

УДК 644.1; 697.1/8
ББК 38.762
С24

Рецензенты: доктор технических наук профессор Ю. К. Яхонтов;
кафедра № 21 Академии тыла и транспорта

Свиштунов В. М., Пушняков Н. К.

С24 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха объектов агропромышленного комплекса и жилищно-коммунального хозяйства: Учебник для вузов. — 2-е изд. — СПб.: Политехника, 2007. — 423 с.: ил.

ISBN 5-7325-0349-8

В книге представлены требования к параметрам микроклимата в отапливаемых, вентилируемых и кондиционируемых помещениях зданий агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства, теоретические основы и физическая сущность процессов кондиционирования воздуха, принципиальные схемы систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, примеры устройства этих систем в зданиях различного назначения, описаны основное оборудование систем, методы поверочных расчетов систем и оборудования, сведения по испытанию, наладке и эксплуатации систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

УДК 644.1; 697.1/8
ББК 38.762

ISBN 5-7325-0402-8



УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Свиштунов Василий Михайлович,
Пушняков Николай Карпович

ОТОПЛЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ
ВОЗДУХА ОБЪЕКТОВ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА
И ЖИЛИЩНО-КОММУНАЛЬНОГО ХОЗЯЙСТВА

Заведующая редакцией *Е. В. Шарова*
Редактор *М. И. Козицкая*. Переплет *Т. М. Каргапольцевой*
Технический редактор *Т. М. Жилич*
Корректоры *Н. В. Соловьева, З. С. Романова*
Набор *Т. Н. Бабан-Луценко*
Верстка *Т. М. Каргапольцевой*

Подписано в печать 22.12.2006. Формат издания 60х90¹/₁₆.
Гарнитура SchoolBook. Печать офсетная. Бумага офсетная.
Усл. печ. л. 26,5. Уч.-изд. л. 26,93. Тираж 1000. Заказ 3241.
ОАО «Издательство «Политехника»».
191023, Санкт-Петербург, Инженерная ул., 6.
Отпечатано с готовых диапозитивов
ГУП РК «Республиканская типография им. П. Ф. Анохина».
185005, г. Петрозаводск, ул. «Правды», 4.

ISBN 5-7325-0349-8

© Издательство «Политехника», 2007

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемая читателю книга задумана авторами как учебник для студентов и информативное руководство для инженеров. При написании книги использованы многолетний опыт преподавания данной дисциплины, труды видных ученых в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, а также результаты теоретических и экспериментальных исследований, выполненных в последние годы в нашей стране и за рубежом.

В книге с учетом современного состояния теории и практики прикладной гидравлики, аэродинамики и теплофизики изложены основы расчета, испытаний, наладки и эксплуатации систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Рассмотрены свойства воздуха и процессы изменения его состояния, требования к воздуху помещений различного назначения, основы гидравлики систем отопления, основы аэродинамики систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Значительное внимание уделено очистке и тепловлажностной обработке воздуха для придания ему нужных свойств, принципиальным схемам систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, устройству этих систем в типовых зданиях агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства.

Авторы стремились придать учебнику эксплуатационную направленность, что нашло выражение не только в наличии главы, касающейся эксплуатации систем и их режимов работы, но и в освещении вопросов теории и практики отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха с позиций их эксплуатации.

Главы 2 и 3 написаны Н. К. Пушняковым, главы 5–14 — В. М. Свиштуновым, главы 1 и 4 написаны совместно.

Авторы благодарят рецензентов — доктора технических наук профессора Ю. К. Яхонтова и сотрудников кафедры № 21 Академии тыла и транспорта за полезные советы, учет которых позволил усовершенствовать книгу.

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К МИКРОКЛИМАТУ ПОМЕЩЕНИЙ

1.1. СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Чистый воздух приземного слоя атмосферы представляет собой смесь нескольких газов и водяного пара. Газы, входящие в состав чистого атмосферного воздуха (азот 78,09 %, кислород 20,95 %, аргон и другие инертные газы 0,93 %, углекислый газ 0,03 % по объему), образуют сухую часть воздуха. Смесь сухой части воздуха и водяного пара принято называть влажным воздухом. Содержание кислорода в приземном слое атмосферы считается постоянным, а количество углекислого газа колеблется от 0,03 % по объему в атмосфере сельской местности до 0,14 % (и более) в воздухе крупных промышленных центров.

Кроме перечисленных основных газов, составляющих сухую часть чистого атмосферного воздуха, в нем содержатся примеси газообразных и парообразных продуктов естественных химических и биологических процессов, пыль космического и земного происхождения, микроорганизмы и пыльца растений. Все эти примеси образуют естественное загрязнение атмосферы.

В атмосфере могут содержаться также продукты искусственного загрязнения. Искусственное загрязнение возникает в результате работы промышленных предприятий, автотранспорта и авиации, теплоцентралей, сжигания топлива и мусора. В результате производственной деятельности человека в атмосферу Земли выбрасываются в год сотни миллионов тонн различных загрязняющих атмосферу веществ (пыль, различные газообразные вещества, пестициды и др.) Эти вещества оказывают неблагоприятное воздействие на здоровье людей, жизнедеятельность растений, животных и микроорганизмов, разрушают здания, сооружения, памятники, вредно влияют на оборудование и технические процессы.

Газовый состав воздуха помещений зданий агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства может существенно отличаться от атмосферного как по содержанию кислорода, так и по содержанию примесей. Характер загрязнений воздуха помещений зависит от наличия людей и животных в помещении, технологических процессов, осуществляемых в помещениях, вида веществ, поступающих в воздух помещений.

Физические свойства влажного воздуха характеризуются параметрами его состояния, к которым относятся температура по сухому термометру, температура по мокрому термометру, температура точки росы, влагосодержание, относительная влажность воздуха, плотность, энтальпия, полное давление влажного воздуха, парциальное давление водяного пара.

Поскольку влажный воздух в системах вентиляции и кондиционирования воздуха используется при атмосферном или

близком к нему давлении, то с достаточной для технических расчетов точностью можно рассматривать и сухую часть воздуха, и водяной пар как идеальные газы, а влажный воздух — как смесь идеальных газов, каждый компонент которой (в том числе и водяной пар) занимает весь объем смеси, имеет одинаковую с ней температуру и находится под своим парциальным давлением.

Парциальное давление идеального газа в смеси газов пропорционально температуре смеси и обратно пропорционально объему:

$$p_i = m_i \frac{R_\mu}{\mu_i} \frac{T}{V}, \quad (1.1)$$

где p_i — парциальное давление идеального газа в смеси газов, Па; m_i — масса газа, кг; R_μ — универсальная газовая постоянная, равная 8314,33 Дж/(кмоль · К); μ_i — молекулярная масса газа, кг/моль; T — термодинамическая температура, К; V — объем газа, равный объему всей смеси, м³.

Уравнение $p_i V = m_i R_i T$ известно как уравнение состояния идеального газа массой m_i .

Величина $R_i = \frac{R_\mu}{\mu_i}$ есть газовая постоянная конкретного газа.

Так как влажный воздух рассматривают как бинарную смесь, состоящую из сухой части и водяного пара, то полное давление влажного воздуха p представляют суммой парциальных давлений сухой части $p_{с.в}$ и водяного пара p_Π :

$$p = p_{с.в} + p_\Pi. \quad (1.2)$$

Уравнение состояния сухой части воздуха массой $m_{с.в}$:

$$p_{с.в} V = m_{с.в} R_{с.в} T, \quad (1.3)$$

где $R_{с.в}$ — газовая постоянная сухой части воздуха,

$$R_{с.в} = \frac{R_\mu}{\mu_{с.в}} = \frac{8314,33}{28,96} = 287,14 \text{ Дж/(кг · К)}.$$

Уравнение состояния водяного пара массой m_Π :

$$p_\Pi V = m_\Pi R_\Pi T, \quad (1.4)$$

где R_Π — газовая постоянная водяного пара,

$$R_\Pi = \frac{R_\mu}{\mu_\Pi} = \frac{8314,33}{18,016} = 461 \text{ Дж/(кг · К)}.$$

Газовая постоянная влажного воздуха массой $m = m_{с.в} + m_\Pi$

$$R_v = \frac{m_{с.в}}{m} R_{с.в} + \frac{m_\Pi}{m} R_\Pi; \quad (1.5)$$

$$R_v = \frac{m_{c.v.}}{m} \frac{R_{\mu}}{\mu_{c.v.}} + \frac{m_{\pi}}{m} \frac{R_{\mu}}{\mu_{\pi}}, \quad (1.6)$$

где $m = m_{c.v.} + m_{\pi}$ — масса влажного воздуха, кг.

Для воздуха, не содержащего водяного пара, $p_{\pi} = 0$; $p = p_{c.v.}$. Чем больше водяного пара содержится во влажном воздухе, тем больше парциальное давление p_{π} . Однако парциальное давление водяного пара во влажном воздухе не может быть выше давления насыщенного водяного пара p_n при данной температуре влажного воздуха, поэтому $0 \leq p_{\pi} \leq p_n$. Обычно водяной пар находится в воздухе в перегретом состоянии. Если воздух, содержащий некоторое количество перегретого водяного пара, охлаждать при постоянном полном давлении, то при вполне определенной температуре этот пар станет насыщенным. Температура, при которой водяной пар вследствие охлаждения становится насыщенным, называется температурой точки росы. При дальнейшем понижении температуры из воздуха будет выпадать влага и уменьшаться парциальное давление водяного пара. Парциальное давление насыщенного водяного пара определяется только температурой и не зависит от полного давления влажного воздуха.

Если состояние сухого воздуха (не содержащего водяного пара) изменяется при постоянном давлении, то объем воздуха V_T при температуре T равен $\frac{T}{T_0} V_0$, где V_0 — объем воздуха при начальной температуре T_0 . Если принять $T_0 = 273^\circ \text{C}$, а $T = (273 + t)$,

то $V_T = \left(1 + \frac{1}{273} t\right) V_0$, где $\beta = \frac{1}{273}$ — коэффициент объемного расширения сухого воздуха.

При изменении состояния влажного воздуха обычно переменной является масса водяного пара в воздухе при неизменной массе сухой части воздуха, поэтому принято влагосодержание, энтакпию относить к 1 кг сухой части влажного воздуха.

Влажность воздуха характеризуется массой содержащейся в ней влаги. Массу влаги, приходящуюся на 1 кг сухой части влажного воздуха, называют влагосодержанием и обозначают d . Обычно массу влаги во влажном воздухе измеряют в граммах, а влагосодержание в граммах на килограмм. Если известно влагосодержание d_0 , то масса влажного воздуха этого состояния

будет равна $1 + \frac{d_0}{1000}$ (кг) (рис. 1.1). В общем случае

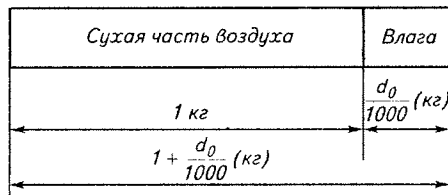


Рис. 1.1. Соотношение сухой и влажной частей воздуха

влагосодержание складывается из паросодержания и содержания влаги в жидкой или твердой фазе. В технике вентиляции и кондиционирования воздуха чаще приходится иметь дело с влажным воздухом, в котором влага содержится в виде перегретого или насыщенного водяного пара, а капельная влага или кристаллы льда, образовавшиеся в воздухе в процессе его обработки, отводятся. Поэтому под влагосодержанием воздуха часто понимают его паросодержание и обозначают буквой d .

