,09 a l \frac{\Pi}{F} \quad (6.30)$$

где ΔL —потери уровня звуковой мощности в канале, дБ; a —коэффициент звукопоглоще-

Из формулы (6.30) 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.

Шумоглушители можно разделить на две категории: пассивные и активные. В пассивных, для снижения шума, используются звукопоглощающие свойства материалов или способность звуковых волн к уничтоже-



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.

Наиболее простыми по конструкции являются камерные шумоглушители, (рис 6.8г) 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.

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).

68

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 500x500x500 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. 6.9. Принципиальная схема шумоглушителя активного типа.

Конструкция, представленная на рис. 6.9 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 мик-

рофон на выходе контролирует уровень звукового давления на выходе из шумоглушителя и вносит необходимые коррективы в работу электронного генератора подавления шума.

6.2.4. 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 6.4), так как человек сформировался в определённой звуковой среде.
- Акустическому расчету вентиляционной системы должен предшествовать аэродинамический расчет, в процессе которого определяются размеры всех воздухопроводов и каналов.
- Источником шума является вентилятор, поэтому расчётным для подбора шумоглушителя является помещение, ближайшее по сети воздухопроводов 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 воздухопроводов, - $\Delta L_{\text{дл}}$, 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 воздухопровода от отверстия или решётки в конце воздухопровода, $\Delta L_{\text{отр}}$, 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:

$$\Delta L_{\text{шг}} = L_{p, \text{окт}} - (\Delta L_{\text{дл}} + \Delta L_{\text{пов}} + \Delta L_{\text{тр}} + \Delta L_{\text{отр}}) - \Delta L_{\text{пом}} \quad (6.31)$$

Если $\Delta L_{\text{шг}} \leq 0$, шумоглушитель устанавливать не требуется.

Расчётные формулы или табличные данные для определения этих потерь содержатся в справочной литературе.

6.2.5. 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, м^2 , определяется по формуле:

$$\Sigma A_{\text{кан}} = \frac{L}{3600 \cdot v_{\text{доп}}} \quad (6.32)$$

где $\Sigma A_{\text{кан}}$ – суммарная площадь поперечного сечения каналов для прохода воздуха в шумоглушителе, м^2 ; L – расход воздуха через глушитель, $\text{м}^3/\text{ч}$. $v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость движения воздуха в глушителе, м/с .

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 XII.2.

Таблица 6.5.

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:

$$l = \frac{\Delta L_{\text{шг}}}{\Delta L} \quad (6.33)$$

где l – длина глушителя, м; $\Delta L_{\text{шг}}$ – 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:

$$\Delta p_{\text{гг}} = \left(\zeta + \frac{\lambda}{l} d_v \right) \frac{v^2}{2} \rho \quad (6.34)$$

где $\Delta p_{\text{гг}}$ – 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/м^3 ; v – скорость движения воздуха в каналах глушителя, м/с .

6.2.6. 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.

7. 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 со-общающиеся 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.

7.1. Определения и термины:

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.

7.2. Закономерности фильтрации воздуха через строительные материалы.

Экспериментальные данные позволяют сделать заключение, что в большинстве стеновых строительных материалов имеет место ламинарная фильтрация, подчиняющаяся закону Дарси:

$$\Delta p = s_d j \quad (7.1)$$

Δp – разность давлений с 2-х сторон ограждения, Па;

s_d – 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:

$$\Delta p = s j^2, \text{ Па} \quad (7.2)$$

$$s = \frac{\Delta p}{j^2}, \frac{\text{Па} \cdot \text{ч}^2}{\text{кг}^2} \quad (7.3)$$

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:

$$\Delta p = s j^{2/3} \quad (7.4)$$

В случае перемещения воздуха через окна и наружные двери:

$$\Delta p = s G^2 \quad (7.5)$$

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:

$$G = 3600 \cdot \mu_{\text{проёма}} \cdot A_{\text{проёма}} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_n} \quad (7.6)$$

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:

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\zeta}} \quad \text{или} \quad \zeta = \frac{1}{\mu^2} \quad (7.7)$$

7.3. 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:

$$s = \frac{\left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right)}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^2 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (7.8)$$

В отверстиях с острыми кромками, к которому относятся и аэрационные проёмы, потери по длине отсутствуют, поэтому:

$$s = \frac{1}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^4 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (7.9)$$

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:

$$s = \frac{1}{25,92 \cdot 10^6 \cdot \rho \cdot \mu^4 \cdot l_{\text{щели}}^2 \cdot \delta_{\text{щели}}} \quad (7.10)$$

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 (7.10).

В формуле (7.10):

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 отсутствуют. 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:

$$\Delta p_{\text{расч}} = 0,55 H(y_{\text{ext}} - y_{\text{int}}) + 0,03 y_{\text{ext}} v^2, \quad (7.11)$$

где H – высота здания (от уровня пола первого этажа до верха вытяжной шахты), м;

$y_{\text{ext}}, y_{\text{int}}$ – удельный вес соответственно наружного и внутреннего воздуха, Н/м³, определяемый по формуле

$$y = 3463/(273 + t), \quad (7.12)$$

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:

$$s_{\text{проёма}} = \frac{\Delta p_{\text{расч}}}{G_n^2 \cdot A_{\text{проёма}}^2} \quad (7.12)$$

Размерность:

$$\frac{\text{Па} \cdot \text{час}^2}{\text{кг}^2}$$

Коэффициент сопротивления индивидуального вентиляционного канала определяется как:

$$s_{\text{ест.вент.}} = \frac{g \cdot h \cdot (\rho_{+5} - \rho_g)}{G^2} \quad (7.13)$$

h – разность отметок середины окна и устья вытяжной шахты, м;

G – массовый расход удаляемого из помещения воздуха, кг/час.

7.4. 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:

$$G = G_1 = G_2 = G_3 = \dots = G_n \quad \text{кг/ч}$$
$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \dots + \Delta p_n \quad \text{Па}$$

Коэффициент сопротивления последовательно соединённых отверстий равен сумме коэффициентов сопротивления этих отверстий:

$$s = s_1 + s_2 + s_3 + \dots + s_n \quad \frac{\text{Па} \cdot \text{ч}^2}{\text{кг}^2} \quad (7.14)$$

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 проводимостям составляющих её элементов:

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n \quad \text{кг/ч}$$
$$\Delta p = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3 = \dots = \Delta p_n \quad \text{Па}$$

Коэффициент сопротивления параллельно соединённых отверстий равен сумме проводимостей этих отверстий:

$$\rho = \rho_1 + \rho_2 + \rho_3 + \dots + \rho_n \quad \left(\frac{\text{кг}^2}{\text{Па} \cdot \text{ч}^2} \right)^{0,5} \quad (7.15)$$

Общая характеристика сопротивления параллельно соединённых отверстий равна:

$$s_{\text{эк}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{s_1}} + \frac{1}{\sqrt{s_2}} + \dots + \frac{1}{\sqrt{s_n}} \right)} \quad (7.16)$$

Если известны разность давлений и характеристика сопротивления, расход через проём можно определить как:

расход в приточном отверстии, $p_n > p_x$ $G = + \sqrt{\frac{|p_n - p_x|}{s}} \quad (7.17)$

расход в вытяжном отверстии, $p_n < p_x$ $G = - \sqrt{\frac{|p_n - p_x|}{s_1}} \quad (7.18)$

Способы вычисления коэффициентов сопротивления рассматривались ранее. Далее рассматриваются способы выбора расчётного давления p_n при составлении характеристик сопротивления.

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

Между 3-мя контрольными плоскостями (рис. 7.1) 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 7.1).

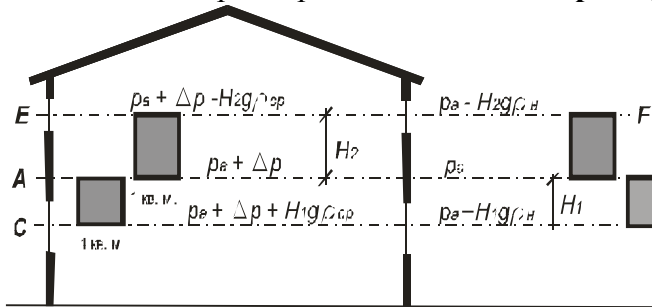


Рис. 7.1. К вопросу определения гравитационного давления для случая проветривания помещения под действием разности плотностей воздуха внутри и снаружи.

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 АВ 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 $g \cdot H (\rho_n - \rho_v)$.

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

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

$$g \cdot H_{\text{здания}} (\rho_n - \rho_v) \quad (7.19)$$

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

7.6. 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. 12.3).

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).

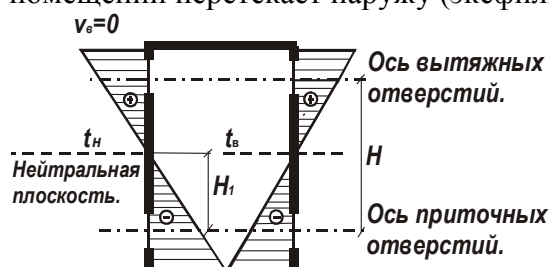


Рис. 7.2. Эпюра разности гравитационных давлений по обе стороны ограждения, возникающей под действием разности плотностей воздуха внутри и снаружи помещения.

Эпюра давлений, представленная на рис. 7.2 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.

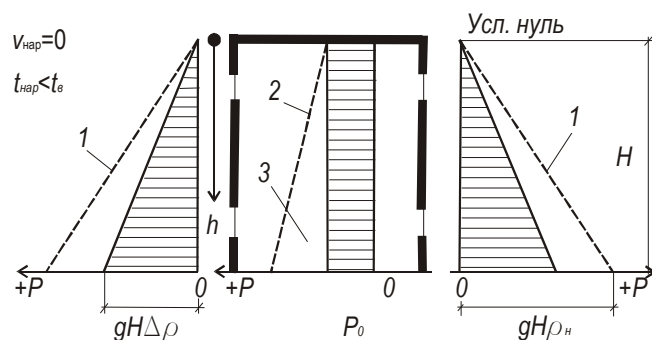


Рис. 7.3. Эпюра давления при действии на здание гравитационных сил, построенная от условного нуля. За условный нуль принята отметка потолка последнего этажа.

1 – аэростатическое давление снаружи; 2 – то же внутри помещения; 3- треугольная часть эпюры давления внутри помещения, характеризующая аэростатическое давление.

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 трапецевидной формы и аэростатическую составляющую $P_v = +g \cdot H \cdot \Delta\rho$. 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, расходуется 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;
- результирующим 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.

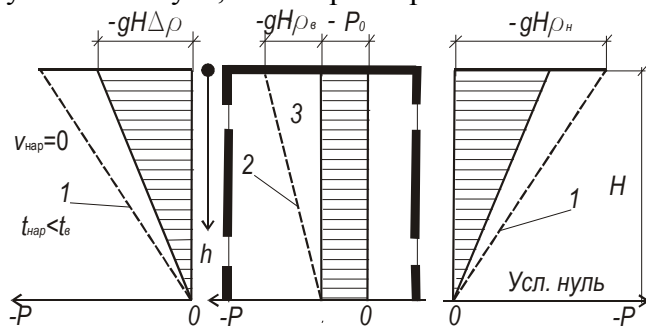


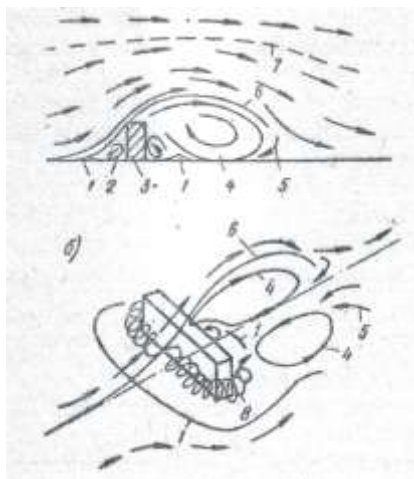
Рис. 7.4. Эпюра давления при действии на здание гравитационных сил, построенная от условного нуля. За условный нуль принята отметка потолка последнего этажа.

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.

7.7. 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. 7.5. 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. 7.5) поток ветра затормаживаются, кинетическая энергия этой части потока переходит в потенциальную и статическое давление в этой части объема превышает атмосферное;
- на заветренной стороне здания статическое давление в циркуляционной зоне меньше, чем в невозмущенном 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 $K_{аэр}$.

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

$$p_{ст.} = p_{ветра} = K_{аэр} \cdot \frac{v^2}{2} \rho \quad (7.20)$$

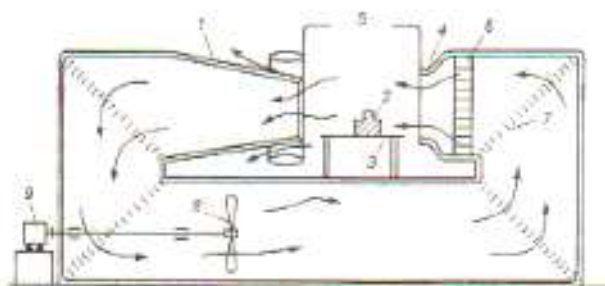
На наветренной стороне здания $K_{аэр} > 0$, на заветренной $K_{аэр} < 0$.

Максимальная величина ветрового давления, воздействующего здание в целом.

$$\Delta p_{ветра} = (K_{аэр}^{нав} - K_{аэр}^{зав}) \frac{v_{ветра}^2}{2} \rho_n \quad (7.21)$$

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. 7.6).



По результатам экспериментов строятся эпюры аэродинамических коэффициентов (рис. 7.7).

Рис. 7.6. 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.

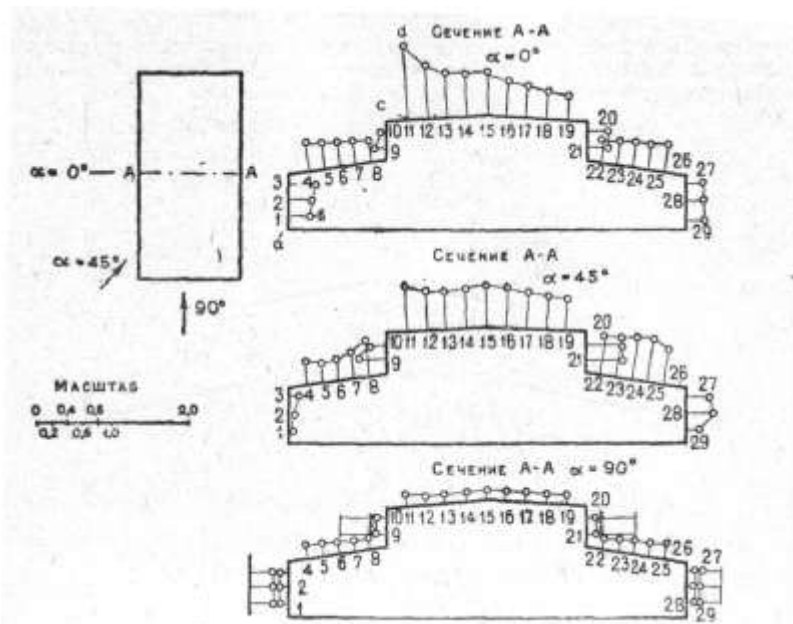


Рис. 7.7. Эпюры аэродинамических коэффициентов производственного здания при обдувании воздушным потоком различных направлений.

Примечание: положительные значения аэродинамических коэффициентов здания откладываются внутрь контура, отрицательные – наружу.

Как следует из рис. (7.7), 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 – (-0,4)
- торцевые относительно направления ветра – 0.

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:

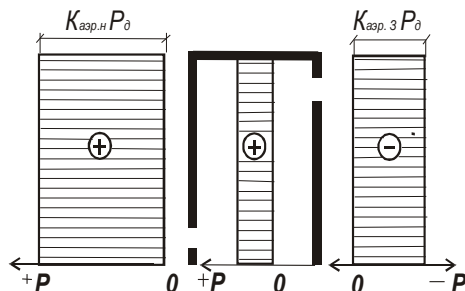


Рис. 7.8. Эпюра давлений, действующих на наружные ограждения снаружи и внутри, вызываемых действием ветра при равенстве температур воздуха в помещении и снаружи.

Если температуры (и плотности воздуха) в помещении и снаружи неодинаковы, возникают гравитационные силы. График давлений внутри и снаружи помещения представлен на рисунке 7.9.

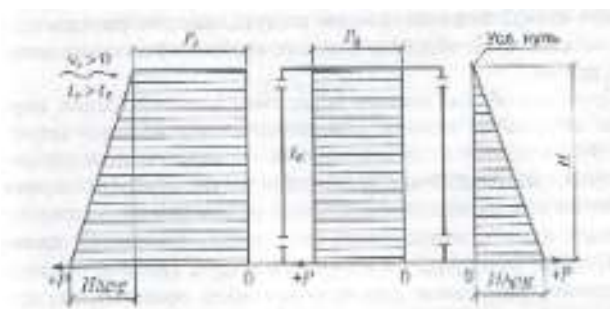


Рис. 7.9. Эпюры давления при действии на здание ветра и гравитационных сил, построенные от условного нуля.

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

Вопросы для самоподготовки.

1. Понятие избыточного внутреннего давления.
2. Понятие нейтральной плоскости.
3. При каких условиях формируется и существует нейтральная плоскость здания.
4. Как рассчитываются потери давления при фильтрации воздуха через ограждающие конструкции и проёмы в ограждающих конструкциях.
5. Изменение гравитационного давления в направлении вверх и вниз относительно контрольной горизонтальной плоскости.

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.

8. Организованный воздухообмен в зданиях. Аэрация.

8.1. Общие положения.

Аэрацией называют организованный естественный воздухообмен в помещении, происходящий под действием естественных побудителей движения воздуха - гравитационных сил и ветра.

Преимуществом аэрации по сравнению с механической вентиляцией является возможность перемещения больших объемов воздуха без применения воздуховодов, вентиляторов, затрат электроэнергии. Тем не менее, аэрация может обеспечивать весьма интенсивное проветривание помещений.

Аэрация не рекомендуется устраивать:

- в помещениях, параметры воздуха внутри которых поддерживаются установками кондиционирования воздуха;
- в цехах промышленных зданий, в воздух которых поступают вредные пары, газы и иные вредные выделения, которые не могут быть удалены в атмосферу без их обезвреживания или очистки от них удаляемого воздуха;
- в цехах металлопокрытий, оборудованных бортовыми отсосами, так как повышенная подвижность воздуха может привести к нарушению их работы;
- в отделениях и цехах окраски, так как поступление запылённого наружного воздуха может привести к осаждению на окрашенных поверхностях пыли и ухудшению качества окрасочного слоя и товарного вида изделия.

Конструктивное оформление аэрационных проёмов, фонарей, аэрационных шахт и дефлекторов. Приток наружного и удаление загрязнённого внутреннего воздуха производится через специально устраиваемые аэрационные проёмы:

- нижние и верхние фрамуги окон;
- специальные аэрационные проёмы в стенах зданий;
- проёмы аэрационно-световых и аэрационных фонарей;
- аэрационные шахты.

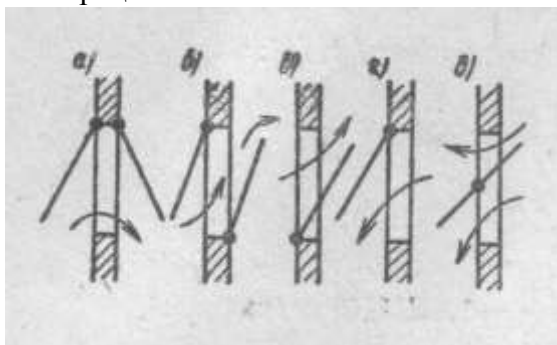


Рис. 8.1. Схемы створок у окон и аэрационно – световых фонарей помещений проветриваемых с помощью аэрации.

а – створки в окне с двойным остеклением для притока в нижнюю зону помещения (летом); **б** – то же в верхнюю зону помещения (зимой); **в** – створка в окне с одинарным остеклением для притока; **г** – то же для вы-

тяжки; д – среднеподвесная створка в окне с одинарным остеклением для вытяжки.

Они могут быть одинарными и двойными.. Следует иметь ввиду, что одна и та же створка при одном и том же угле открытия имеет разные коэффициенты местного сопротивления и расхода в зависимости от направления движения воздуха через проём (приток или вытяжка).

В производственных зданиях открытие и закрытие створок осуществляется с помощью специальных механизмов.

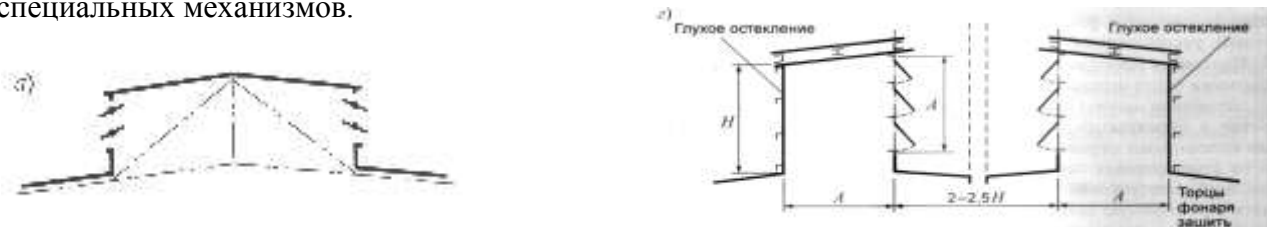


Рис. 8.2. Обыкновенный аэрационно – световой фонарь и незадуваемый фонарь конструкции проф. Батурина В.В.

Пропускная способность проёма характеризуется коэффициентом расхода μ , а потери давления при проходе воздушного потока коэффициентом местного сопротивления ζ . Соотношения между этими коэффициентами определяется соотношениями (8.1):

$$\mu = (1/\zeta)^{0,5} \text{ или } \zeta = 1/\mu^2 \quad (8.1)$$

Приближённо коэффициент расхода может быть вычислен по формуле:

$$\mu = 0,62 \sin \alpha \quad (8.2)$$

α - угол открытия створки.

При задувании ветра в верхние вытяжные фрамуги окон или фонарей цеха потоки наружного воздуха могут опускаться вниз, происходит так называемое «опрокидывание аэрации». Это явление особенно нежелательно для производственных помещений с загазованной верхней зоной, так как поднимающиеся из рабочей зоны вредные вещества вновь поступают в нее. «Опрокидывание» предотвращают *незадуваемыми* аэрационными фонарями.

Аэрационно – световой фонарь является довольно дорогостоящей конструкцией, увеличивающей стоимость производственного здания на ~ 10%. Поэтому в производственных зданиях с незначительными теплоизбытками часто ограничиваются устройством аэрационных шахт.

Аэрационная шахта промышленного здания представляет собой отверстие в перекрытии, обнесённое по периметру парапетом или иным сплошным ограждением и укрытое сверху зонтом для защиты от атмосферных осадков. В проёме устраивается утеплённый клапан или иное устройство, позволяющее при необходимости отключать аэрационную шахту, например, в холодный период года.

Дефлекторы преобразуют энергию потока набегающего ветра в разрежение у устья шахты, что усиливает вытяжку из помещения.

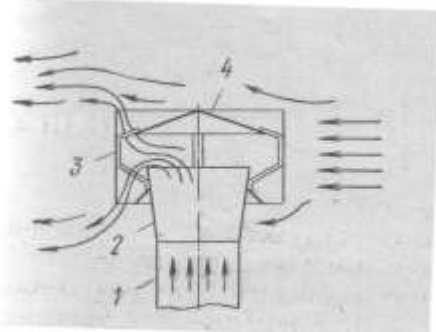


Рис. 8.3. Схема дефлектора ЦАГИ.

1 – вытяжная шахта; 2 – корпус дефлектора (диффузор); 3 – ветроотбойное кольцо; 4 – зонт.

Разрежение, создаваемое дефлектором, зависит от скорости ветра и определяется с помощью графика. Номер

дефлектора определяют по размеру шахты, измеренному в дециметрах, на которой его устанавливают.

Зона действия аэрации, организация воздухообмена. Промышленные здания могут иметь значительные размеры, их длина и ширина часто измеряется сотнями метров. В случае подачи аэрационного притока через фрамуги окон или специальные аэрационные проёмы в наружных стенах здания зона действия аэрации ограничивается полосой пола, прилегающей к наружным стенам, в которых устроены аэрационные проёмы, шириной 30 метров.

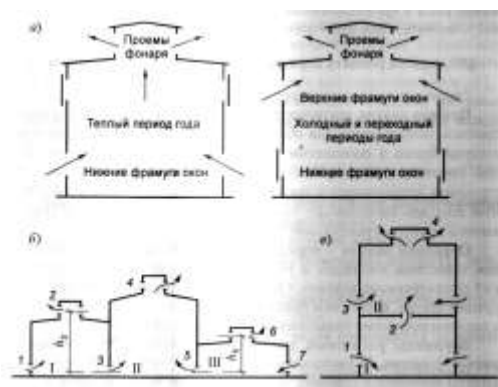


Рис. 8.4. Схемы организации воздухообмена в однопролётном, трёхпролётном и 2-х этажном производственном здании с аэрационным проёмом в междуэтажном перекрытии.