Для влажного воздуха в количестве $1 + \frac{d_0}{1000}$ (кг) уравнения состояния 1 кг сухой части воздуха и $d/1000$ (кг) водяного пара:

$$p_{c.v.} V = 1 \cdot R_{c.v.} T; \quad p_{\pi} V = \frac{d}{1000} R_{\pi} T,$$

$$\text{откуда } d = 1000 \cdot \frac{R_{\pi}}{R_{c.v.}} \cdot \frac{R_{c.v.}}{R_{\pi}} = 622 \frac{p_{\pi}}{p - p_{\pi}}.$$

Так как $p_{c.v.} = p - p_{\pi}$, то

$$d = 622 \frac{p_{\pi}}{p - p_{\pi}}. \quad (1.7)$$

Влагосодержание воздуха может быть различным, однако его максимальное значение при данной температуре ограничено состоянием насыщенного водяного пара. Максимально возможное влагосодержание d_n при заданной температуре влажного воздуха можно определить из уравнения (1.7), если вместо парциального давления перегретого водяного пара p_{π} подставить давление насыщенного водяного пара p_n при этой же температуре. Тогда

$$d_n = 622 \frac{p_n}{p - p_n}. \quad (1.8)$$

Из уравнения (1.8) следует, что максимальное влагосодержание зависит от полного давления p и температуры влажного воздуха, так как величина p_n однозначно определяется температурой. Так как давление насыщенного водяного пара p_n увеличивается с ростом температуры, то, следовательно, чем выше температура воздуха, тем больше его возможное максимальное влагосодержание.

В процессах кондиционирования воздуха масса сухой части влажного воздуха остается неизменной, а влагосодержание может уменьшаться (осушка воздуха) или увеличиваться (увлажнение воздуха).

Из уравнения (1.7) следует, что

$$p_{\pi} = \frac{p d}{622 + d}. \quad (1.9)$$

Следовательно, парциальное давление водяного пара во влажном воздухе при неизменном полном давлении определяется влажностью и не зависит от температуры.

Так как влагосодержание воздуха при данной температуре может изменяться в пределах от 0 до d_n , то для характеристики степени увлажнения воздуха используется показатель относительной влажности воздуха.

Относительной влажностью ϕ называют отношение парциального давления водяного пара, содержащегося во влажном воздухе, к парциальному давлению насыщенного водяного пара при той же температуре:

$$\phi = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}} \quad (1.10)$$

Относительная влажность выражается в процентах или долях единицы и показывает степень приближения содержащегося во влажном воздухе водяного пара к состоянию насыщения при данной температуре воздуха. Поскольку $0 \leq p_{\text{п}} \leq p_{\text{н}}$, то $0 \leq \phi \leq 1$. Для сухого воздуха $\phi = 0$. Для влажного воздуха, в котором водяной пар содержится в насыщенном состоянии, $\phi = 1$.

Если влагосодержание воздуха сохраняется постоянным, а температура его повышается, то относительная влажность уменьшается, так как с ростом температуры увеличивается парциальное давление насыщенного водяного пара $p_{\text{н}}$. Наоборот, если температура влажного воздуха понижается, то при постоянном влагосодержании относительная влажность воздуха возрастает и при некоторой температуре достигнет 100 %, т. е. водяной пар, содержащийся в воздухе, станет насыщенным. Дальнейшее охлаждение воздуха вызовет конденсацию водяного пара, выпадение влаги из воздуха и снижение парциального давления водяного пара. Отсюда вытекает определение понятия температуры точки росы: температурой точки росы называется та наименьшая температура, до которой можно охлаждать влажный воздух при постоянном его влагосодержании.

Пользуясь понятием относительной влажности воздуха, влагосодержание воздуха можно представить следующей зависимостью:

$$d = 622 \frac{\phi p_{\text{н}}}{p - \phi p_{\text{н}}} \quad (1.11)$$

Плотность влажного воздуха ρ (кг/м³) представляет собой массу воздуха в единице объема:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.12)$$

Масса влажного воздуха $m = m_{\text{с.в.}} + m_{\text{п.}}$. Выразив $m_{\text{с.в.}}$ и $m_{\text{п.}}$ из уравнений состояния сухой части влажного воздуха и водяного пара, содержащегося в этом воздухе, после преобразований получим

$$\rho = \frac{p}{R_{\text{с.в.}} T} - \frac{\phi p_{\text{н}}}{T} \left(\frac{1}{R_{\text{с.в.}}} - \frac{1}{R_{\text{п}}} \right) \quad (1.13)$$

Уравнение (1.13) позволяет определить плотность влажного воздуха при различных его состояниях. Входящие в это уравнение величины T , ϕ , p могут быть измерены приборами. Из уравнения (1.13) следует, что влажный воздух при данной температуре тем легче сухого, чем выше его относительная влажность. Влажный воздух всегда легче сухого.

Энтальпия 1 (кДж/кг) представляет собой полную энергию, связанную с данным состоянием тела. В расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха энтальпию, как и влагосодержание, относят к 1 кг сухой части влажного воздуха. Если во влажном воздухе содержится влага только в виде водяного

пара, то энтальпия $1 + \frac{d}{1000}$ (кг) влажного воздуха равна сумме

энтальпии $i_{\text{с.в.}}$ 1 кг сухой части влажного воздуха и энтальпии $i_{\text{п}}$ содержащегося в воздухе водяного пара. Приняв за начало отсчета энтальпий сухой части влажного воздуха и водяного пара температуру $t = 0$ °С, получим

$$I = c_{\text{с.в.}} t + \frac{d}{1000} (r_0 + c_{\text{п.}} t), \quad (1.14)$$

где $c_{\text{с.в.}}$ — удельная изобарная теплоемкость сухой части воздуха, $c_{\text{с.в.}} = 1,005$ кДж/(кг · К); t — температура воздуха по сухому термометру, °С; r_0 — удельная теплота парообразования при $t = 0$ °С, $r_0 = 2500$ кДж/кг; $c_{\text{п.}}$ — удельная изобарная теплоемкость водяного пара, $c_{\text{п.}} = 1,89$ кДж/(кг · К).

Если уравнение (1.14) переписать в виде

$$I = \left(c_{\text{с.в.}} + c_{\text{п.}} \frac{d}{1000} \right) t + r_0 \frac{d}{1000}, \quad (1.15)$$

то $\left(c_{\text{с.в.}} + c_{\text{п.}} \frac{d}{1000} \right) t$ — явная теплота; $r_0 \frac{d}{1000}$ — скрытая тепло-

та; $c_{\text{с.в.}} + c_{\text{п.}} \frac{d}{1000} = c_{\text{в.}}$ — удельная изобарная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг · К).

В зависимости от температуры и соотношения явной и скрытой теплоты энтальпия влажного воздуха может принимать как положительное, так и отрицательное значение. Энтальпия влажного воздуха не зависит от давления; это естественно, поскольку компоненты влажного воздуха считаем идеальными газами, не реагирующими между собой.

В наиболее общем случае влажный воздух может содержать влагу не только в виде перегретого или насыщенного водяного пара, но и в виде жидкости (туман) и льда (снег). В этом случае

влажностное содержание d_0 представляет собой сумму масс влаги разных фазовых состояний, приходящейся на 1 кг сухой части влажного воздуха:

$$d_0 = d + d_{\text{ж}} + d_{\text{т}},$$

где $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{т}}$ — содержание в воздухе воды и льда соответственно, г/кг.

Энтальпия влажного воздуха, содержащего водяной пар, капли воды и кристаллы льда

$$I = c_{\text{с.в}} t + \frac{d}{1000} (r_0 + c_{\text{п}} t) + c_{\text{ж}} t \frac{d_{\text{ж}}}{1000} + \frac{d_{\text{т}}}{1000} (c_{\text{т}} t + r_{\text{т}}), \quad (1.16)$$

где $c_{\text{ж}}$ — удельная теплоемкость воды, $c_{\text{ж}} = 4,19$ кДж/(кг °С); $c_{\text{т}}$ — удельная теплоемкость льда, $c_{\text{т}} = 2,1$ кДж/(кг °С); $r_{\text{т}}$ — теплота плавления льда, $r_{\text{т}} = 335$ кДж/кг.

В случае, когда во влажном воздухе содержится вода или лед, водяной пар находится в насыщенном состоянии, т. е. при $d_{\text{ж}} > 0$, $d_{\text{т}} > 0$ имеем $d = d_{\text{н}}$.

Зависимости (1.1) — (1.16) позволяют вычислять все физические параметры состояния влажного воздуха, если известны два независимых друг от друга параметра. Однако следует отметить, что аналитическое определение параметров влажного воздуха по приведенным выше формулам весьма трудоемко. Трудоемкость намного увеличивается при расчетах процессов изменения состояния воздуха. Поэтому в настоящее время такие расчеты ведут графоаналитическим методом с использованием I — d -диаграммы влажного воздуха.

I — d -ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

I — d -диаграмма влажного воздуха является графическим представлением зависимости энтальпии от влагосодержания. I — d -диаграмма построена в косоугольной системе координат (рис. 1.2). Косоугольная система координат позволяет увеличить площадь рабочего поля диаграммы и обеспечивает ей большую наглядность. На вертикальной оси в выбранном масштабе отложены от начала координат положительные и отрицательные значения энтальпии I влажного воздуха. На наклонной оси нанесены в определенном масштабе значения влагосодержания d влажного воздуха. Начало координат соответствует состоянию сухого воздуха, имеющего температуру $t = 0$ °С и, следовательно, $d = 0$, $I = 0$. Угол между осями диаграммы выбирают обычно равным 135 °С.

Параллельно осям OI и Od проведены линии, образующие координатную сетку. Линии, параллельные наклонной оси Od , являются линиями постоянных значений энтальпии ($I = \text{const}$). Ли-

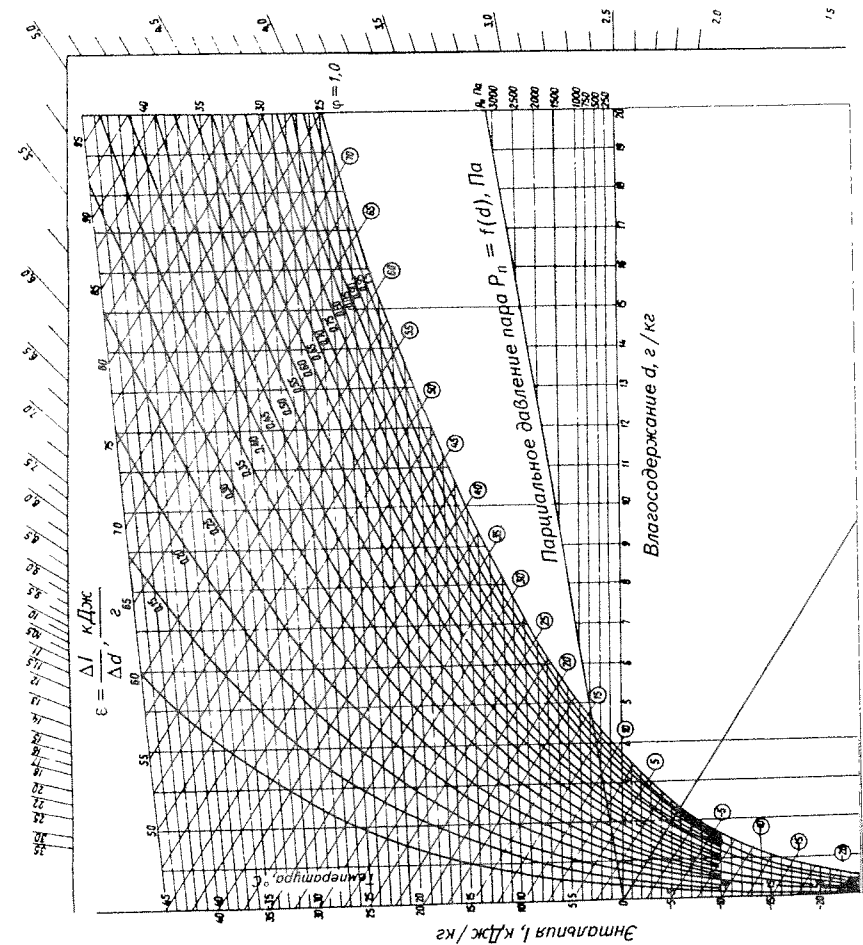


Рис. 1.2. I — d -диаграмма влажного воздуха (диаграмма построена для барометрического давления 101 325 Па)

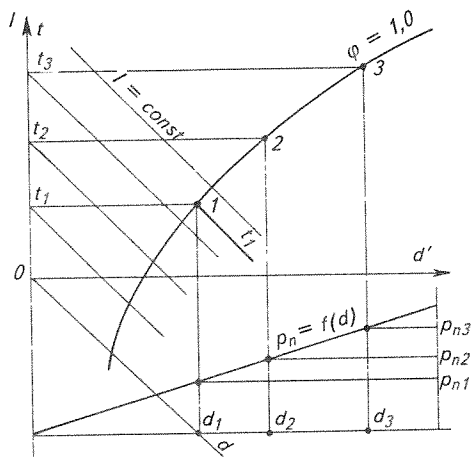


Рис. 1.3. Построение на I — d -диаграмме линий $I = \text{const}$ и $p_n = f(d)$

грамме зависимость между энтальпией, влагосодержанием и температурой влажного воздуха при постоянной относительной влажности.

Каждая точка диаграммы соответствует некоторому состоянию воздуха, характеризуемому параметрами I , d , t , ϕ , значения которых могут быть определены по положению точки. Линия $\phi = 1$ является геометрическим местом точек, соответствующих насыщенному состоянию пара в воздухе.

Линия $\phi = 1$ делит I — d -диаграмму на две зоны: верхнюю зону, расположенную над кривой $\phi = 1$, и нижнюю зону, расположенную под кривой $\phi = 1$. Верхняя зона определяет состояние воздуха, в котором содержится водяной пар в перегретом состоянии ($p_n < p_n$), относительная влажность $\phi < 1$, это зона однофазного состояния воздуха. Нижняя зона характеризует такое состояние воздуха, в котором содержится влага в виде насыщенного водяного пара и тумана, состоящего из мельчайших капель воды или кристаллов льда (зона тумана).

Изотермы, построенные на основании формулы (1.16), действительны только в верхней зоне I — d -диаграммы до кривой $\phi = 1$. При переходе в зону тумана изотерма претерпевает излом на линии $\phi = 1$, резко меняет свое направление (рис. 1.3). Продолжения изотерм в зоне тумана должны строиться по формуле (1.17), учитывающей наличие во влажном воздухе, кроме насыщенного водяного пара, влагу в капельно-жидком или твердом состоянии. В диапазоне температур, с которыми приходится иметь дело в практике вентиляции и кондиционирования воздуха, изотермы в зоне тумана считают параллельными изоэнтальпам.

нии, параллельные вертикальной оси OI , являются линиями постоянных значений влагосодержания ($d = \text{const}$). На полученной координатной сетке построены изотермы (линии $t = \text{const}$) и линии относительной влажности (линии $\phi = \text{const}$).

Изотермы на I — d -диаграмме выражают зависимость между энтальпией и влагосодержанием, а также между энтальпией и относительной влажностью при постоянной температуре. Линии $\phi = \text{const}$ выражают на I — d -диа-

На I — d -диаграмме имеется также линия, позволяющая определить парциальное давление водяного пара в зависимости от влагосодержания. Эта линия построена по уравнению (1.11) в виде графика в прямоугольной системе координат.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА С ПОМОЩЬЮ I — d -ДИАГРАММЫ

Любой точке на I — d -диаграмме соответствуют определенные значения параметров состояния влажного воздуха t , ϕ , I , d , p_n . Значения этих параметров определяются графически по соответствующим линиям, проходящим через заданную точку (рис. 1.4).

Для нахождения на I — d -диаграмме точки, соответствующей некоторому состоянию воздуха, достаточно задать два независимых друг от друга параметра (t и I , t и ϕ , d и ϕ и т. п.). Например, пусть задано некоторое состояние влажного воздуха значениями энтальпии I_A и температуры t_A . Для определения положения на I — d -диаграмме точки, соответствующей заданному состоянию воздуха, проводят линии $I_A = \text{const}$ и $t_A = \text{const}$ до их взаимного пересечения в точке A . Найденное таким образом положение точки A характеризует заданное состояние воздуха. Для определения других параметров состояния воздуха через точку A проводят линии $d_A = \text{const}$, $\phi_A = \text{const}$, и считывают по I — d -диаграмме соответствующие значения влагосодержания d_A и относительной влажности воздуха ϕ_A . Для определения парциального давления водяного пара проводят через точку A линию $d_A = \text{const}$ до пересечения ее с линией $p_n = f(d)$ и далее по графику определяют значение p_{nA} .

Также просто определяет по I — d -диаграмме температура точки росы t_{pA} . Так как температура точки росы означает самую низкую температуру, до которой можно охлаждать воздух при постоянном его влагосодержании, то для нахождения температуры точки росы достаточно провести линию $d_A = \text{const}$ до пересечения с кривой $\phi = 1$. Точка пересечения линии $d_A = \text{const}$ с кривой $\phi = 1$ на-

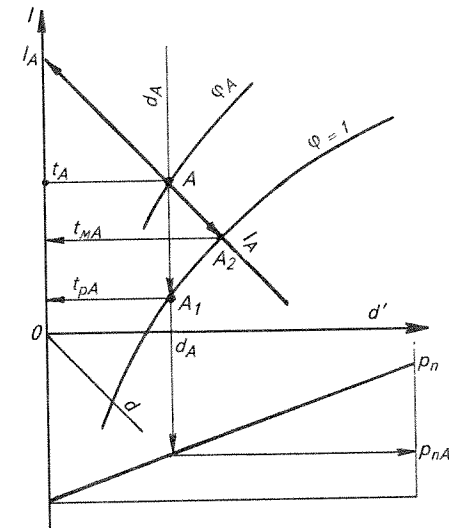


Рис. 1.4. Определение параметров воздуха на I — d -диаграмме: A_1 — точка росы; A_2 — точка мокрого термометра

зывается точкой росы, а соответствующая ей температура есть температура точки росы t_{pA} .

С помощью I — d -диаграммы можно определить температуру воздуха по мокрому термометру. Для этого через точку A проводят изоэнтальпу I_A до пересечения с линией $\phi = 1$. Температура, соответствующая точке пересечения линии I_A с кривой $\phi = 1$, есть температура смоченного термометра t_{mA} .

Температура мокрого термометра является именно той температурой, которую при определенных условиях фиксирует термометр, баллончик с расширяющейся жидкостью которого покрыт тонкой пленкой воды.

Значение температуры мокрого термометра зависит от интенсивности испарения воды с поверхности смоченного баллончика термометра. Чем больше воды испаряется в воздух, тем ниже температура пленки воды. Количество воды, способной испариться в воздух, тем больше, чем меньше его относительная влажность. Следовательно, по температуре мокрого термометра можно судить об относительной влажности воздуха. На этом основан психометрический метод ее измерения.

Психрометр, с помощью которого реализуется этот метод, представляет собой прибор, состоящий из двух расположенных рядом термометров. Один из термометров обычный, называется сухим. Второй термометр мокрый, баллончик его обернут тонкой и гигроскопичной тканью, например батистом, и смочен водой. Сухой термометр показывает температуру t воздуха, а второй — температуру мокрого термометра t_m . Разность показаний сухого и мокрого термометров $t - t_m$ называется психрометрической разностью. Она тем больше, чем меньше относительная влажность воздуха. При относительной влажности воздуха $\phi = 1$ психрометрическая разность равна нулю, показания термометров одинаковы ($t = t_m$), так как при этих условиях испарения воды с поверхности баллончика мокрого термометра не происходит. Зная температуру t воздуха и психрометрическую разность $t - t_m$, по психрометрическим таблицам или на I — d -диаграммах определяют относительную влажность воздуха.

В расчетах по вентиляции и кондиционированию воздуха с достаточной для практических целей точностью можно считать, что энтальпия воздуха в тонком слое непосредственно на поверхности воды смоченного баллончика термометра и энтальпия всего омывающего термометры воздуха равны. Тогда линии $t_m = \text{const}$ и

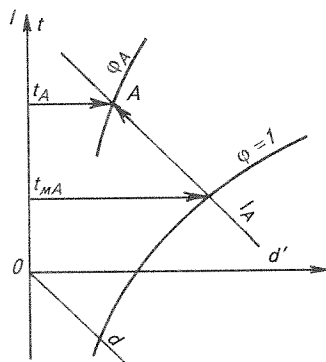


Рис. 1.5. Определение относительной влажности по температурам сухого и смоченного термометров с помощью I — d -диаграммы

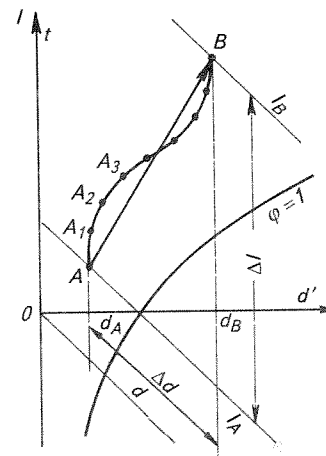


Рис. 1.6. Изображение на I — d -диаграмме изменения состояния воздуха

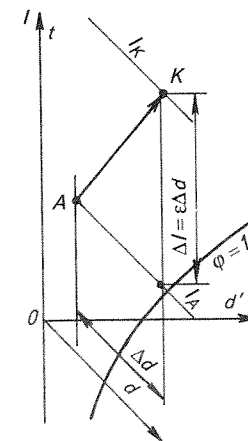


Рис. 1.7. Построение линий изменения состояния воздуха

$I = \text{const}$ совпадут и температура смоченного термометра найдется по изотерме, проходящей через точку пересечения линий $I = \text{const}$ и $\phi = 1$. Это значение t_m соответствует всем состояниям воздуха, имеющим энтальпию I_A .