а – организация воздухообмена в однопролётном здании в холодный и тёплый периоды года; **б** – схема возможной организации аэрации в 3-х пролётном разновысоком здании в тёплый период года; **в** – то же в 2-х этажном здании с аэрационным проёмом в междуэтажном перекрытии.

Прочая внутренняя часть объёма здания должна иметь круглогодичную механическую общеобменную или смешанную вентиляцию. Максимальная ширина однопролётного здания, которое может быть полностью проветрено с помощью аэрации – 60 м.

В тёплый период года приток подаётся непосредственно в рабочую зону через нижние фрамуги окон. Вытяжка может осуществляться через верхние фрамуги окон или аэрационно – световые и аэрационные фонари, аэрационные шахты.

В холодный период года приточный воздух подаётся через верхние фрамуги окон, которые в промышленном здании должны размещаться на высоте не ниже 5 м, вытяжка осуществляется через фонарь. Столь значительная высота подачи наружного воздуха имеет целью обеспечить приемлемую температуру притока в рабочей зоне за счёт «размывания» струи приточного наружного более нагретым воздухом верхней зоны помещения.

Аэрация активно используется в тёплый период года, но она может быть и круглогодичной, если в холодный период года имеют место значительные избытки теплоты.

8.2. Задачи расчёта аэрации, выбор расчётного давления.

Различают две задачи аэрации: прямую и обратную.

Прямая задача заключается в определении площади открытых проёмов, необходимой для обеспечения расчётного общеобменного воздухообмена в помещении. Прямую задачу приходится решать при проектировании новых объектов.

Обратная задача - определение фактического воздухообмена при известных площадях и размещении аэрационных отверстий в уже существующих зданиях. Обратную задачу решают при реконструкции здания.

Варианты расчётных давлений, на которые производится расчёт аэрации. Расчётное аэрационное давление предполагает три варианта выбора:

- гравитационное давление, вычисляемое по формуле 7.19;
- давление ветра, вычисляемое по формуле 7.21;
- совместное действие гравитационного и ветрового давлений.

Аэрацию рассчитывают на действие только гравитационных сил, если

$$p_v \leq 0,5 H \Delta p_g \quad (8.3)$$

здесь p_v – максимальное значение ветрового давления для выбранной схемы размещения (открывания) приточных и вытяжных отверстий, подсчитываемое по формуле (XIV.8),

значения аэродинамических коэффициентов принимаются на отметке осей приточных и вытяжных проёмов;

H - расстояние по вертикали между центрами приточных и вытяжных аэрационных отверстий, м;

$\Delta\rho$ – разность плотностей воздуха снаружи и внутри помещения.

Аэрация рассчитывается на действие только ветра, при условии:

$$p_v \geq 10 H \Delta\rho g \quad (8.4)$$

Этот вариант выбора расчётного давления характерен для помещений без тепловыделений или с незначительными теплоизбытками (склады химикатов, промышленных изделий, оборудования, некоторые производственные помещения с влаговыведениями и др.).

Аэрация рассчитывается на совместное действие гравитационных сил и ветра в случае следующего соотношения между гравитационным и давлением ветра:

$$0,5 H \Delta\rho g < p_v < 10 H \Delta\rho g \quad (8.5)$$

Аэрация рассчитывается летом на параметры «А» и зимой на параметры «Б».

Расчеты аэрации проводят при следующих допущениях:

- 1) влияние на аэрацию тепловых конвективных струй, возникающих над нагретым оборудованием, не учитываются;
- 2) не учитывается энергия приточных аэрационных струй, поступающих через окна;
- 3) в качестве расчётных принимают давления на оси аэрационных проёмов;
- 4) аэродинамические коэффициенты, определённые испытаниями в аэродинамической трубе монолитных моделей принимаются равным аэродинамическим коэффициентам реального здания с открытыми аэрационными проёмами, работающими на приток или вытяжку.
- 5) допускается, что всё избыточное давление расходуется на создании кинетической энергии приточных и вытяжных струй и преодоление аэродинамических сопротивлений аэрационных проёмов.
- 6) тепловой и воздушный режимы помещения считаются установившимися во времени;

Принято вычисления гравитационного давления проводить на среднюю по объёму помещения температуру воздуха, но возможно более точное определение её значение, приняв изменение температуры по вертикали по линейному или линейно-ступенчатому закону и разбив условно по вертикали объём помещения на слои, каждый из которых имеет собственную осреднённую температуру.

8.3. Расчёты аэрации однопролётных цехов.

Значительная часть проектируемых и существующих производственных помещений являются однопролётными, шириной до 60 м, в котором внутренние перегородки, не достигают перекрытия или представляют собой невысокие сетчатые перегородки. Аэрационные проёмы размещаются исключительно на фасадах и отсутствуют на торцах здания, отметки осей для всех приточных, также как и для всех вытяжных проёмов одинаковы. В этом случае, аэродинамические коэффициенты всех приточных проёмов могут быть приняты одинаковыми и для вытяжных отверстий тоже. Аэрацию таких зданий можно рассчитывать методом деления расчётного давления на две части: расходуемую на приток и расходуемую на вытяжку. Излагаемая ниже методика деления на части применима для

любых расчётных давлений: гравитационного, давления ветра, совместного действия гравитационного и ветрового давлений. Методика не применима, если:

1. приточные (вытяжные) отверстия находятся на различных отметках;
2. аэрационные проёмы размещаются не только на фасадах, но и в торцевых стенах;
3. одновременно открыты для аэрации нижние, верхние фрамуги и створки аэрационно – светового фонаря (работает аэрационная шахта).

Расчёт перечисленных выше вариантов должен проводиться по методике расчёта аэрации многопролётных зданий.

Прямая задача аэрации.

В случае решения прямой задачи известны: требуемый воздухообмен по притоку $G_{\text{прит.}}$ и вытяжке $G_{\text{выт.}}$, коэффициенты расхода аэрационных проёмов по притоку $\mu_{\text{прит.}}$ и по вытяжке $\mu_{\text{выт.}}$, а также плотность удаляемого $\rho_{\text{выт.}}$ и приточного воздуха, равная плотности наружного воздуха при температуре по параметрам A , $\rho_{\text{нар.}}$.

Объёмный $L_{\text{пр.}}$ и массовый расходы $G_{\text{пр}}$ через приточные отверстия равны:

$$L_{\text{пр.}} = 3600 \mu_{\text{пр.}} A_{\text{пр.}} v_{\text{пр.}} = 3600 \mu_{\text{пр.}} A_{\text{пр.}} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{\text{пр.}}}{\rho_{\text{нар.}}}} \quad (8.6)$$

$$G_{\text{пр.}} = 3600 \mu_{\text{пр.}} A_{\text{пр.}} \sqrt{2 \Delta p_{\text{пр.}} \rho_{\text{нар.}}} \quad (8.7)$$

Где $L_{\text{пр.}}$ – объёмный аэрационный приток, м³/ч.; $v_{\text{пр.}}$ – скорость воздуха в приточных проёмах, м/с.; $A_{\text{пр.}}$ – площадь аэрационных проёмов, м²; $\Delta p_{\text{пр.}}$ – часть расчётного давления аэрации, расходуемая на приток, Па; $\rho_{\text{нар.}}$ – плотность наружного воздуха, кг/м³.

Аналогично массовый расход через вытяжные отверстия составит:

$$G_{\text{выт.}} = 3600 \mu_{\text{выт.}} A_{\text{выт.}} \sqrt{2 \Delta p_{\text{выт.}} \rho_{\text{выт.}}} \quad (8.8)$$

Поделив (16.8) на (16.9), возведя обе части соотношения в квадрат и записав его относительно $\Delta p_{\text{пр.}} / \Delta p_{\text{выт.}}$, получим:

$$\frac{\Delta p_{\text{пр.}}}{\Delta p_{\text{выт.}}} = \left(\frac{G_{\text{пр.}}}{G_{\text{выт.}}} \right)^2 \times \left(\frac{\rho_{\text{выт.}}}{\rho_{\text{пр.}}} \right) \times \left(\frac{\mu_{\text{выт.}} A_{\text{выт.}}}{\mu_{\text{пр.}} A_{\text{пр.}}} \right)^2 \quad (8.9)$$

Если расчёт проводится на действие ветра или совместное действие теплоизбытков и ветра, устойчивость принятой схемы воздухообмена обеспечивается действием ветра. Поэтому отношение $(\mu_{\text{выт.}} A_{\text{выт.}}) / (\mu_{\text{пр.}} A_{\text{пр.}})$ можно принять равным 1, тогда

$$\frac{\Delta p_{\text{пр.}}}{\Delta p_{\text{выт.}}} = \left(\frac{G_{\text{пр.}}}{G_{\text{выт.}}} \right)^2 \times \left(\frac{\rho_{\text{выт.}}}{\rho_{\text{пр.}}} \right) \quad (8.10)$$

Если принять $A = \left(\frac{G_{\text{пр.}}}{G_{\text{выт.}}} \right)^2 \times \left(\frac{\rho_{\text{выт.}}}{\rho_{\text{пр.}}} \right)$, то $\Delta p_{\text{прит.}} = A \Delta p_{\text{выт.}}$. С учётом приведенного равенства

ства

$$\frac{\Delta p_{\text{пр.}}}{\Delta p_{\text{расч.}} - \Delta p_{\text{пр.}}} = A. \quad (8.11)$$

откуда

$$\Delta p_{пр.} = \frac{A}{1+A} \Delta p_{расч.} \quad (8.12)$$

$$\Delta p_{выт.} = \Delta p_{расч.} - \Delta p_{пр.} \quad (8.13)$$

Требуемые площади приточных и вытяжных отверстий определяются как

$$A_{пр.} = \frac{G_{пр.}}{3600 \mu_{пр.} \sqrt{2 \Delta p_{пр.} \rho_{нар.}}} \quad (8.14)$$

$$A_{выт.} = \frac{G_{выт.}}{3600 \mu_{выт.} \sqrt{2 \Delta p_{выт.} \rho_{выт.}}} \quad (8.15)$$

Приведенные выше соотношения применяются для 2-х случаев расчёта аэрации: *на действие ветра, совместное действие гравитационных сил и ветра.*

Расчёт аэрации на гравитационное давление. Безветрие редко бывает абсолютным, на уровне вытяжных фонарей или фрамуг подвижность воздуха обычно большая, нежели на уровне приточных отверстий. Обеспечить устойчивую работу аэрации можно увеличением кинетической энергии струй, поступающих в атмосферу из вытяжных аэрационных отверстий, т. е. увеличением скорости потока удаляемого воздуха. Принято считать, что при равенстве притока и вытяжки эквивалентную площадь $\Sigma A_{п\mu_{п}}$ приточных проёмов не следует принимать равной эквивалентной площади вытяжных $\Sigma A_{в\mu_{в}}$, а площадь приточных отверстий должна превышать площадь вытяжных на 20 – 30%. Это условие записывается в виде соотношения:

$$\Sigma A_{п\mu_{п}} \approx a \Sigma A_{в\mu_{в}} \quad (8.16)$$

где a – коэффициент, равный $1,2 \div 1,3$; $F_{п}$ и $F_{в}$ – площади приточных и вытяжных отверстий, м; $\mu_{п}$ и $\mu_{в}$ – коэффициенты расхода приточных и вытяжных отверстий.

В случае принятия этого решения возможность нежелательного явления опрокидывания аэрации снижается.

Полная величина гравитационного давления для производственного помещения составит:

$$\Delta p_{грав.} = gH(\rho_{н} - \rho_{ср.в})$$

H – расстояние по вертикали между осями приточных и вытяжных фрамуг, м.

Это давление следует разделить на составляющие, расходуемые на обеспечение притока $\Delta p_{приток.}$ и вытяжки $\Delta p_{выт.}$.

В выражении 16.10 отношение

$$\left(\frac{\mu_{выт.} A_{выт.}}{\mu_{прит.} A_{прит.}} \right)^2 = \frac{1}{a^2} \quad (8.17)$$

$$\frac{\Delta p_{np.}}{\Delta p_{выт.}} = \frac{1}{a^2} \left(\frac{G_{np.}}{G_{выт.}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{выт.}}{\rho_{np.}} \right) = A \quad (8.18)$$

Решение этого уравнение также описывается уравнениями (8.11), (8.12) и (8.13). Расходы через проёмы вычисляются по формулам (8.14) и (8.15).

Обратная задача аэрации.