По показаниям сухого и мокрого термометров легко определить по I — d -диаграмме состояние воздуха. Для этого на I — d -диаграмму наносят изотермы t и t_m (рис. 1.5). Через точку пересечения изотермы t_m с кривой $\phi = 1$ проводят линию $I = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t = \text{const}$. Точка пересечения изоэнтальпы с изотермой t характеризует состояние воздуха, t и t_m которого были измерены психрометром.

Изменение состояния влажного воздуха может быть представлено на I — d -диаграмме последовательностью точек, соответствующих начальному и каждому последующему состояниям воздуха (точки A_1, A_2, A_3 и т. д. на рис. 1.6). Линия, соединяющая эти точки, изображает изменение состояния влажного воздуха. В общем случае эта линия кривая. Если нас интересуют только начальное и конечное состояния воздуха, а промежуточные состояния не имеют значения, то линию процесса можно представить прямой, соединяющей точки, характеризующие на I — d -диаграмме начальное и конечное состояния воздуха (линия AK на рис. 1.7).

Положение линии процесса на I — d -диаграмме определяется приращениями энтальпии ΔI и влагосодержания Δd . Если задана точка A начального состояния влажного воздуха, то положение линии процесса можно определить по заданным значениям ΔI и

Δd или их отношению $\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d}$. Для этого необходимо от точки A отложить величину Δd (рис. 1.7) в направлении оси Od (по изотермальной I_A). Из точки, для которой влагосодержание равно $d_A + \Delta d$, проводят линию $d = \text{const}$, откладывают на ней величину $\Delta I = \varepsilon \Delta d$ и таким образом находят точку K , характеризующую конечное состояние воздуха. Линия, проведенная через точки A и K , является линией процесса при заданных значениях ΔI и Δd .

Величина ε является тепловлажностным отношением и называется угловым коэффициентом процесса.

Все процессы, изображаемые на $I-d$ -диаграмме параллельными линиями, характеризуются одной и той же величиной ε независимо от протяженности этих линий и положения точки, соответствующей начальному состоянию воздуха. Это дает возможность построить на $I-d$ -диаграмме угловой масштаб, облегчающий практическое нанесение линий процесса.

Угловым масштаб $I-d$ -диаграммы представляет собой пучок лучей, исходящих из начала координат диаграммы и соответствующих направлениям изменения состояния воздуха с определенным тепловлажностным отношением ε .

Для построения углового масштаба диаграммы рассматривают ряд различных изменений состояния влажного воздуха, приняв

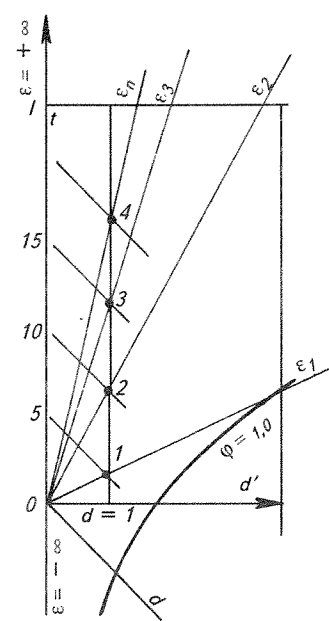


Рис. 1.8. Построение углового масштаба $I-d$ -диаграммы

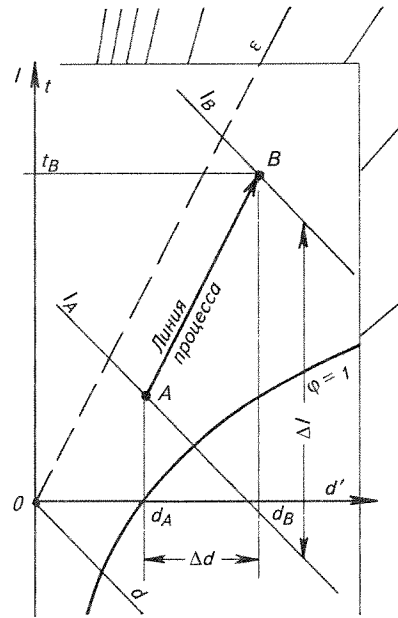


Рис. 1.9. Построение линии процесса изменения состояния воздуха по известному значению углового коэффициента

при этом для всех случаев одинаковые начальные параметры воздуха: $I_1 = 0$ и $d_1 = 0$ (точка начала координат $I-d$ -диаграммы). Если параметры конечного состояния воздуха обозначить I_2 и d_2 , то выражение для углового коэффициента приобретает вид

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} 1000 = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{I_2}{d_2} 1000. \quad (1.17)$$

Для каждого сочетания I_2 и d_2 проводят на $I-d$ -диаграмме линию процесса, исходящую из начала координат и проходящую через точку, соответствующую принятым значениям I_2 и d_2 . Если принять $d_2 = 1$, то $\varepsilon = I_2 \cdot 1000$. Задавая значения I_2 , равными 5, 10, 15 и т. д., на $I-d$ -диаграмме получим точки 1, 2, 3 и т. д. как точки пересечения линии $d_2 = 1$ линиями I_2 (рис. 1.8). Линии, проведенные через эти точки из начала координат, являются линиями процессов при различных значениях ε . Совокупность этих линий представляет собой угловой масштаб $I-d$ -диаграммы. Угловым масштаб либо наносят на $I-d$ -диаграмму в виде круга с лучами, обозначенными соответствующими значениями ε от $-\infty$ до $+\infty$, либо концы этих лучей фиксируют за рамкой диаграммы (рис. 1.8).

Так как все процессы, изображенные на $I-d$ -диаграмме параллельными линиями, характеризуются одним и тем же значением углового коэффициента, то для построения линии процесса, соответствующего заданному значению ε для некоторого исходного состояния воздуха A , которое не совпадает с началом координат диаграммы, необходимо линию заданного ε перенести параллельно самой себе в точку A . Конечное состояние воздуха определяется точкой пересечения линии процесса с линией одного из параметров конечного состояния воздуха (точка B на рис. 1.9).

1.2. ТРЕБОВАНИЯ К ГАЗОВОМУ СОСТАВУ ВОЗДУХА

Присутствием воздуха в приземном пространстве Земли обусловлена животная и растительная жизнь планеты. Воздух представляет собой сложную смесь газов, изменяющуюся в зависимости от природных условий или условий жизнедеятельности людей, животных и растений, как по составу, так и по объему содержащихся в воздухе газов.

Газовый состав воздуха в значительной степени влияет на основной процесс жизнедеятельности живых организмов и растений — г а з о о б м е н . Газообмен между живым организмом и окружающим этот организм воздухом называют д ы х а н и е м .

Дыхание обеспечивается работой всего организма и, прежде всего, его кровеносной системой, доставляющей кислород к клеткам организма и освобождающей клетки от CO_2 .

Обмен газами между кровью, протекающей через малый круг кровообращения (клетка—легкие—клетка), и внешней средой на-

зывают внешним дыханием. Газообмен через кожу и желудочно-кишечный тракт у человека, а также таких животных, как овцы, коровы, лошади, очень мал и составляет всего лишь 1–2 % от общего объема газообмена.

Поступление и удаление воздуха из легких обеспечиваются действием дыхательной мускулатуры, прежде всего межреберных мышц, диафрагмой и мышцами плечевого пояса. У человека отношение времени вдоха к времени выдоха при различных режимах дыхания колеблется от 1:1 до 1:2. При выполнении легкой работы и в состоянии покоя частота дыхания человека составляет 12–18 вдохов и выдохов в минуту. У физически тренированных людей частота дыхания в покое может составлять 6–8 вдохов и выдохов в минуту.

Внешнее дыхание человеческого организма осуществляется в альвеолах легких, диаметр которых равен 0,2 мм, а толщина стенок 0,001–0,004 мм. Суммарная площадь поверхности легких человека составляет от 90 до 100 м². В процессе дыхания кислород связывается с гемоглобином крови и разносится кровью к клеткам всего организма, где гемоглобин освобождается от кислорода и насыщается диоксидом углерода. Далее гемоглобин с СО₂ доставляется к альвеолам легких, где замыкается процесс газообмена. В процессе дыхания организм поглощает только до 20 % кислорода вдыхаемого воздуха; если вдыхаемый воздух содержит 20,95 % кислорода и 0,03 % диоксида углерода, то выдыхаемый воздух содержит 15,5–18 % кислорода и 2,5–5 % диоксида углерода. Обмен газов в легких обусловлен различием их парциальных давлений в альвеолярном воздухе и венозной крови легочных капилляров.

Внешнее дыхание представляет собой саморегулирующую систему, зависящую от процессов жизнедеятельности организма и других факторов, обуславливающих газообмен и потребление энергии организмом.

Повышение содержания СО₂ и снижение содержания О₂ в воздухе приводят к увеличению внешнего дыхания. Повышение интенсивности внешнего дыхания происходит из-за увеличения количества потребляемого кислорода, связанного с характером деятельности человеческого организма.

Зависимость энергозатрат и потребления кислорода от характера деятельности представлена в табл. 1.1.

Таблица 1.1
Энергозатраты и потребление кислорода человеком
в зависимости от характера деятельности

Характер деятельности	Энергозатраты, Вт	Потребление кислорода, л/ч
Относительный покой	85–100	15–18
Очень легкая работа	100–175	18–30
Легкая работа	175–350	30–60
Средняя работа	350–520	60–90
Тяжелая работа	520–700	90–100

Важной характеристикой, отражающей дыхание организма, является коэффициент дыхания.

Коэффициент дыхания (отношение объема диоксида углерода, выделяемого в процессе дыхания, к объему кислорода, расходуемого на дыхание) для организма человека составляет $k_d = 0,8 \div 0,9$.

В организме существуют регулирующие биологические механизмы, которые поддерживают внутренние физиологические параметры организма постоянными. Всякое отклонение от номинальных значений содержания СО₂ и О₂ во вдыхаемом воздухе, прежде всего СО₂, вызывает адекватную реакцию организма.

Повышенное содержание диоксида углерода приводит к раздражению кожи, а также слизистой оболочки, негативно влияет на кровообращение и нервную систему. Даже при кратковременном увеличении СО₂ в воздухе до 2 % ($2 \cdot 10^3$ Па) отмечаются одышка, головная боль и значительная частота дыхания, при концентрациях 5–6 % ($5 \cdot 10^3$ – $6 \cdot 10^3$ Па) отмечаются форсированное дыхание, чувство жары, тошнота, головная боль и пониженная температура тела, а при концентрациях 8–10 % ($8 \cdot 10$ кПа) СО₂ в воздухе помещения возможно наступление смерти от остановки дыхания.

Институтом биофизики были проведены исследования по определению влияния на организм человека различных концентраций диоксида углерода и кислорода в зависимости от продолжительности воздействия на человека (табл. 1.2). Данные результаты, а также многолетние наблюдения за физиологической адаптацией организма человека к различным концентрациям СО₂ в воздухе помещений, позволили в качестве нормативов принимать следующие значения предельно-допустимой концентрации СО₂ в воздухе помещений:

Таблица 1.2
Соотношения $\frac{CO_2}{O_2}$ (в процентах объема) в воздухе помещения,
определяющие степень влияния их на организм человека

Условия	Продолжительность воздействия						
	5 мин	15 мин	1 ч	4 ч	8 ч	200 ч	2000 ч
Оптимальные	0,03 21–23						
Предельно-допустимые	0,3–2 18,5–20						
Максимально-переносимые	$\frac{3-8}{12-16}$	$\frac{3-7}{12-16}$	$\frac{2-6}{16-18}$	$\frac{2-5}{16-18}$	$\frac{2-4}{16-18}$	$\frac{1-4}{16-18}$	$\frac{0,3-0,5}{16-18}$
Угрожающие здоровью	$\frac{8-10}{9-12}$	$\frac{7-8}{9-12}$	$\frac{6-7}{12-16}$	$\frac{5-6}{12-16}$	$\frac{4-5}{12-16}$	$\frac{4}{12-16}$	–
Угрожающие жизни	$\frac{10}{7-8}$	$\frac{8}{8-9}$	$\frac{7}{8-9}$	$\frac{6}{8-9}$	$\frac{5}{8-9}$	$\frac{4}{8-9}$	–

в жилых помещениях с постоянным пребыванием людей $C_{\text{СО}_2}^{\text{ПДК}} = 0,1 \%$ ($1 \cdot 10^2$ Па или 1 л/м^3);

в общественных помещениях с периодическим пребыванием людей $C_{\text{СО}_2}^{\text{ПДК}} = 0,125 \%$ ($1,25 \cdot 10^2$ Па или $1,25 \text{ л/м}^3$);

в общественных помещениях с кратковременным пребыванием людей $C_{\text{СО}_2}^{\text{ПДК}} = 0,2 \%$ ($2 \cdot 10^2$ Па или 2 л/м^3);

в помещениях для детей и больных $C_{\text{СО}_2}^{\text{ПДК}} = 0,07 \%$ (70 Па или $0,7 \text{ л/м}^3$);

в производственных помещениях, где диоксид углерода выделяется в результате каких-либо технологических процессов, предельно-допустимая концентрация $C_{\text{СО}_2}^{\text{ПДК}} = 0,5 \%$ ($5 \cdot 10^2$ Па или 5 л/м^3).

На газовый состав воздуха помещений, где находятся люди или животные, влияют газовые выделения жизнедеятельности организмов и продуктов работы технологического оборудования.

Все вредности по степени воздействия на организм человека подразделяют на четыре класса:

- 1-й класс — чрезвычайно опасные;
- 2-й класс — высокоопасные;
- 3-й класс — умеренно опасные;
- 4-й класс — малоопасные.

В большинстве случаев в воздухе помещений или ограниченного пространства сооружений вредные вещества выделяются не отдельно друг от друга, а одновременно. Если эти вредные вещества имеют однонаправленное действие, то следует учитывать эффект их суммарного воздействия на организм человека. Данный эффект рассчитывают по сумме относительных концентраций (отношений фактической концентрации к предельно допустимой), которая не должна превышать единицу:

$$\frac{c_1}{c_{1\text{ПДК}}} + \frac{c_2}{c_{2\text{ПДК}}} + \frac{c_3}{c_{3\text{ПДК}}} + \dots + \frac{c_n}{c_{n\text{ПДК}}} \leq 1. \quad (1.18)$$

Санитарными нормами установлены группы веществ, обладающие эффектом суммации. Например, по отношению к выхлопным газам, выделяющимся при работе двигателей внутреннего сгорания, можно суммировать воздействие газов в следующих группах:

- а) оксид углерода, диоксид азота, формальдегид, гексан;
- б) озон, диоксид азота, формальдегид;
- в) сернистый ангидрид, диоксид азота;
- г) этилен, пропилен, бутилен, амилен.

Через легкие человек и животные выделяют главным образом водяные пары, СО_2 и СО , а также микропримеси аммиака, ацетона, метана, этана, бутана и высших углеводородов. Количество выделяемого оксида углерода при нормальном распаде ге-

моглобина у человека составляет приблизительно $0,4 \text{ мл/ч}$. Через желудочно-кишечный тракт и кожный покров человеческий организм выделяет водород, сероводород, аммиак, фенолы с целым рядом других микропримесей.

Оксид углерода (угарный газ) является, как правило, продуктом неполного сгорания углерода в двигателях внутреннего сгорания и теплофикационных установках систем теплоснабжения и местного отопления. Оксид углерода в смеси с воздухом может образовывать взрывоопасные смеси при концентрациях $C_{\text{СО}} = 13-75 \%$ ($0,125-0,938 \text{ г/м}^3$). Оксид углерода, вдыхаемый с воздухом, усваивается гемоглобином крови в $250-300$ раз интенсивнее, чем кислород, что приводит при значительных концентрациях СО_2 к кислородному голоданию организма и даже к смерти. Предельно-допустимая концентрация оксида углерода в воздухе производственных помещений составляет 20 мг/м^3 , а в жилых помещениях — 2 мг/м^3 . Оксид углерода даже в довольно низких концентрациях вредно действует на организм человека, токсичное действие СО проявляется при концентрациях более 30 мг/м^3 .

Тяжесть отравления организма оксидом углерода зависит не только от его концентрации, но и от продолжительности вдыхания СО (рис. 1.10).

Неблагоприятное воздействие на организм человека оказывают газы, образующиеся в результате испарения смазочных масел, топлив, охлаждающих жидкостей, лаков, красок с поверхностей полимерных и других материалов. Строительные нормы проектирования промышленных предприятий СН 245-71 и ГОСТ 12.1.005-88 дают перечень более 750 вредных веществ и их предельно допу-

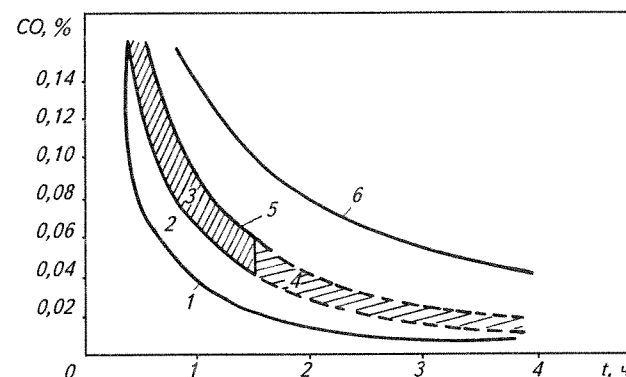


Рис. 1.10. Степень влияния концентрации СО в воздухе помещений на организм в зависимости от продолжительности вдыхания:

- 1 — граница зоны воздействия; 2 — зона неопасного воздействия;
- 3 — зона легкого отравления; 4 — зона тяжелого отравления;
- 5 — зона, опасная для жизни; 6 — границы зоны смертельного отравления

стимые концентрации; в данном учебнике в приложении 1 приведены значения ПДК некоторых основных газовых вредностей, выделение которых возможно на объектах агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства.

Оксиды азота (NO , NO_2), акролеин (CH_2CHCON), сернистый ангидрид (SO_2), озон (O_3) являются в основном продуктами сгорания топлив в двигателях.

Оксиды азота отличаются бурым цветом и характерным запахом, порог обонятельного ощущения NO_2 составляет $0,2 \text{ мг/м}^3$; NO и NO_2 ядовиты, вызывают раздражение слизистых оболочек дыхательных путей и глаз, а в тяжелых случаях — отеки легких. ПДК NO_2 в воздухе помещений составляет 5 мг/м^3 .

Акролеин — бесцветный газ с резким запахом, ощутимым при концентрации $0,07 \text{ мг/м}^3$, ПДК акролеина в помещениях $0,7 \text{ мг/м}^3$.

Сернистый ангидрид — это бесцветный газ с резким неприятным запахом, который ощущается органами обоняния при концентрации $6 \cdot 10^{-7} \text{ мг/м}^3$. Весьма токсичен, разъедает кожу и легочные ткани, при концентрациях $40\text{--}60 \text{ мг/м}^3$ SO_2 в течение нескольких минут может привести к отравлению, а при концентрации 120 мг/м^3 — к смертельному исходу через 5 мин. ПДК SO_2 в воздухе помещений 10 мг/м^3 .

Озон в приземном слое атмосферы содержится в концентрациях $0,01\text{--}0,04 \text{ мг/м}^3$. Повышенное содержание его в воздухе снижает сопротивляемость организма. При концентрациях $0,2\text{--}10 \text{ мг/м}^3$ озон раздражающе действует на слизистые оболочки глаз и органов дыхания. По своей токсичности отнесен к первому классу, ПДК озона в помещениях составляет $0,1 \text{ мг/м}^3$.

Необходимо отметить, что в большинстве случаев, оценивая токсичность газовых вредностей в помещениях, прежде всего выхлопных газов, надо принимать во внимание их совместное воздействие на организм человека. При расчетах режимов работы систем вентиляции, принимая в качестве основного компонента газ CO , целесообразно использовать понятие условного оксида углерода ($\text{CO}_{\text{усл}}$). При такой оценке токсичности компонента производят перерасчет другой газовой вредности, используя переводной коэффициент по отношению к основному компоненту. Так, 1 л NO_2 принимают эквивалентным $6,5 \text{ л CO}$, 1 л SO_2 — $2,5 \text{ л CO}$.

Огромно влияние газового состава воздуха, прежде всего концентраций кислорода и диоксида углерода, в тепличных и парниковых сооружениях агропромышленного комплекса. Так, повышение концентрации CO_2 в воздухе теплиц от $0,16$ до $1,61 \%$ способствует увеличению фотосинтеза и урожайности огурцов от 15 до 77% . Оптимальная концентрация CO_2 , обеспечивающая высокую урожайность огурцов, составляет $0,2\text{--}0,3 \%$.

Газовый состав воздуха в помещениях птицеводческих и животноводческих помещений зависит от их санитарного состояния, количества животных и птиц, способа уборки и удаления

навоза, а также эффективности работы системы отопления и вентиляции.

Основными газами, влияющими на жизнедеятельность животных и птиц, являются кислород O_2 , диоксид углерода CO_2 , аммиак NH_3 и сероводород H_2S . Действием других вредных газов для организма животных вследствие их малости и незначительности влияния на жизнедеятельность животных и птиц, содержащихся в помещениях, оборудованных системами естественной или принудительной вентиляции, пренебрегают.

Животные и птицы как живые организмы наиболее чувствительны к изменению соотношения кислорода и диоксида углерода во вдыхаемом воздухе. Отмечено, что уменьшение содержания кислорода в воздухе даже на 1% от нормативного значения существенно сказывается на здоровье птиц. При этом наблюдаются вследствие недоокисления белков, жиров и углеводов в организмах птиц накопление токсических продуктов, повышение заболеваемости и снижение их продуктивности.