Возможны два варианта аэрационного воздухообмена:

- *вариант №1: аэрационный приток равен аэрационной вытяжке;*

Этот вариант соответствует случаю, когда в помещении отсутствуют системы местной приточной или вытяжной вентиляции.

- *вариант №2: аэрационный приток не равен аэрационной вытяжке;*

Этот вариант соответствует случаю, когда в помещении системы местной вентиляции имеют место.

В случае варианта №1 соотношение (13.10) приобретает вид:

$$\frac{\Delta p_{np.}}{\Delta p_{выт.}} = \left(\frac{\mu_{выт.} F_{выт.}}{\mu_{np.} F_{np.}} \right)^2 \times \left(\frac{\rho_{выт.}}{\rho_{np.}} \right) = B \quad (8.19)$$

так как отношение

$$\frac{G_{np.}}{G_{выт.}} = 1$$

Величина B может быть рассчитана, так как характеристики заполнения аэрационных проёмов известны, а плотность приточного и удаляемого воздуха могут быть приняты по нормативным данным или по результатам решения системы уравнений воздушно-тепловых балансов. Решение задачи одинаково в решении предыдущей прямой задачи аэрации, поэтому

$$\Delta p_{пр.} = B/(1 + B) \Delta p_{грав.} \quad \Delta p_{выт.} = \Delta p_{грав.} - \Delta p_{пр.} \quad (8.20)$$

Расходы через аэрационные проёмы вычисляются по формулам (12.8) и (12.9). *Критерием правильности деления расчётного давления на составляющие, обеспечивающие аэрационный приток и аэрационную вытяжку является равенство расходов $G_{пр.} = G_{выт.}$.*

Вариант №2. Технологический процесс предусматривает устройство местных отсосов или местных отсосов и воздушного душирования. В любом из этих случаев аэрационный приток не равен аэрационной вытяжке и разница между ними составляет ΔG , кг/ч. Запишем балансовое уравнение в виде:

$$G_{пр.} = G_{выт.} + \Delta G \quad (13.21)$$

ΔG – дебаланс между притоком и вытяжкой через аэрационные проёмы, кг/ч.

Заменив $G_{пр.}$ и $G_{выт.}$ выражениями (8.10) и (8.11) и поделив выражение (8.21) на (8.9), после преобразований получим:

$$\frac{\mu_{пр.} F_{пр.} \rho_{пр.}^{0,5}}{\mu_{выт.} F_{выт.} \rho_{выт.}^{0,5}} \left(\frac{\Delta p_{пр.}}{\Delta p_{выт.}} \right)^{0,5} = 1 + \frac{\Delta G}{\sqrt{2} \times 3600 \mu_{выт.} F_{выт.} \rho_{выт.}^{0,5}} \left(\frac{1}{\Delta p_{выт.}} \right)^{0,5} \quad (8.22)$$

$$\frac{\mu_{пр.} F_{пр.} \rho_{пр.}^{0,5}}{\mu_{выт.} F_{выт.} \rho_{выт.}^{0,5}} = M \quad (8.23)$$

$$\frac{\Delta G}{3600 \sqrt{2} \mu_{выт.} F_{выт.} \rho_{выт.}^{0,5}} = N \quad (8.24)$$

или

$$R = N/M \quad (8.25)$$

откуда

Подставив (8.24) (8.25) (8.26) в уравнение (8.23) и проведя необходимые преобразования, получим уравнение:

$$\Delta p_{пр.}^{0,5} = \frac{\Delta p_{выт.}^{0,5} + N}{M} = \frac{\Delta p_{выт.}^{0,5}}{M} + R \quad (8.26)$$

Такие уравнения решаются методом подстановки, приняв $\Delta p_{выт.}^{0,5} = x$, получим обыкновенное квадратичное уравнение:

$$(M^2 + 1) \Delta p_{выт.} + 2MR \Delta p_{выт.}^{0,5} + (M^2 R^2 - M^2 \Delta p_{расч.}) = 0 \quad (8.27)$$

$$(M^2 + 1)x^2 + 2MR x + (M^2 R^2 - M^2 \Delta p_{расч.}) = 0 \quad (8.28)$$

Решение уравнения:

$$x = \frac{-2MR \pm \sqrt{(2MR)^2 - 4(M^2 + 1)(M^2 R^2 - M^2 \Delta p_{расч.})}}{2(M^2 + 1)} \quad (8.29)$$

Доля давления, расходуемого на вытяжку $\Delta p_{выт.} = x_1^2$, второй корень отбрасываем, поскольку он имеет отрицательное значение.

8.4. Расчёт аэрации многопролётных цехов.

Характер обтекания потоком ветра многопролётного здания с большим количеством аэрационно – световых фонарей более сложен, чем однопролётных. Поэтому аэродинамические коэффициенты аэрационных проёмов одного назначения (приточных или вытяжных) в таких зданиях бывают различными, что существенно усложняет расчёт аэрации.

Применительно к многопролётным цехам разработаны методики решения лишь обратных задач аэрации. Это вынуждает при проектировании новых объектов выполнять несколько вариантов расчётов, задаваясь площадями аэрационных проёмов до тех пор, пока не будет обеспечен расчётный воздухообмен. Требуемые характеристики сопротивления проходу воздуха аэрационным проёмом рассчитываются по формуле:

$$s_o = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \rho \mu^2 A_{\text{проёма}}^2} \quad (8.30)$$

Характеристика сопротивления аэрационной шахты вычисляется как:

$$s_k = (Rl + z)/G_{\text{расч.}}^2 \quad (8.31)$$

$(Rl + z)$ – потери давления, Па, в аэрационной шахте при расчётном расходе; $G_{\text{расч.}}$ – расчётный расход воздуха в аэрационной шахте, кг/ч.

Ниже изложены последовательность расчёта представлены примеры расчёта с помощью таблиц Excel 3-х пролётного цеха.

Производственное здание состоит из нескольких пролётов, разделённых внутренними стенами с проёмами, через которые происходит перетекание воздуха из пролёта в пролёт.

1. Выбирают аэрационный проём, в плоскости которого наружное давление максимально из приложенных к аэрационным проёмам многопролётного цеха. Допустим, что этот проём находится в пролёте I. Соседний пролёт имеет обозначение II. Обозначим этот приточный проём номером 1, а приложенное к нему давление p_1 . Это отверстие будет работать на приток. Предварительное значение внутреннего давления в этом пролёте P_I будет равно:

$$P_I = p_1 - s_1 G_1^2$$

2. по величинам наружных давлений в плоскости аэрационных проёмов, определяются предварительные расходы через них:

$$G_i = \sqrt{\frac{ABS(P_i - (P_1 - s_1 G_1^2))}{s_i}} \operatorname{sgn}(P_i + (P_1 - s_1 G_1^2))$$

3. дебаланс по воздуху в пролёте I определится суммой расходов через аэрационные проёмы в наружных ограждениях и удаляемого через местные отсосы, как

$$\Delta G = \sum_1^i G_i + (-G_{\text{м.о.}})$$

4. этот расход компенсируется притоком через проём j в стенке, разделяющей два соседних проёмов под действием разности давлений по обе стороны ограждения, равного:

$$\Delta p_j = s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м.о.}}) \right)^2$$

5. по величине перепада давлений в межцеховом проёме можно вычислить величину внутреннего давления в соседнем пролёте II.

Если из соседнего пролёта имеет место приток ($G_{II} > 0$), давление в пролёте II будет равно давлению в пролёте I плюс Δp или:

$$P_{II} = (p_1 - s_1 G_1^2) + s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{м.о.}) \right)^2$$

если через межцоховой проём воздух удаляется из расчётного пролёта I ($G_{II} > 0$):

$$P_{II} = (p_1 - s_1 G_1^2) - s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{м.о.}) \right)^2$$

Приведенные выше формулы справедливы для случая, когда температуры в пролётах I и II одинаковы, т.е. отсутствует гравитационная составляющая.

Если температуры воздуха в соседних пролётах не равны, возможны два случая: гравитационная составляющая способствует поступлению воздуха в пролёт, тогда её величина вычтена из значений P_{II} , в противном случае её следует прибавить к этой величине.

В конечном итоге получим 4 расчётные формулы для вычисления внутреннего давления в соседнем с рассматриваемым пролёте температуры воздуха в них различны:

$G_{II} > 0$, гравитационное давление способствует притоку в пролёт I:

$$P_{II} = (p_1 - s_1 G_1^2) + s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{м.о.}) \right)^2 - \Delta p_{гравит.}$$

$G_{II} > 0$, гравитационное давление препятствует притоку в пролёт I:

$$P_{II} = (p_1 - s_1 G_1^2) + s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{м.о.}) \right)^2 + \Delta p_{гравит.}$$

$G_{II} < 0$, гравитационное давление способствует притоку в пролёт I:

$$P_{II} = (p_1 - s_1 G_1^2) - s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{м.о.}) \right)^2 - \Delta p_{гравит.}$$

$G_{II} < 0$, гравитационное давление препятствует притоку в пролёт I:

$$P_{II} = (p_1 - s_1 G_1^2) - s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{м.о.}) \right)^2 + \Delta p_{гравит.}$$

6. далее аналогично рассматриваются прочие проёмы, вплоть до предпоследнего; в последнем определяются только расходы через аэрационные проёмы;

7. вычисляется баланс расходов: в аэрационных проёмах (в наружных стенах) здания, а также местные приток и вытяжка в каждом пролёте; если дисбаланс превышает допустимые пределы, задаются новым значением расхода в проёме 1 и расчёт повторяется.

Расчёты методом попыток удобно выполнять в среде электронных таблиц Excel.

Вопросы для самоподготовки.

1. Определение аэрации.
2. Перечислите случаи, при которых нельзя устраивать аэрацию.
3. Конструкции фрамуг окон. используемых для организации аэрации.

4. Конструкции аэрационно-световых фонарей.
5. Конструкции незадуваемых аэрационно-световых фонарей.
6. Задачи расчёта аэрации.
7. Зона действия аэрации, осуществляемая через окна в наружных стенах.
8. Организация аэрационного воздухообмена в однопролётном цехе в тёплый период года.
9. Организация аэрационного воздухообмена в однопролётном цехе в холодный период года.

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.

9. Воздушные завесы шибберного и смешивающегося типа.

9.1. Определение воздушной завесы, основные элементы.

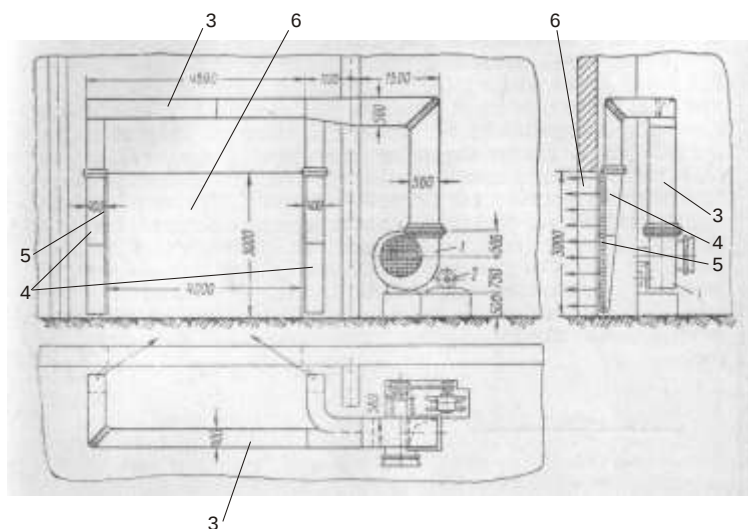


Рис. 9.1. Принципиальная схема воздушной завесы с 2-х сторонней подачей воздуха.
 1 – вентилятор; 2 – электродвигатель; 3 – воздуховод; 4 – воздуховод равномерной раздачи; 5 – щелевой насадок; 6 – проём ворот.

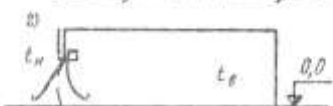
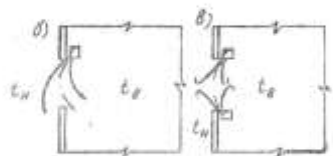
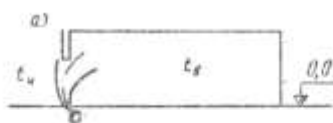
9.1. Общие положения. Классификация воздушных завес.

Воздушная завеса шибберного типа - вентиляционное устройство, использующее шибберующее свойство плоской воздушной струи для предотвращения прохода воздуха через открытый проём, 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 (устанавливают у периодически открываемых проемов);



2) постоянного действия (монтируются у постоянно открытых проемов), часто используются в качестве приточной или вытяжной установки, воздушно-отопительного агрегата.

Рис. 9.2. Схемы воздушных завес с различным направлением воздушной струи.

а – направление струи снизу – вверх; **б** – боковая односторонняя завеса (план); **в** – боковая двухсторонняя завеса (план); **г** – направление плоской струи сверху вниз.

По направлению струи:

1) «снизу вверх» (подача воздуха через горизонтальную щель, расположенную внизу проема) (**рис. 9.2, а**);

2) с горизонтальным направлением струи (-одно- и двусторонние); воздух подаётся через щель приточных воздуховодов, расположенных с одной (**рис. 9.2, б**) или с двух (**рис. 9.2, в**) сторон проема;

3) с направлением струи сверху вниз (приточный воздуховод, расположен горизонтально у верхней кромки проема) (**рис. 9.2, г**);

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

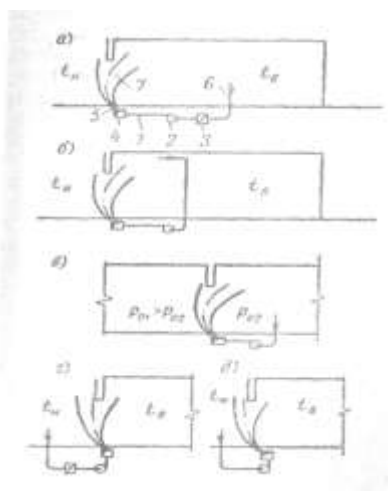


Рис. 9.3. Схемы воздушных завес с различными способами организации воздухозабора и различной температурой подаваемого воздуха.

1 – воздуховод; **2** – вентагрегат; **3** – воздухонагреватель; **4** – воздуховод равномерной раздачи; **5** – щелевой 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 - $t_3 > t_b$ (**рис 9.3а**);

2) с внутренним воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха - $t_3 = t_b$ (**9.3б,в**);

3) с наружным воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха - $t_3 > t_n$ (**9.3г**) ;

4) с наружным воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха - $t_3 = t_n$ (**9.3д**) ;

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 струей воздух;
- если воздухозабор завесы - наружный, из помещения забирается воздушной завесой только эжектированный струей 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.

9.2. Конструктивные схемы воздушных завес шиберного 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 суще-

ственным: транспорт или изделие при пересечении проема частично перекрывают струю, а холодный воздух прорывается через незащищенную 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 проемов во внутренних ограждениях или кожухах технологического оборудования. Недостатком воздушных завес традиционной конструкции является определённая степень индивидуальности, что мешало наладить их серийное производство.

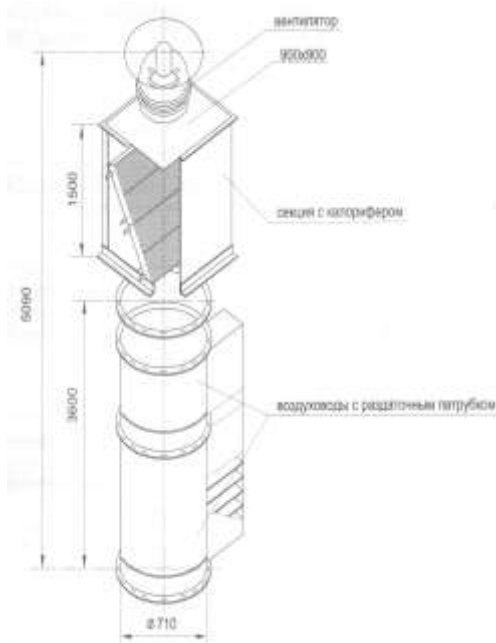
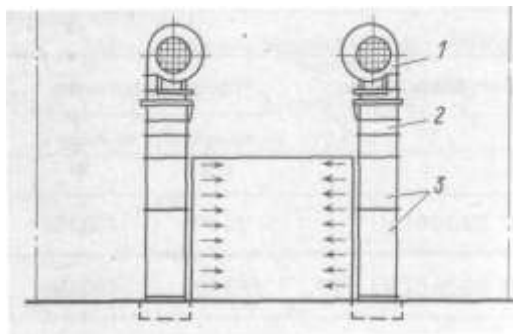


Рис. 9.4. Конструкция несущего стояка воздушной завесы заводского изготовления

В настоящее время серийно изготавливаются и широко применяются завесы с двухсторонней подачей воздуха, монтируемые из двух несущих стояков (рис.9.5)..

Рис. 9.5. Воздушная завеса с двухсторонней подачей воздуха, монтируемая из 2-х несущих стояков.



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

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.

9.3. 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°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°C)....(-25°C);
- то же 250 человек и более при расчётной температуре по параметрам Б (-26°C)....(-40°C);
- то же 100 человек и более при расчётной температуре по параметрам Б ниже (-40°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 мощность 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 струей.

- 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.

9.4. 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 из-

вестны: 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_z и $G_{ном}$. Если воздух для завесы забирается снаружи, в помещение возвращается $G_{ном}$. Если количество воздуха, подаваемое завесой G_z , невелико, или завеса спроек-

тирована 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:

$$G_{пр} = G_з + G_{ном} + G_n$$

$G_з$ - расход воздуха, подаваемого через приточную щель завесы; $G_{ном}$ – количество воздуха помещения, сэжектированного завесой; G_n – 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.

$$q = \frac{G_{завесы}}{G_{проход}} \quad (9.1)$$

$G_{завесы}$ - расход воздуха, подаваемого в воздушную завесу, кг/ч; $G_{проход}$ – 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.

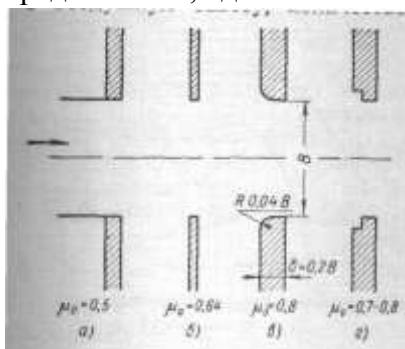


Рис. 9.1. Варианты оформления кромок ворот и коэффициенты расхода проёмов, не защищённых воздушной завесой.

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. 9.1).

Варианты формирования струй неправильно сконструированных и рассчитанных завес представлены на рис 9.1а. На рисунках 9.1а 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. 9.1в 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. 9.1г. 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. 9.1д демонстрирует работу завесы, у которой завышены угол α и скорость выпуска воздуха. На рис. 9.1е – 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 9.1

Таблица 9.1.

$F_{ш}/F_B$	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

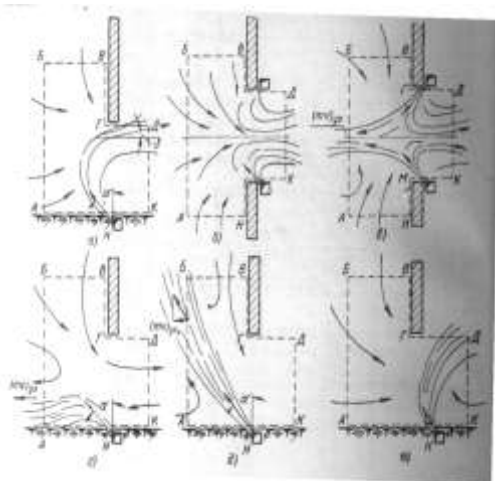


Рис. 9.2. Различные случаи истечения воздуха из воздушной завесы.

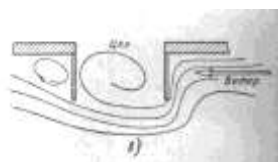


Рис. 9.3. Защита завесы от действия ветра, параллельного с фасадом направления.

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

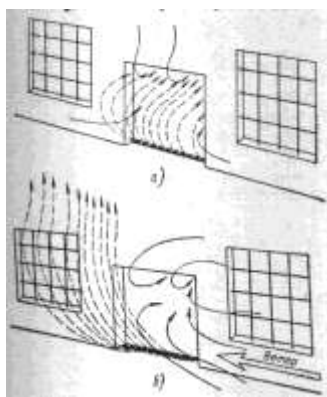


Рис. 9.4. Влияние ветра, параллельного наружной стене направления, на течение струй воздушной завесы.

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

наружным воздухом. 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 отсутствии работы завесы μ_0 , при работе завесы μ существует зависимость

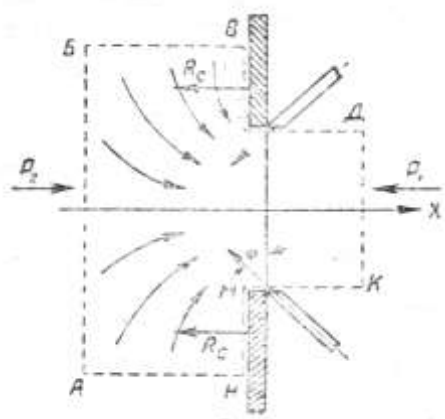


Рис. 9.5. К применению уравнения количества движения для расчёта воздушной завесы.

Для получения указанной выше зависимости q , μ_0 и μ проводится контрольная поверхность АБВГДКМН (рис. 9.5): 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:

$$F_{\text{в}} \mu \psi \cdot v_{\text{сж}} \rho_{\text{см}} \cos \vartheta$$

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

$$-F_{\text{ц}} v_{\text{з}} \rho_{\text{з}} \sin \alpha$$

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 – $(F - F_{\text{в}})$ и сила давления на плоскость ДК – $(-F_{\text{в}}P_1)$.

Реакция горизонтальной поверхности земли и объёмные силы не учитываются, так как проекции этих сил на ось x равны нулю. Приравнявая приращения количеств движения действующим силам и пренебрегая силами трения, получим:

$$F_{\text{в}} \mu \psi v_{\text{сж}}^2 \rho_{\text{см}} \cos \vartheta + F_{\text{ц}} v_{\text{з}} \sin \alpha = P_2 F - R(F - F_{\text{в}}) - P_1 F_{\text{в}} \quad (9.2)$$

В этом уравнении:

$F_{\text{в}}$ - площадь ворот;

$F_{\text{ц}}$ - 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:

$v_{\text{сж}}$ - средняя скорость в сжатом сечении над воротами;

$v_{\text{з}}$ - начальная скорость выхода из щели воздухораспределителя воздушной завесы;

$\rho_{\text{з}}$ - плотность воздуха, выходящего из щели завесы;

$\rho_{\text{см}}$ - 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 $v_{\text{сж}}$ и осью x .

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

Уравнение Бернулли для сечений АБ и ДК:

$$P_2 = P_1 + \frac{v_{\text{сж}}^2}{2} \rho_{\text{см}} (\varphi + \zeta_{\text{см}}) \quad (9.3)$$

где φ - коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей;

$\zeta_{\text{см}}$ - 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 $F_{\text{в}} v_{\text{сж}}^2 \rho_{\text{см}}$, получим:

$$\mu + \frac{F_{\text{ц}} v_{\text{з}} \rho_{\text{з}}}{F_{\text{в}} v_{\text{сж}}^2 \rho_{\text{см}}} \sin \alpha = \frac{\varphi + \zeta_{\text{см}}}{2} + \frac{P_2 - R}{F_{\text{в}} v_{\text{сж}}^2} (F - F_{\text{в}}) \quad (9.4)$$

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_3 , $z_{см.}$, $R_{с.}$, входящие в правую часть уравнения (9.4), не могут быть найдены теоретически определяются экспериментально.