Выделение диоксида углерода животными и птицами может быть определено по формулам:

$$G_{\text{CO}_2}^{\text{ж}} = n_{\text{ж}} a_{\text{ж}}; \quad (1.19)$$

$$G_{\text{CO}_2}^{\text{пт}} = n_{\text{пт}} a_{\text{пт}} m_{\text{пт}}, \quad (1.20)$$

где $n_{\text{ж}}$, $n_{\text{пт}}$ — количество животных и птиц; $a_{\text{ж}}$, $a_{\text{пт}}$ — выделение CO_2 одним животным и 1 кг живой массы птицы, л/ч ; $m_{\text{пт}}$ — средняя живая масса птицы, кг .

Некоторые значения величин $a_{\text{ж}}$ и $a_{\text{пт}}$ приведены в табл. 1.3.

Некоторое количество CO_2 выделяется с поверхности подстилок, навоза и помета. Так, при содержании кур в расчетах прини-

Т а б л и ц а 1.3

Выделение CO_2 животными и птицами

Животное, птица	Живая масса, кг	Количество CO_2 , л/ч
Корова	300–600	99–171
Теленок:		
до 1 месяца	30–80	16,5–42,2
от 1 до 4 месяцев	90–200	41–89
Свинья	100–300	47,9–81,6
Поросенок	7–40	9,4–26
Баран	50–100	25–37
Лошадь	400–1000	114–215
Курица:		
до 8 недель	0,08–1,25	2,37–1,74
от 9 до 26 недель	2,30–2,80	1,40–1,38
Индейка:		
до 8 недель	0,1–1,9	2,8–1,82
от 9 до 23 недель	4–8	1,3–1,2
Гусь	0,1–4,0	2,8–0,78
Утка	0,2–3,2	3,1–0,89

мают значение выделяемого CO_2 в пределах от 2 до 8 мг/ч (т. е. от 0,001 до 0,004 л/ч) с 1 м² поверхности подстилки и помета.

Результатом высокой концентрации CO_2 в помещениях, содержащих животных и птиц, является замедление окислительных процессов в их организмах, приводящее к повышению кислотности тканей, уменьшению щелочного резерва крови, нарушению терморегуляции и ухудшению дыхания. При увеличении CO_2 в воздухе у птиц возможны уменьшение частоты дыхания и даже полная остановка дыхания. Содержание птиц в помещениях с концентрацией CO_2 более 0,3 % приводит к хроническому отравлению птицы.

Неблагоприятное воздействие на животных и птиц оказывают аммиак и сероводород. При продолжительном вдыхании воздуха с повышенной концентрацией аммиака наблюдается снижение уровней гемоглобина и эритроцитов в крови, а также ухудшение функции пищеварительного тракта животных и птиц; кроме того, аммиак является взрывоопасным газом. Сероводород отрицательно действует на нервную систему и затормаживает окислительные процессы в организме.

В животноводческих и птицеводческих помещениях диоксид углерода и сероводород, имеющие большой удельный вес, накапливаются внизу (до 0,5 м от пола) — в зоне размещения животных и птиц, а также в жижекборниках. Аммиак, как более легкий газ, находится в верхней зоне помещений (1,5 м от пола и выше). При повышенной влажности воздуха ($\phi > 70\%$) повышается растворимость аммиака, при этом значительно увеличивается выделение аммиака из подстилок животных и птиц.

Действующие нормативные документы предъявляют жесткие требования к газовому составу воздуха в птицеводческих и животноводческих помещениях. Концентрации вредных для организма животных газов в воздухе помещений не должны превышать следующие значения: диоксид углерода — 4,94 г/м³ (2,5 л/м³), аммиак — 0,02 г/м³ (0,026 л/м³), сероводород — 0,01 г/м³ (0,0064 л/м³).

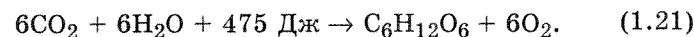
Для помещений, где содержатся птицы, требования к концентрации газов более жесткие — концентрация диоксида углерода не должна превышать 3,56 г/м³ (1,8 л/м³), аммиака — 0,01 г/м³ (0,013 л/м³) и сероводорода — 0,005 г/м³ (0,0032 л/м³).

Газовый состав воздуха оказывает существенное влияние на жизнедеятельность растений, особенно культивируемых в теплицах и парниках, а также на сохранность овощей и фруктов, находящихся на хранении в специальных сооружениях и хранилищах.

Жизнедеятельность растений обуславливается фотосинтезом и дыханием.

В процессе фотосинтеза происходит образование углеводов из диоксида углерода и воды под действием света. Дыхание растений — процесс, обратный фотосинтезу: в результате окисления кислородом углеводов происходит выделение CO_2 в окружающий растения воздух.

Фотосинтез в растениях осуществляется при участии пигмента хлорофилла в общем виде по реакции

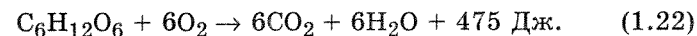


Содержание CO_2 в воздухе, как видно из реакции (1.21), является наравне с действием света определяющим для роста и развития растений.

В воздухе, прилегающем к открытой поверхности почвы, процентное содержание кислорода такое же, как и в удалении от почвы. В самой же почве содержание кислорода мало, так как он активно используется не только корневой системой выращиваемых культур, но и микроорганизмами, находящимися в почве. Этим объясняется необходимость постоянного рыхления почвы. Содержание диоксида углерода в воздухе у открытой поверхности почвы и в удалении от почвы различны, что объясняется активным выделением CO_2 почвы. Если в воздухе содержится 0,03 % CO_2 , т. е. 0,57 г/м³, то один гектар удобренной навозом окультуренной почвы выделяет в воздух около 20–25 кг CO_2 в час, тогда как бедная гумусом почва выделяет 2–4 кг CO_2 в час.

Дыхание растений происходит как при нормальном росте растений, так и при прекращении роста.

Превращение веществ и энергии при дыхании происходит в несколько стадий. Стехиометрическое балансовое уравнение аэробного процесса дыхания имеет следующий вид:



Это уравнение справедливо, если окисляемыми веществами являются гексозы. Из уравнения (1.22) видно, что теоретический коэффициент дыхания плодов и овощей равен 1. Если же на дыхание, например, будут расходоваться кислоты, то коэффициент дыхания k_d будет больше единицы. Считается, что $k_d > 1$ для всех плодов и овощей, за исключением цитрусовых, у которых на дыхание расходуются кислоты и гексозы.

Интенсивность дыхания плодов и овощей зависит от продолжения их хранения; наиболее велика она у свежесобранной продукции. Так, сразу после уборки с поля она выше, чем при хранении зимой: для лука — в 6,2 раза, для картофеля — в 5,7 раза, а для моркови — в 4,2 раза; коэффициент дыхания яблок сорта антоновка в ноябре составляет 0,92, в январе — 1,07, а в апреле — 1,23.

Интенсивность дыхания плодов и овощей в значительной степени зависит от условий хранения, например, от концентраций диоксида углерода и кислорода в воздухе помещений хранилищ. С увеличением C_{CO_2} и C_{O_2} коэффициент дыхания уменьшается. Интенсивность дыхания возрастает при техническом повреждении плодов и овощей, развитии микробиологических процессов и увеличении температуры хранения плодовоовощной продукции. Увеличение концентрации CO_2 и уменьшение концентрации O_2

до определенных значений приводит к созданию благоприятных условий для хранения овощей и фруктов. Так, для хранения картофеля наиболее благоприятными являются концентрации $С_{CO_2} = 2+3 \%$, а $С_{O_2} = 16+18 \%$, для хранения капусты — $С_{CO_2} = 4+6 \%$, а $С_{O_2} = 5 \%$, для хранения столовой свеклы — $С_{CO_2} = 2+3,5 \%$, а $С_{O_2} = 9+14 \%$, для хранения лука — $С_{CO_2} = 10 \%$, а $С_{O_2} = 3 \%$ или $С_{CO_2} = 5 \%$, а $С_{O_2} = 5 \%$.

Превышение максимального содержания CO_2 и снижение ниже минимального содержания O_2 в воздухе помещений хранилищ овощей и фруктов при длительном их хранении приводит к развитию гнилостных процессов в плодоовощной продукции.

1.3. ТРЕБОВАНИЯ К ЧИСТОТЕ ВОЗДУХА ПОМЕЩЕНИЙ

Санитарно-гигиенические требования к чистоте воздуха помещений определяются не только по условиям комфортности пребывания людей, животных и растений, но и всем объемом условий, обеспечивающих безопасность жизнедеятельности организмов. Основными нормативными документами, определяющими данные требования, являются СНиП 2.04.05–86 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», СНиП 2.09.02–85 «Производственные здания», СНиП 2.08.01–89 «Жилые здания», СНиП 2.08.02–89 «Общественные здания и сооружения», СНиП 2.09.04–87 «Административные и бытовые здания», СНиП 2.09.04–86 «Сооружения промышленных предприятий», СНиП 2.11.01–85 «Складские здания», СНиП 2.04.14–88 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов», СНиП 2.01.02–85 «Противопожарные нормы», СНиП 2.10.03–84 «Животноводческие, птицеводческие и звероводческие здания и помещения».

В воздухе помещений агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства всегда присутствуют аэрозоли — аэродисперсные системы, содержащие твердые или жидкие взвешенные аэрозольные частицы, аэрозоли. Частицы пыли, находящиеся во взвешенном состоянии, попадают в органы дыхания, на слизистые оболочки органов зрения, кожу и частично могут попадать в желудочно-кишечный тракт. Крупность пыли и ее форма характеризуют степень ее воздействия: чем мельче пыль, тем глубже она проникает в дыхательные пути. Крупно- и среднedisперсная пыль при диаметрах частиц 1, 8, 2, 8, 12 мкм задерживаются в верхних дыхательных путях органами дыхания соответственно в объеме 12, 20, 57, 93 % от общего объема пыли, вдыхаемого в организм. Мелкодисперсная и очень мелкодисперсная пыль, наиболее вредная для организма, попадая в легкие, может оседать там в альвеолярной области в количестве до 80 %.

Наиболее опасна для организмов такая пыль, которая содержит частицы кварцевой, асбестовой пыли, пыли никеля и его соединений, пыли хрома и оксида свинца, которые являются фиб-

рогенными, т. е. вызывающими легочную фиброзу (усиленный рост соединительной ткани в легких). Асбестоз, силикоз, аллергические и астматические отравления и другие заболевания легких являются результатом воздействия вредной мелкодисперсной и очень мелкодисперсной пыли при долговременном пребывании живых организмов в пыльной зоне.

Важными характеристиками пыли являются слипаемость, горючесть и взрывчатость. Повышенная слипаемость пыли затрудняет работу средств очистки воздуха. Чем мельче пыль, тем больше поверхность контакта в ее скоплениях и соответственно больше слипаемость, также слипаемость увеличивается при увлажнении пыли, независимо от ее дисперсности.