Проведя преобразования уравнения (9.4), введя некоторые константы, полученные экспериментально, получим

$$q^2 \mu^2 \frac{F_{6.}}{F_{щ.}} \frac{\rho_{см.}}{\rho_3} \sin \alpha + \mu - \mu_0 = 0 \quad (9.5)$$

Решая уравнение (18.6) относительно μ и беря положительное значение корня, получим

$$\mu = \frac{\sqrt{1 + 4\mu_0 q^2 D} - 1}{2q^2 D} \quad (9.6)$$

где $D = \frac{F_{6.} \rho_{см.}}{F_{щ.} \rho_3} \sin \alpha$

Уравнение (18.7) может применяться для вычисления
Решая уравнение (18.6) относительно q , будем иметь:

$$q = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\mu_0 - \mu}{\frac{F_{6.}}{F_{щ.}} \frac{\rho_{см.}}{\rho_3} \sin \alpha}} = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\mu_0 - \mu}{D}} \quad (9.7)$$

F_6 – площадь защищаемого завесой проёма, m^2 ; $F_{щ.}$ – площадь приточной щели, m^2 ; $\rho_{см.}$ – 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 [2] приводятся 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

$$\bar{F} = \frac{F_{ворот}}{F_{щели}}, \text{ равной } 10, 20, 30, 40.$$

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

$$G_3 = 5100 q \mu F_6 \sqrt{\Delta p \rho_{см.}} \quad (9.8)$$

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

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

- при заборе воздуха для воздушной завесы из обслуживаемого помещения

$$G_3 = \Delta G_{мех} \cdot \frac{q}{1 - q} \cdot \frac{\mu F_6}{\Sigma(\mu_n) + \Sigma(\mu F_6)}$$

- при заборе воздуха для завесы снаружи

$$G_3 = \Delta G_{\text{мех}} \cdot q \cdot \frac{\mu F_B}{\Sigma(\mu_{\Pi}) + \Sigma(\mu F_B)}$$

$\Sigma(\mu_{\Pi} F_{\Pi})$ – сумма произведений коэффициентов расхода открытых приточных проёмов и их площадей, м²; $\Sigma(\mu F)$ – 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

$$t_3 = t_n + \frac{t_{\text{смеси}} - t_n}{q(1 - Q)} \quad (9.9)$$

где $\overline{Q}$ – 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:

$$Q_3 = 0,278 \cdot c_{\text{возд}} (t_3 - t_{\text{нач}}) \quad (9.10)$$

$t_{\text{нач}}$ – 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 воздушно-го режима здания и требует применения компьютера. Для однопролётного цеха производственного здания этот расчёт несложен 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:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{гр}} + \kappa_1 \cdot \Delta p_{\text{в}} \quad (9.11)$$

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

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

$\Delta p_{\text{в}} = K_{\text{аэр}} \frac{V_{\text{в}}^2}{2} \rho_n$ – давление ветра;

κ_1 – поправочный коэффициент на ветровое давление, учитывающий степень герметичности здания.

9.5. 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 9.2).

Таблица 9.2

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:

$$G_3 = 5100k_2\mu_{\text{вх}}F_{\text{вх}} \frac{(t_{\text{см}} - t_{\text{н}})}{(t_3 - t_{\text{см}})} \sqrt{\Delta p \rho_{\text{н}}} \quad (9.12)$$

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

Вопросы для самоконтроля.

1. Определение воздушной завесы.
2. Классификация воздушных завес.
3. Конструкции элементов воздушных завес.

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.
2. Эльтерман В. М. Воздушные завесы. М., Издательство «Машиностроение», 1966.
3. Справочник проектировщика «Внутренние санитарно – технические устройства». Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 1. М., Стройиздат, 1992.

10. Воздушное душирование рабочих мест.

10.1. Определение, расчётные параметры.

В промышленности существует группа производств и цехов, классифицирующихся как «горячие». Цехи и производства этой группы характеризуются повышенными теплоизбытками, наличием потоков лучистой теплоты на постоянных рабочих местах. Для обеспечения удовлетворительного самочувствия работающего в «горячем» цехе необходимо удалять избыточную теплоту, полученную облучаемыми частями тела воздушным потоком, имеющим пониженную по сравнению с окружающим воздухом температуру и скорость в пределах 1 – 3,5 м/с, направленным на облучаемые места.

Воздушным душем называется воздушный поток, направленный на облучаемые части тела организма, с целью удаления избыточной теплоты, полученной ими в результате теплового облучения.

В загазованных цехах воздушные души используют для создания на постоянных рабочих местах зон с пониженными концентрациями вредных веществ в воздухе.

Для душирования применяют либо воздух помещения, либо наружный, как правило, охлаждаемый в тёплый период года и нагреваемый в холодный. Желательна очистка приточного воздуха от пыли.

Душирование наружным воздухом применяется при тепловом облучении 140-350 Вт/м² и более, а также в случае сильной загазованности воздуха рабочей зоны. В прочих случаях допускается использовать воздух помещения.

Различают:

- воздушное душирование рабочих мест при интенсивности облучения 140 Вт/м² и более;
- воздушное душирование потолочными вентиляторами.

Вариант 1 устройства воздушных душей: **тепловое излучение на рабочем месте 140 Вт/м² и более.**

Расчётные параметры воздушного потока на рабочем месте выбираются в соответствии с действующими нормами, в соответствии с приложением Е СНиП41-10-2003

Таблица 11.1

Приложение Е. Расчетные нормы температур и скорости движения воздуха при воздушном душировании

Категория работ	Температура воздуха вне струи, °С	Средняя на 1 м ² скорость воздуха в дулирующей струе на рабочем месте, м/с	Температура смеси воздуха в дулирующей струе, °С, на рабочем месте при поверхностной плотности лучистого теплового потока, Вт/м ²				
			140-350	700	1400	2100	2800

1	2	3	4	5	6	7	8	
Легкая - Ia, Ib	Прини- мать по графам 3- 5 прило- жения В	1	28	24	21	16	20	
		2	-	28	26	24	24	
		3	-	-	28	26	25	
		3,5	-	-	-	27	-	
Сред- ней тяже- сти - IIa, IIб		1	27	22	-	-	-	
		2	28	24	21	16	-	
		3	-	27	24	21	18	
		3,5	-	28	25	22	19	
Тяже- лая - III		2	25	19	16	-	-	
		3	26	22	20	18	17 19	
		3,5	-	23	22	20		
Примечания								
1 При температуре воздуха вне струи, отличающейся от указанной в таблице, температуру смеси воздуха в душирующей струе на рабочем месте следует повышать или понижать на 0,4 °С на каждый градус разности от значения, приведенного в таблице, но принимать не ниже 16 °С.								
2 Поверхностную плотность лучистого теплового потока следует принимать равной средней за время облучения.								
3 При длительности воздействия лучистого теплового потока менее 15 или более 30 мин непрерывной работы температуру смеси воздуха в душирующей струе допускается принимать соответственно на 2 °С выше или ниже значений, приведенных в таблице.								
4 Для промежуточных значений поверхностной плотности лучистого теплового потока температуру смеси воздуха в душирующей струе следует определять интерполяцией.								
5 Для промежуточных значений поверхностной плотности лучистого теплового потока температура душирующей струи определяется интерполяцией.								

Требования к направлению и размерам поперечного сечения струи на рабочем месте. Расчётные размеры поперечного струи воздушного душа на рабочем месте принимаются равным 1х1 м. Площадь приточного отверстия душирующего устройства должно быть не менее 0,1 м². Струю воздушного душа направляют на рабочее место горизонтально, либо сверху – вниз под углом $\approx 45^0$. Расстояние от душирующего патрубка до рабочего места должно быть не менее 1 м. Принято душирование производить полным сечением струи, размеры которой определяются по скорости потока на границе 0,05 или 0,1 м/с, и приняв в качестве расчётной осевую скорость.

Параметры воздуха на облучаемом рабочем месте выбираются в зависимости от интенсивности теплового облучения. Если облучение производится из открытого загрузочного отверстия площадью F , м², интенсивность облучения на рабочем месте может быть определена как

$$q_{p.m.} = 5,77 \varphi_{p.m.} \varphi_{от.} [(273 + t_{печи})/100]^4 \quad (10.1)$$

$\varphi_{p.m.}$ - коэффициент облучённости рабочего места плоскостью загрузочного отверстия, расположенного от рабочего места на расстоянии x , м; $\varphi_{от.}$ - коэффициент диафрагмирования стенками печи отверстия.

Если облучение исходит от нагретой поверхности, формула (10.1) приобретает вид:

$$q_{p.m.} = 5,77 \varphi_{p.m.} [(273 + t_{поверх.})/100]^4 \quad (10.2)$$

Облучённость на рабочем месте может быть измерена прибором, называемым актинометром.

10.2. Воздухораспределители для воздушного душирования стационарными установками.

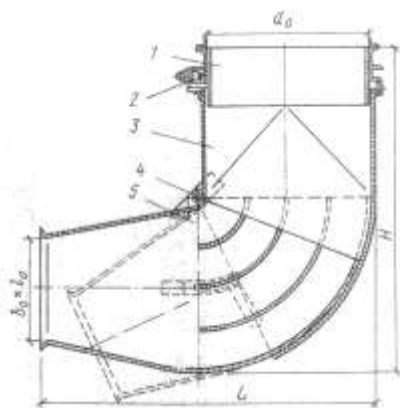


Рис. 10.1. Конструкция душирующего патрубка ППД.

1 – верхнее звено; 2 – опорные ролики; 3 – среднее звено; 4 – шарнир; 5 – нижнее звено.

Основным требованием к воздухораспределителю, применяемому для воздушного душирования, – минимальная степень турбулизации создаваемого воздушного потока. В этом случае дальнобойность струй максимальна, смешивание с окружающим воздухом – минимально. Это качество позволяет экономить по-

требление холода и теплоты душирующими установками. Воздушными душами летнее время подаётся охлаждённый приточный воздух, а в холодный – нагретый.

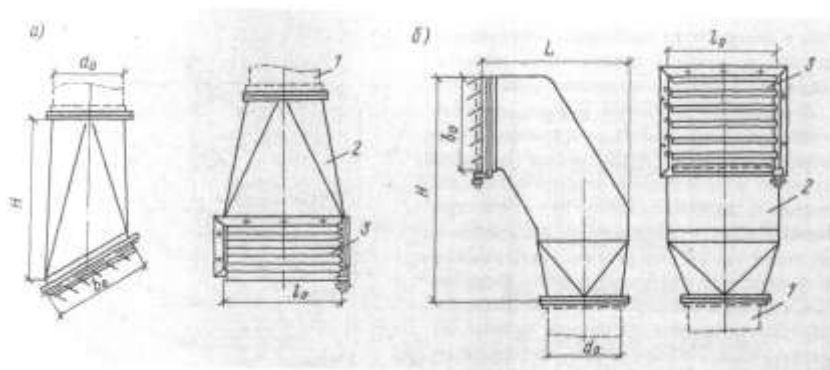


Рис. 10.1. Душирующий патрубок ПД с верхней и нижней подачей воздуха.

а. подвод воздуха сверху; б. подвод воздуха снизу.

1 – подвод воздуха сверху; 2 – корпус; 3 – направляющая решётка.

направления струи в горизонтальной плоскости на угол 180° и в вертикальной плоскости до 60° .

Этим условиям удовлетворяют душирующие патрубки типов УДВ, ППД, ПДв, ВП1, ВП3. Коэффициент затухания осевой скорости m патрубков находится в пределах от 6,3 (патрубок ППД), до 4,5 (патрубок ПДв), а коэффициенты затухания осевой избыточной температуры от 4,9 (патрубок ППД), до 3,4 (патрубок ПДв). С целью минимизации расхода воздуха и экономии холода необходимо выбирать патрубки с наибольшей величиной коэффициентов m и n . Наиболее дальнобойны, обладают минимальной турбулизацией потока душирующие патрубки:

- ППД с $m = 6,3$ и $n = 4,9$; $\zeta = 4,0$;
- УДВ с $m = 6,0$ и $n = 4,5$; $\zeta = 4,5$.

Передвижные душирующие установки. В плавильных, литейных, прокатных и других горячих цехах допускается душирование рабочих мест внутренним воздухом с охлаждением или без охлаждения воздуха водой.

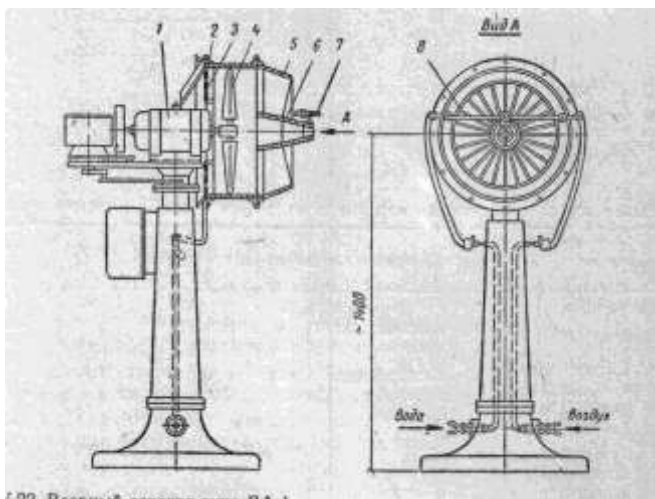


Рис. 19.2. Веерный агрегат ВА-1.

1 – электродвигатель; 2 – обечайка; 3 – сетка; 4 – осевой вентилятор; 5 – конфузор; 6 – обтекатель; 7 – пневматическая форсунка; 8 – направляющие лопатки.

Душирование воздухом помещения осуществляется передвижными установками.

Передвижные установки состоят из осевого вентилятора, установленного на подставку. Применяют обычно так

называемые «струйные» осевые вентиляторы, создающие воздушную струю повышенной дальнотойности. Применяют вентиляторы № 5 или 6,3 с защитной сеткой, направляющими лопатками и пневматической форсункой для распыления воды, которая, испаряясь, осуществляет адиабатическое охлаждения воздуха в струе. Конструкция агрегата предусматривает возможность поворота вентилятора вокруг оси станины до 60° . Станина позволяет изменять высоту оси вентилятора относительно пола. Дальнотойность струи достигает 20 м. На рисунке 15.3 изображён веерный агрегат ВА-1. Какие – либо расчёты параметров струи, создаваемой передвижными установками не производится.

10.3. Расчётные формулы для подбора душирующих патрубков.

Предпосылки расчёта и основные расчётные формулы. Душирование может производиться как начальным, так и основным участком струи.

Предельная длина начального участка:

$$x \leq m \sqrt{A_0} \quad (10.3)$$

где m – коэффициент затухания осевой скорости; A_0 – площадь приточного отверстия, м^2 .

За пределами этой длины находится основной участок струи. В практике вентиляции приходится осуществлять воздушное душирование как начальным участком, так и основным.

Формулы для определения параметров воздушной струи, используемые для расчёта воздушного душирования начальным участком.

Этих формул немного:

- **осевая скорость в пределах начального участка** постоянна и равна осевой скорости на выходе из приточного отверстия душирующего патрубка: $v_{\text{ось}} = v_0$;
- **осевая избыточная температура в пределах начального участка** постоянна и равна осевой избыточной температуре на выходе из приточного отверстия: $t_{\text{ось}} = t_0$;
- **диаметр начального участка**, м , может быть определён по формуле:

$$d_v = 2 \cdot (\sqrt{A_0} + 0,125 \cdot x) \quad (10.4)$$

A_0 – площадь приточного отверстия душирующего патрубка, м^2 ;

x – расстояние по оси струи от приточного отверстия до контрольного поперечного сечения струи (рабочего места), м .

Формулы для основного участка струи.

Диаметр поперечного сечения струи с произвольно выбранной скоростью на границе струи. Получают преобразованием уравнения для определения скорости в произвольной точке поперечного сечения струи.

$$v = \frac{mv_0\sqrt{F_0}}{x} \cdot \exp\left(-\frac{0,5}{(c \cdot x)^2} \cdot r^2\right)$$

Это уравнение решается относительно r , приняв в качестве скорости v скорость на границе струи.

По Сазонову Э. В:

$$r = c \cdot x \cdot \sqrt{2 \cdot \ln\left(\frac{m \cdot v_0 \cdot \sqrt{A_0}}{v_x}\right)}$$

Диаметр поперечного сечения струи с произвольной скоростью на границе:

$$d_v = 2 \cdot c \cdot x \cdot \sqrt{2 \cdot \ln\left(\frac{m \cdot v_0 \cdot A_0}{v_{гр}}\right)} \quad (10.5)$$

Диаметр струи при минимальной скорости на границе 0,05 м/с.

Если принять $c = 0,082$ и $v_{гр} = 0,05$ м/с

$$d_v = 2 \cdot c \cdot x \cdot \sqrt{2 \cdot \ln\left(\frac{m \cdot v_0 \cdot \sqrt{A_0}}{0,05}\right)} \quad \text{или} \quad d_v = 2 \cdot c \cdot x \cdot \sqrt{2 \cdot \ln(20 \cdot m \cdot v_0 \cdot \sqrt{A_0})} \quad (10.6)$$

Диаметр зоны прямого действия струи. Для получения этой величины следует в качестве граничной скорости принять и подставить в формулу (19.5) величину скорости на границе $0,5v_0$:

$$d_v = 2 \cdot c \cdot x \cdot \sqrt{2 \cdot \ln\left(\frac{m \cdot v_0 \cdot \sqrt{A_0}}{0,5 \cdot v_0}\right)} \quad \text{или} \quad d_v = 2 \cdot c \cdot x \cdot \sqrt{2 \cdot \ln(2 \cdot m \cdot v_0 \cdot \sqrt{A_0})} \quad (10.7)$$

Стационарные душирующие установки, работающие на наружном воздухе, рассчитывают на параметры Б в холодный период года и на параметры А в тёплый.

Прочие расчётные формулы получены из уравнения осевых скорости и избыточной температуры.

Требуемая площадь приточного отверстия

Фактический диаметр поперечного сечения струи по формуле:

$$d_v = 2 \cdot c \cdot x \cdot \sqrt{2 \cdot \ln(20 \cdot m \cdot v_0 \cdot \sqrt{A_0})} \quad (10.8)$$

Примечание: если скорость на границе струи принята равной 0,1 м, вместо 20 надо подставить 10.

и проверить, не меньше эта величина необходимого 1-го метра.

Требуемая скорость выпуска воздуха, м/с:

$$v_0 = \frac{v_{\text{раб.места}} \cdot x}{m \cdot \sqrt{A_0}} \quad (10.9)$$

Требуемая температура приточного воздуха, обеспечивающая расчётную температуру на рабочем месте определяется из уравнения осевой избыточной температуры:

$$t_0 - t_{p.з} = \frac{x \cdot (t_{\text{раб.место}} - t_{p.з})}{n \cdot \sqrt{A_0}} \quad \text{откуда} \quad (10.10)$$

для тёплого периода года, когда воздух приходится охлаждать:

$$t_0 = t_{p.з} - \frac{x \cdot (t_{p.з} - t_{\text{раб.место}})}{n \cdot \sqrt{A_0}} \quad (10.11)$$

для холодного периода года, когда воздух приходится нагревать:

$$t_0 = t_{p.з} + \frac{x \cdot (t_{\text{раб.место}} - t_{p.з})}{n \cdot \sqrt{A_0}} \quad (10.12)$$

Расход приточного воздуха, м³/ч:

$$L = 3600 \cdot v_0 \cdot A_0 \quad (10.13)$$

Расход холода в тёплый период года, кДж/ч:

$$Q = \rho_v L (I_{\text{нар.воздд}} - I_0) \quad (10.14)$$

Расход теплоты в холодный период года, кДж/ч:

$$Q = c \rho_v L (t_{\text{нар.воздд}} - t_0) \quad (10.15)$$

10.4. Подбор душирующего патрубка.

Душирование производится начальным участком струи.

Требуемая площадь приточного отверстия определяется из соотношения:

$$v_{\text{раб.место}} = m \sqrt{A_0} \quad \text{откуда} \quad A_0 = \left(\frac{v_{\text{раб.место}}}{m} \right)^2 \quad (10.16)$$

В пределах начального участка осевая температура не изменяется и в любой точке равна температуре притока t_0 . Определять её дополнительно поэтому не следует.

Проверяется диаметр струи в расчётном сечении по формуле (10.4). Расходы воздуха, холода и теплоты рассчитываются по формулам, приведенным выше.

Последовательность расчёта при душировании основным участком струи.

1. Выбирается расчётная скорость на рабочем месте, одинаковая для тёплого и холодного периодов года;
2. Выбирается тип душирующего патрубка;
3. Проверяется достаточность величины диаметра в расчётном сечении.
4. Вычисляется скорость подачи притока по формуле (10.9), обеспечивающего требуемую подвижность воздуха на рабочем месте;
5. Вычисляется требуемая температура притока по формуле (10.12) или (10.13) в зависимости от периода года. Величина требуемой температуры притока в холодный период года определяет возможность применения адиабатического охлаждения.
6. Вычисляется расход воздуха по формуле (10.13).
7. Определяется расход холода и теплоты по формулам (10.14) и (10.15)

Душирование производится начальным участком струи.

Последовательность расчёта при душировании начальным участком струи:

1. Выбирается расчётная скорость на рабочем месте, одинаковая для тёплого и холодного периодов года.
2. Выбирается тип душирующего патрубка.
3. Вычисляется фактический диаметр струи в контрольном поперечном сечении струи по формуле (10.4).
4. Скорость и температура притока принимаются равными расчётным скорости и температуре на рабочем месте.
5. Определяется расход воздуха душирующим патрубком по формуле (10.13).
6. Вычисляется расход теплоты для подогрева воздуха в холодный период года и холода для охлаждения воздуха в тёплый по формулам (10.14) и (10.15).

10.5. Душирование потолочными вентиляторами.

Воздушное душирование потолочными вентиляторами применяется как в южных, так и в районах с умеренным климатом. В помещениях, где люди свободно перемещаются по помещению (фойе театров и кинотеатров, выставочные залы и т.д.) потолочные вентиляторы размещаются по площади потолка. В помещениях с фиксированными местами для размещения посетителей (рестораны, зрительные залы, административные помещения и т.д.) потолочные вентиляторы устанавливаются над проходами. Количество вентиляторов, обслуживающих помещение, определяется из условия обеспечения нормы подачи воздуха $650 - 900 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 площади пола помещения.

Вопросы для самоконтроля.

1. Определение воздушного душа.
2. Требования к душирующим патрубкам.
3. Расчётные параметры воздуха на облучаемых рабочих местах при интенсивности облучения $140 \text{ Вт}/\text{м}^2$ и более.
4. Требуемая подвижность воздуха при интенсивности облучения рабочего места менее $140 \text{ Вт}/\text{м}^2$.
5. Душирование потолочными вентиляторами.

Литература.

1. Каменев П. Н., Тертичник Е. И. Вентиляция. М., Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2006.

11. Аварийная и противодымная вентиляция.

Указанные в заголовке виды вентиляции работают исключительно в экстремальных ситуациях, когда человеку угрожает опасность. Аварийная вентиляция включается в условиях поступления в помещение значительных количеств вредных для здоровья или взрывоопасных веществ. Противодымная вентиляция обеспечивает безопасную эвакуацию людей из здания на начальной стадии пожара. Она состоит из вытяжных и приточных систем. Вытяжные системы удаляют дым из помещений, где произошло возгорание, приточные – подают приток в лестничные клетки и лифтовые шахты, главные пути эвакуации.

11.1. Организация аварийной вентиляции в производственных помещениях.

Аварийная вентиляция устраивается в помещениях, в которых возможен выброс вредных или взрывоопасных веществ в количествах, создающих концентрации вредных веществ, опасных для здоровья человека, или концентрации взрывоопасных веществ в воздухе помещений, при которых может произойти взрыв.

По степени опасности при выбросе вредных, но не взрывоопасных, веществ аварийные ситуации можно разделить на три категории:

1. *концентрации вредных выделений в производственных помещениях повышаются не более, чем на один порядок и кратковременное пребывание людей в такой атмосфере допустимо.*

Эта аварийная ситуация может возникнуть при незначительных нарушениях технологического режима. На химических заводах такие нарушения возникают достаточно часто.

2. *в помещении выделяются значительные количества вредных веществ без серьёзного разрушения оборудования и коммуникаций; образующие концентрации во много раз превышают предельно – допустимые, работающие в цехе должны применить средства индивидуальной защиты.*

Задача аварийной вентиляции при наличии такой ситуации - быстрое снижение концентрации после аварии до предельно - допустимой.

3. *происходит разрушение оборудования или коммуникаций без разрушения здания.*

Если в результате аварии выделяются пожаро - взрывоопасные вещества, в помещении могут возникнуть концентрации, превышающие НКППП. Аварийная вентиляция должна предотвратить возможность вторичных аварий, которые могут возникнуть вследствие взрыва или воспламенения вещества, попавшего в воздух помещения. Аварийная вентиляция должна создать турбулентные потоки, которые относили бы воздух с пожаро - и взрывоопасными концентрациями в сторону от мест возможной вспышки газозвушной смеси. Высокая турбулентность воздушной среды при работе аварийной вентиляции преследует цель выравнивать поле концентрации в объёме помещения, и, тем самым, исключить возможность образования концентраций в отдельных точках объёма помещения, превышающих нижний концентрационный предел распространения пламени (НКППП).

Аварии, сопровождающиеся разрушением помещения, не рассматриваются, так как, при этом, исчезают помещения, в которых можно было бы использовать аварийную вентиляцию..

11.2. Конструирование аварийных систем вентиляции.

В помещениях, оборудованных системами аварийной вентиляции, устанавливаются:

- приборы, контролирующие концентрацию вредных или взрывоопасных веществ;
- в при выделении взрывоопасных паров и газов устанавливают газоанализаторы, которые автоматически включают системы аварийной вентиляции и сигнализацию при достижении концентрации в 20% от НКППП; кроме автоматического включения предусматривается ещё и ручное включение аварийной вентиляции;
- дополнительно, пусковые устройства аварийной вентиляции монтируют снаружи у одной из основных входных дверей.