Измельченные вещества, как известно, обладают повышенной химической активностью, в частности к способности окисления с выделением теплоты. При определенных условиях такая способность может привести к горению измельченного вещества.

Воспламенение пыли в воздухе возникает от какого-то источника воспламенения, самовоспламенение пыли происходит в результате самоускорения экзотермической реакции окисления, при которой скорость тепловыделения преобладает над скоростью теплоотвода за пределы системы. Температуры воспламенения и самовоспламенения пылей различны. Горение аэрозолей, которые заполнили замкнутый объем, как правило, происходит в виде химического взрыва. Такое горение распространяется при определенных концентрациях аэрозолей, минимальные и максимальные значения которых называют нижними ($С^{ниж}$) и верхними ($С^{верх}$) концентрационными пределами взрыва. Аэрозоли, находящиеся в замкнутых объемах, концентрации которых ($С_x$) лежат в пределах $С_x^{ниж} < С_x < С_x^{верх}$, взрывоопасны, аэрозоли, концентрации которых $С_x^{ниж} > С_x > С_x^{верх}$, являются безопасными.

Различают четыре класса аэрозолей по взрыво- и пожароопасности:

1-й класс — наиболее взрывоопасные аэрозоли с нижним пределом взрывоопасности до 15 г/м^3 (аэрозоли сахара, торфа, серы, канифоли, эбонита);

2-й класс — взрывоопасные аэрозоли с нижним пределом восплаемости от 16 до 65 г/м^3 (аэрозоли льна, крахмала, мучной пыли, сланцев, алюминия);

3-й класс — наиболее пожароопасные аэрозоли с нижним пределом воспламенения более 65 г/м^3 и с температурой самовоспламенения до 250°C (для табачной пыли $t_{\text{воспл}} = 205^\circ\text{C}$, для элеваторной — $t_{\text{воспл}} = 250^\circ\text{C}$);

4-й класс — пожароопасные аэрозоли с нижним пределом воспламенения более 65 г/м^3 и температурой самовоспламенения выше 250°C (для древесных опилок $t_{\text{воспл}} = 275^\circ\text{C}$).

Количество пыли в воздухе оценивается ее концентрацией, определяемой разностью масс фильтра ($С_1$ — чистого; $С_2$ — с пылью) прибора, анализирующего воздух:

$$C_n = (C_2 - C_1) \frac{1}{L\tau}, \quad (1.23)$$

где L — расход воздуха через анализатор пыли, $\text{м}^3/\text{мин}$; τ — время взятия пробы, мин.

Санитарные нормы нашей страны ограничивают среднесуточную предельно допустимую концентрацию $C_{\text{п}}^{\text{ПДК}}$ нетоксичной пыли в атмосферном воздухе значением $0,15 \text{ мг}/\text{м}^3$, т. е. воздух считается чистым, если $C_{\text{п}} < 0,15 \text{ мг}/\text{м}^3$. Воздух считается слабо загрязненным, если $0,15 < C_{\text{п}} \leq 0,5 \text{ мг}/\text{м}^3$, сильно загрязненным, если $0,5 < C_{\text{п}} \leq 1 \text{ мг}/\text{м}^3$, и чрезмерно загрязненным, если $0,1 < C_{\text{п}} \leq 3 \text{ мг}/\text{м}^3$.

Концентрация пыли в жилых и общественных зданиях с постоянным и периодическим пребыванием людей во многом зависит от вида деятельности людей, культуры, санитарно-бытовых условий и других факторов. Обычно она такая же, как в атмосферном воздухе, но иногда может быть и выше, но, как правило, не превышает $10 \text{ мг}/\text{м}^3$. В воздухе помещений до 90 % частиц пыли имеют размеры менее 2 $\mu\text{м}$ и 10 % — размеры от 5 до 10 $\mu\text{м}$.

Важным показателем чистоты воздуха в помещении является загрязненность воздуха микроорганизмами.

Большинство микроорганизмов, находящихся в воздухе, не опасны для человека. Однако в воздухе помещений могут быть и такие микроорганизмы, которые являются возбудителями различных болезней. Поэтому биологическую загрязненность воздуха оценивают по общему количеству всех микроорганизмов в воздухе помещений. Воздух помещений считается загрязненным, если концентрация микроорганизмов в нем превышает $4500 \text{ шт.}/\text{м}^3$. Активными выделителями микроорганизмов являются люди и животные. Интенсивность выделения микроорганизмов повышается с увеличением физической активности организмов. Так, интенсивность выделения микроорганизмов человеком при медленном перемещении составляет 25 шт./с, при быстром перемещении — 250 шт./с, а при выполнении физической работы средней тяжести — 1670 шт./с. В среднем в сутки эта величина составляет 133 шт./с.

1.4. ТРЕБОВАНИЯ К МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ ВОЗДУХА ПОМЕЩЕНИЙ

Метеорологические параметры воздуха: температура, влагосодержание, относительная влажность, скорость движения воздуха и температура поверхностей, обращенных в помещение, — определяют микроклимат помещений.

Требования к микроклимату помещений, предназначенных для постоянного или длительного пребывания людей, животных или

растений, обусловлены особенностями живого организма или растений и определяют условия, обеспечивающие наиболее благоприятный отвод в окружающую среду вырабатываемых в организмах или растениях теплоты, газовых и жидкостных выделений.

Человеческий организм представляет собой своеобразную термостатированную систему с внутренним источником теплоты. Тепловая энергия, выделяющаяся при экзотермических химических реакциях, протекающих главным образом в скелетных мышцах и внутренних органах, используется человеческим организмом для поддержания внутренней температуры тела. Поскольку сохранение постоянства температуры тела является необходимым условием жизнедеятельности человека, физиологический механизм терморегуляции должен обеспечивать равенство прихода и расхода теплоты.

Если выделение теплоты в организме зависит от интенсивности химических превращений пищевых веществ и обменных процессов, то расход теплоты осуществляется за счет теплоотдачи в окружающую среду. Равенство выделяющейся в организме человека теплоты в окружающую среду обуславливает хорошее самочувствие человека и высокую работоспособность. Если теплопродукция организма и потери теплоты не сбалансированы, то в организме могут наблюдаться накопление теплоты и повышение температуры тела или, напротив, дефицит, приводящий к переохлаждению организма. И то и другое приводит к ухудшению самочувствия, снижению работоспособности человека, ухудшает условия работы всех функциональных систем организма. Но и тогда, когда обеспечивается равенство вырабатываемой и отдаваемой в окружающую среду теплоты, хорошее самочувствие наблюдается лишь при условии, если человеческому организму не приходится чрезмерно напрягать механизм терморегуляции.

Система терморегуляции позволяет в определенных пределах обеспечивать баланс продуцируемой и отводимой телом теплоты. Достигается это различной степенью напряжения терморегуляции. Например, рефлекторные реакции на воздействие холода направлены на сохранение теплоты, при этом кожные сосуды сужаются, вследствие чего теплоотдача человека уменьшается на 16–33 %. Защищаясь от чрезмерного нагрева, система терморегуляции усиливает потоотделение с кожного покрова человека, за счет чего увеличивается отдача теплоты в окружающую среду.

Отвод теплоты от человека в окружающую среду происходит по общим теплофизическим законам путем конвекции, излучения и испарения.

Теплообмен конвекцией происходит вследствие обтекания тела человека воздухом. Интенсивность теплообмена конвекцией определяется разностью температур наружной поверхности тела человека и воздуха, а также скоростью движения воздуха относительно поверхности тела. Если считать, что температура поверхности тела человека постоянная, то интенсивность теплообмена

человека с окружающей средой путем конвекции зависит от температуры воздуха и его подвижности. Если температура окружающего воздуха выше температуры поверхности тела, то повышение скорости движения воздуха будет приводить к ухудшению теплового состояния человека вследствие притока теплоты извне к поверхности тела.

Теплообмен излучением определяется разностью четвертых степеней температур поверхности тела человека и окружающих его поверхностей (поверхностей ограждений помещения, предметов и оборудования, находящихся в нем).

Если считать температуру поверхности тела человека постоянной, то можно принимать интенсивность теплообмена излучением зависящим от температуры окружающих человека поверхностей. Если температура поверхности тела человека выше, чем температура окружающих поверхностей, происходит отдача теплоты в окружающую среду, при обратном соотношении теплота поступает от окружающих поверхностей к телу человека. При нормальном тепловом состоянии количество теплоты, отдаваемой человеком за счет лучистого теплообмена, может достигать 40 % от общего теплоотвода.

Отвод теплоты от человеческого тела за счет испарения влаги с поверхности кожи и слизистых оболочек дыхательных путей определяется парциальным давлением водяного пара в окружающем воздухе и подвижностью воздуха. При одной и той же температуре интенсивность испарения тем больше, чем ниже относительная влажность воздуха. За счет испарения в нормальных условиях может отводиться до 35 % теплоты. Интенсивность этого вида отвода теплоты связана с теплообменом конвекцией и излучением. Если они затруднены, то под действием механизма терморегуляции усиливается потоотделение и за счет испарения влаги отводится теплота.

Таким образом, интенсивность теплообмена человека с окружающей средой определяется температурой, относительной влажностью, подвижностью воздуха и температурой окружающих человека поверхностей. Совокупность этих параметров окружающей человека среды называется м и к р о к л и м а т о м п о м е щ е н и я.

Нормальное тепловое состояние человека можно обеспечить различными комбинациями параметров окружающей среды. Например, если затруднен отвод теплоты конвекцией, то, понизив температуру окружающих поверхностей, можно увеличить лучистый теплообмен, обеспечив тем самым первоначальное тепловое ощущение. Путем повышения температуры окружающих поверхностей можно обеспечить нормальные условия отвода теплоты, а следовательно, и нормальное самочувствие человека при пониженной температуре воздуха и усиленной теплоотдаче конвекцией.

Таким образом, тепловой баланс в организме человека, а следовательно, и нормальное его самочувствие могут быть достигну-

ты при различных сочетаниях параметров окружающей человека среды. Однако существуют сочетания параметров, которые наиболее благоприятны для жизнедеятельности человека, сочетания, при которых тепловое состояние человека является комфортным. Комфортным называют такой комплекс параметров окружающей среды, при котором организм человека поддерживает свое тепловое равновесие при наименьшем напряжении системы терморегуляции. В комфортных условиях наблюдаются хорошее самочувствие и высокая работоспособность. Комфортные условия различны для людей, занятых трудом разной интенсивности. Поэтому параметры воздуха в помещениях нормируются с учетом назначения помещений и вида деятельности людей. Комфортные условия в помещениях зависят также от климата района и времени года.

Метеопараметры в помещениях нормируют по оптимальным и допустимым значениям параметров.

Оптимальные и допустимые значения температуры, влажности и подвижности воздуха в рабочей зоне помещений нормируются в зависимости от времени года и категории работ (легкая, средней тяжести, тяжелая).

Оптимальными микроклиматическими условиями считаются такие сочетания параметров микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают сохранение нормального функционального и теплового состояния организма без напряжения терморегуляции. Они обеспечивают ощущение теплового комфорта и создают предпосылки для высокого уровня работоспособности.