Аварийные системы, обслуживающие помещения категорий А и Б, или размещённое в воздуховодах, их обслуживающих, должны быть только с механическим побуждением и только во взрывозащищенном исполнении. Для помещений категорий В, Г и Д основным видом аварийных вентиляционных установок тоже являются системы с искусственным побуждением, однако допускаются системы с естественным побуждением при условии обеспечения требуемого расхода воздуха при расчетных параметрах Б в теплый период года.

Если категория выделяющихся взрывоопасных веществ не позволяет транспортировку вентиляторами, применяют эжекторы.

Цехи с аварийной вентиляцией, как правило, имеют собственные (штатные) системы общеобменной и местной вытяжной вентиляции. Если технические характеристики оборудования этих систем позволяют удалять выделяющиеся во время аварии взрывоопасные пары и газы, их следует использовать в случае аварийной ситуации. Для аварийной вентиляции допускается проектировать установку в наружных ограждениях (например в оконных проёмах) осевых вентиляторов и производить выброс воздуха наружу без труб и шахт.

Приемные отверстия при поступлении газов и паров с меньшей, чем у воздуха плотностью размещаются под потолком или покрытием:

а) не ниже 0,4 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий при удалении взрывоопасных смесей газов, паров и аэрозолей (кроме смеси водорода с воздухом);

б) не ниже 0,1 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий в помещениях при удалении смеси водорода с воздухом.

Если газы и пары залпового выброса имеют большую плотность, нежели воздух, приемные отверстия для удаления воздуха из нижней зоны следует размещать на уровне до 0,3 м от пола до низа отверстий.

Для компенсации воздуха, удаляемого аварийной вытяжной вентиляцией дополнительные приточные камеры обычно не проектируются.

Устья проёмов и шахт для выброса воздуха, удаляемого аварийными системами вентиляции располагают на уровне не менее 3-х метров от уровня прилегающей территории, не ближе 20-ти метров и выше на 6 метров над воздухоприёмными решетками приточных систем. Если удаляются взрывоопасные пары и газы, то устья вытяжных проёмов и шахт не должны располагаться ближе 20 метров от источников возможного воспламенения (например, дымовых труб). Не следует допускать выбросы аварийных систем вентиляции в непроветриваемые зоны и места постоянного пребывания или прохода людей.

При проектировании аварийной вентиляции следует принимать экономически обоснованные решения. Возможны несколько вариантов организации систем аварийной вентиляции.

1. Местные и общеобменная системы имеют общую производительность, достаточную для аварийной вентиляции, но не имеют резервных вентиляторов.

Проектируется одна аварийная дополнительная система вентиляции, производительность которой равна производительности наибольшей по расходу местной и общеобменной системы цеха. Аварийная система вентиляции, как специальная дополнительная, так и обычная местная или общеобменная система должны иметь два вентилятора: основной и резервный. Резервный вентилятор должен автоматически включаться в случае остановки основного.

2. Общая производительность общеобменной и местных систем менее требуемого аварийного воздухообмена, системы не имеют резервных вентиляторов.

Возможные варианты устройства аварийной вентиляции.

- Системы местной и общеобменной вентиляции, используемые в качестве аварийных, оборудуются дополнительными резервными вентиляторами. Недостающий воздухообмен обеспечивается аварийной дополнительной системой с производительностью, равной разности аварийного расчетного воздухообмена и суммы расходов местных и общеобменной вентиляционных систем, используемых в качестве аварийных.
- Системы местной и общеобменной вентиляции, используемые во время аварии, имеют один вентилятор каждая, но аварийная дополнительная система должна иметь производительность по воздуху, равную недостающему до аварийного воздухообмену плюс наибольшая производительность одной из основных систем.

- Если в помещении проектируется одна основная система аварийной вентиляции, то для неё предусматривается кроме основного резервный вентилятор, также рассчитанный на аварийный воздухообмен.
- Если при аварии в помещение могут поступать только газы и пары легче воздуха, то для одноэтажных зданий с аэрационными или открывающимися зенитными фонарями можно устраивать приточную вентиляцию наружным воздухом.

Литература.

11.3. 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:

$$G_1 = 3584 \sum A_d [h_0(y_{in} - y)p_{in} + 0,7V^2 p_{in}^2]^{0,5} K_s \quad (11.1)$$

Где $\sum A_d$ — 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 очана 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 $\sum A_d$.

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:

$$G = 676,8 P_f y^{1,5} K_s \quad (11.2)$$

где P_f — периметр, м. очага пожара в начальной стадии, принимаемый 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, $t = 600^\circ\text{C}$; твёрдые тела - $\gamma = 5$ Н/м³, $t = 450^\circ\text{C}$; волокнистые материалы и при удалении дыма из коридоров и холлов. $\gamma = 6$ Н/м³, $t = 300^\circ\text{C}$. 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 негорючих 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.

Дымоприёмные устройства следует размещать возможно более равномерно по площади помещения, дымовой зоны или резервуара дыма. Площадь, обслуживаемую одним дымоприёмным 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:

$$G_{sm.} = 3420 B H^{1,5} n \quad (11.3)$$

- для общественного, административно – бытового, производственного и складского здания:

$$G_{sm} = 4300BH^{1,5} n K_d \quad (11.4)$$

где В – 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); Н – высота двери, принимается не менее 2-х метров; n – коэффициент, зависящий от ширины створки В 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 дымовыми 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 воздухопроводов к вентустановкам обычно производится без гибких вставок, нормы допускают установку гибких вставок на воздухопроводах из негорючих 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.

11.4. 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 выфжода 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.”.

Литература.

СНиП 2.08.01-89

СНиП 2.08.02-89*

СНиП 2.09.04-87;

Пособие 13.91 к СнИП 2.04.05-91 Противопожарные требования к системам отопления, вентиляции и кондиционирования.

12. Пусконаладочные работы и эксплуатация систем вентиляции.

12.1. 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 воздухопроводов 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 воздухопроводов, 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**, определяют 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 воздухопроводов** проверяется сравнением фактической подачи воздуха вентилятором с суммой расходов по приточным или вытяжным устройствам. Если подача вентилятора превышает сумму расходов по этим устройствам, сеть воздухопроводов 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 воздухопроводов;
- ошибки в расчётах по подбору диаметров воздухопроводов;
- 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. 12.1) 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

$$K_{i, \text{факт.}} = \Delta p_{\text{факт.}} / L_{\text{факт.}}^2 \quad (12.1)$$

В этом случае фактическая зависимость давления от расхода описывается выражением:

$$\Delta p = K_{i, \text{факт.}} L^2 \quad (12.2)$$

3. подставив в формулу (12.2) величину проектного расхода $L_{\text{проект.}}$ получим величину давления, которое должен обеспечить вентилятор, чтобы по смонтированной сети воздуховодов перемещалось проектное количество воздуха:

$$\Delta p_{\text{треб.}} = K_{i, \text{факт.}} L_{\text{проект.}}^2 \quad (12.3)$$

4. требуемая частота вращения, обеспечивающая $\Delta p_{\text{треб.}}$ может быть определена из известного соотношения (рис. 12.1):

$$\frac{n_{\text{факт.}}}{n_{\text{треб.}}} = \frac{L_{\text{факт.}}^2}{L_{\text{проект.}}^2} \quad \text{или} \quad n_{\text{треб.}} = n_{\text{факт.}} \times \frac{L_{\text{проект.}}^2}{L_{\text{факт.}}^2} \quad (12.4)$$

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

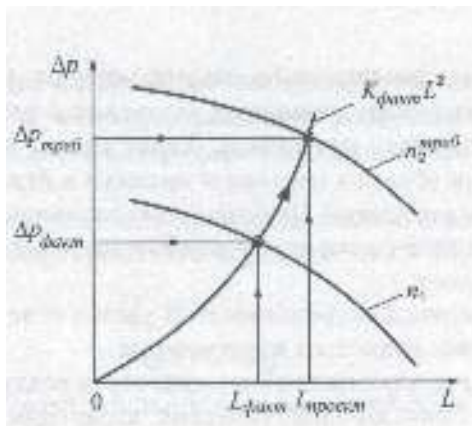
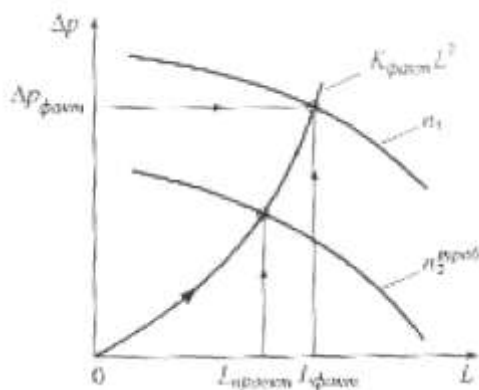


Рис. 12.1. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения расчётной подачи в условиях $L_{\text{проектное}} > L_{\text{факт.}}$

В третьем случае, как и в первом, можно сразу приступить к регулированию сети воздуховодов. Превышение фактической подачи над проектной свидетельствует обычно о завышенных сечениях воздуховодов. Это обстоятельство может быть использовано для снижения потребления электроэнергии путём ка-



количественного регулирования системы вентиляции. Заключается оно в снижении давления, развиваемого вентилятором до необходимой величины путём уменьшения частоты вращения рабочего колеса.

Рис. 12.2. 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 гра-

фической форме изложенный выше расчёт представлен на **рис. 12.2**. Если вентилятор 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 устанавливают. В последнее время для регулирования вентиляционных систем на ответвлениях устанавливают 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.

12.2. 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 $0,1^{\circ}\text{C}$, технические измерения (температура теплоносителя, воздуха) - $0,5$ и $1,0^{\circ}\text{C}$

Кроме электронных применяют и традиционные измерительные приборы.

Относительная влажность воздуха измеряется также **аспирационными психрометрами** (психрометр Ассмана). Нормативными документами обстановка теплового комфорта оценивается **результатирующей температурой помещения**, которая является комплексным показателем совместного действия на человека радиационной температуры помещения и температуры воздуха помещения. Результатирующая 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: **крыльчатыми 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. 12.3).

Этим же ГОСТом устанавливаются точки в поперечном сечении воздуховодов, в которых надлежит производить измерения. (рис.12.4).

Комбинированный приёмник давления является частью пневмометрической трубки (рис. 12.3), соединяемой с микроманометром резиновыми шлангами. Комбинированные приёмники давления известны как пневмометрические трубки или трубки Пито. Их изго-

тавливают различной формы. Наибольшее применение в вентиляционной практике получили трубки МИОТ (Нагорского) и МИОТ (Хлудова).

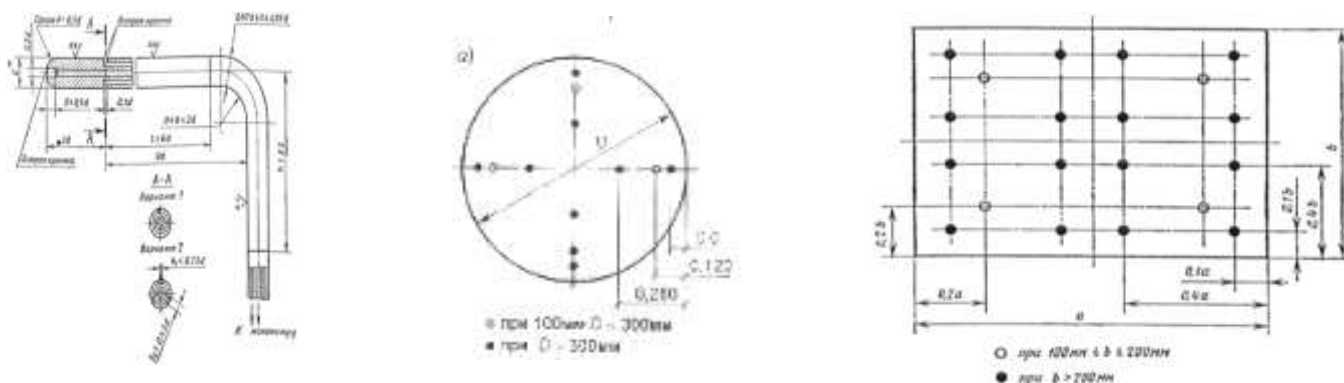


Рис.12.3. Комбинированный приёмник давления и координаты точек измерения давлений и скоростей воздуха в воздуховодах круглого и прямоугольного сечения. Рекомендуемые точки поперечного сечения, в которых производятся измерения скоростей при определении расходов в воздуховодах согласно ГОСТ 12.3.018 – 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, воспри-

нимающее 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.

12.3. Эксплуатация вентиляционных систем.

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

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 указании 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.

Список литературы.

ГОСТ 12.3.018-79 ССБТ. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний.

Межгосударственный стандарт ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.