Допустимыми микроклиматическими условиями считаются такие сочетания параметров микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать преходящие и быстро нормализующиеся изменения функционального и теплового состояния организма и напряжение терморегуляции, не выходящие за пределы физиологических приспособительных возможностей. При этом не возникает повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут наблюдаться дискомфортные теплоощущения, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности.

Значения оптимальных и допустимых параметров микроклимата помещений приводятся в нормативной литературе.

Одним из важнейших факторов, определяющих эффективность животноводства и птицеводства и рентабельность этих отраслей сельского хозяйства, является обеспечение заданного микроклимата в помещениях для содержания животных и птиц. Известно, что оптимальные метеопараметры в помещениях содержания животных и птиц обеспечивают повышение выхода продукции на 30 %.

Организм животного обладает способностью поддерживать температуру тела на уровне оптимальной биологической активности. Это возможно только в том случае, если количество энергии,

получаемой животными с кормом, в общем энергетическом балансе организма будет соответствовать количеству тепловой энергии, которую отдает животное в окружающую среду.

Микроклимат помещения должен способствовать устойчивой термодинамической системе тепловлагообмена животного с окружающей средой. Для нормальной жизнедеятельности организма необходимы постоянный отвод излишков теплоты, чтобы избежать перегрева, и исключение переохлаждения из-за недостатка теплоты. Интенсивность отдачи теплоты животными зависит от тепловой обстановки, которая определяется температурой воздуха, его подвижностью, относительной влажностью и радиационной температурой помещения.

Основными составляющими отдачи теплоты животными в окружающую среду, непосредственно зависящими от терморегуляции, являются конвекция, лучистый теплообмен, теплопроводность и испарение влаги с кожи животного. Отдача теплоты теплопроводностью связана с теплофизическими свойствами полов и мало зависит от излучения температуры воздуха. Потоотделение начинает активизироваться при значительном повышении температуры окружающей среды, когда отдача теплоты конвекцией и лучеиспусканием становится невозможной.

Для животных разных типов и возраста установлены оптимальные пределы температурно-влажностных условий воздушной среды и радиационная температура ограждающих конструкций. Значения этих параметров приведены в нормативной литературе.

Система обогрева помещений должна обеспечить заданную температуру, что, в свою очередь, создает условия необходимого конвективного теплообмена животных с окружающей средой. Сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций должно быть таким, чтобы радиационная температура в помещении не превышала лучистый теплообмен животного выше допустимого. Система вентиляции должна обеспечить в помещении такую относительную влажность воздуха, чтобы влагообмен животного находился в допустимых пределах.

Технологические требования к метеорологическим параметрам воздуха помещений чаще всего касаются температуры и относительной влажности воздуха, поэтому нередко называются требованиями к температурно-влажностным условиям.

Температурно-влажностные условия в помещениях в зависимости от их назначения должны обеспечивать нормальное функционирование техники, оборудования и систем, длительное хранение материалов, техники и сельскохозяйственной продукции, а также качественное осуществление технологических процессов.

Весьма жесткие требования предъявляются, например, к условиям хранения различной техники, особенно такой чувствительной к температурно-влажностным условиям, как радиоэлектрон-

ная аппаратура: от температуры зависит скорость старения материалов, применяемых для ее изготовления. Низкая относительная влажность воздуха может вызвать потерю связанной влаги из молекул многих синтетических материалов, что нарушает их физико-химические свойства. Высокая относительная влажность воздуха способствует атмосферной коррозии, ухудшает электроизоляционные свойства изоляционных материалов. Поэтому оптимальными условиями хранения такой аппаратуры являются температура 20–25 °С и относительная влажность 60–80 %.

Высокие требования предъявляются к температурно-влажностным параметрам воздуха в помещениях вычислительных центров, узлов связи и др. Нормативные значения технологических требований к температуре и относительной влажности воздуха производственных помещений приведены в ведомственных нормативных документах.

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЙ

2.1. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ УСЛОВИЯ КОМФОРТНОСТИ ЧЕЛОВЕКА В ПОМЕЩЕНИЯХ

Значения параметров микроклимата зависят от назначения помещения, категории и вида выполняемых в них работ, периода года и других факторов, определяющих комфортность жизнедеятельности человека и нормальность протекания технологического процесса.

Ощущение температурного комфорта определяется сочетанием температуры воздуха помещения t_v и температуры поверхностей $t_{\text{пи}}$, обращенных в помещение. Осредненную температуру внутренних поверхностей помещения называют радиационной температурой t_R и определяют ее по площадям отдельных поверхностей F_i :

$$t_R = \frac{\sum t_{\text{пи}} F_i}{\sum F_i}. \quad (2.1)$$

Температурная обстановка в помещении с небольшой подвижностью и влажностью воздуха и малой относительной площадью нагретых и охлажденных поверхностей может характеризоваться результирующей температурой помещений $t_{\text{п}}$, определяемой по формуле

$$t_{\text{п}} = \frac{t_v + t_R}{2}. \quad (2.2)$$

Температурная обстановка в помещении определяется требованиями двух условий комфортности.

Первое условие комфортности определяет такую область сочетаний t_v и t_R , при которых человек, выполняя ту или иную работу и находясь в середине помещения, не испытывает ощущения перегрева или переохлаждения.

Влияние категории работы, а следовательно, и теплоотдачи человеческого организма определяется температурой $t_{\text{п}}$ (табл. 2.1).

Для холодного периода года первое условие комфортности характеризуется формулой

$$t_R = 1,57t_{\text{п}} - 0,57t_v \pm 1,5 \quad (2.3)$$

Температуру t_R определяют для помещений, имеющих большие охлажденные (два и более наружных ограждения) или развитые нагретые поверхности (при панельно-лучистом отоплении). Для обычных помещений значения t_R обычно сильно не отличаются от значения t_v , а поэтому при расчетах принимают равными.

Т а б л и ц а 2.1

Значения температуры $t_{\text{п}}$ в зависимости от категории работы и теплоотдачи организма

Категория работы	Теплоотдача организма, Вт	$t_{\text{п}}$ для холодного периода года, °С	$t_{\text{п}}$ для теплого периода года, °С
Легкая	До 172	21	26
Средней тяжести	» 293	18,5	24
Тяжелая	Св. 293	16	22

Второе условие комфортности температурной обстановки определяет допустимые температуры нагретых и охлажденных поверхностей при нахождении человека в непосредственной близости к ним.

Для того чтобы предупредить радиационный перегрев или переохлаждение человека, поверхности потолка и стен нагревают в холодный период года до температуры

$$t_{\text{наг}} \leq 19,2 \frac{8,7}{\varphi_{4\text{наг}}} \quad (2.4)$$

или охлаждают до температуры

$$t_{\text{охл}} \geq 23 \frac{5}{\varphi_{4\text{охл}}}, \quad (2.5)$$

где $\varphi_{4\text{наг}}$, $\varphi_{4\text{охл}}$ — коэффициенты облучения от наиболее невыгодно расположенной части поверхности тела человека на нагретую или охлажденную поверхность.

Температура холодного пола зимой может быть на 2–2,5 °С ниже температуры воздуха в помещении, но не выше 22–34 °С в зависимости от назначения помещения.

При определении потерь теплоты через ограждающие конструкции за расчетную температуру воздуха внутри помещений принимают:

для вертикальных ограждающих конструкций высотой до 4 м от пола и для полов — нормируемую температуру воздуха в рабочей или в обслуживаемой зоне помещения;

для вертикальных ограждающих конструкций высотой более 4 м от пола — среднюю температуру между температурой воздуха в верхней и рабочей зонах помещений;

для покрытий и фонарей — температуру воздуха под покрытием.

Температуры внутреннего воздуха помещений и ограждающих конструкций зданий и сооружений в зависимости от функционального назначения помещений и характера выполняемых в них работ определяются санитарно-гигиеническими технологическими требованиями, устанавливаемыми санитарными нормами СН 245–71, ГОСТ 12.1.005–88, строительными нормами и правилами СНиП 2.04.05–86, а также ведомственными нормами ВСН–43–88. Так, в соответствии с ГОСТ 12.1.005–88 для жи-

лых помещений температура воздуха $t_{\text{в}} = 18 \pm 21^\circ\text{C}$, для производственных помещений $t_{\text{в}} = 14 \pm 16^\circ\text{C}$.

Однако кроме санитарно-гигиенических и технологических требований, определяющих диапазон условий, который должен быть выдержан в течение отопительного периода, важным фактором является степень обеспеченности поддержания заданных внутренних условий (например, температуры $t_{\text{в}}$ и относительной влажности ϕ). Обеспеченность устанавливает, как часто или насколько продолжительны могут быть отклонения внутренних условий от заданных.

Для того чтобы выполнить требования обеспеченности заданных внутренних условий, необходимо правильно выполнить расчет системы отопления, в котором определяющую роль играют верно выбранные расчетные параметры наружного воздуха. Значения таких параметров приведены в СНиП с учетом коэффициента обеспеченности внутренних условий, и поэтому без дополнительного перерасчета принимаются в качестве истинных расчетных значений параметров наружного воздуха.

2.2. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Расчетные параметры наружного воздуха устанавливаются на основании многолетних данных метеорологических наблюдений в различных регионах страны для теплого и холодного периодов года.

Зимний период года определяется температурой наружного воздуха $t_{\text{н}}$ и скоростью ветра $v_{\text{н}}$.

Расчетные параметры наружного воздуха для систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха нормируются для теплого и холодного периодов.

Согласно СНиП 2.04.05–86 климат холодного и теплого периодов года для различных регионов и географических пунктов характеризуется двумя расчетными параметрами наружного воздуха: A и B .

Для систем отопления любых жилых, административных и производственных зданий и сооружений для холодного периода года в качестве расчетных параметров наружного воздуха должны приниматься параметры B .

Для систем вентиляции и кондиционирования воздуха гражданских и производственных помещений должны приниматься расчетные параметры A (для теплого периода года) и расчетные параметры B (для холодного периода года).

В соответствии со СНиП 2.10.03–84 при расчете систем отопления и воздушно-тепловых завес животноводческих и птицеводческих зданий в качестве расчетных параметров наружного воздуха принимают параметры B .

При расчете систем вентиляции и воздушного отопления в зданиях для содержания лошадей, овец и других животных, находящихся в климатическом районе со средней температурой самой холодной пятидневки выше -10°C , принимают расчетные параметры A . Для зданий, где содержатся птицы, кролики, свиньи и крупный рогатый скот, находящихся в климатическом районе со средней температурой самой холодной пятидневки ниже -10°C , в качестве расчетных параметров принимают параметры B .

При расчете систем отопления и вентиляции теплиц в соответствии со СНиП 2.10.04–85 расчетные параметры наружного воздуха должны быть следующие:

в холодный период года для круглогодичных теплиц температура наружного воздуха должна соответствовать средней температуре наиболее холодных суток с обеспеченностью 0,92, относительная влажность — средней относительной влажности наиболее холодного месяца, скорость ветра — средней скорости ветра за январь месяц;

в холодный период года для весенних теплиц температура, относительная влажность и скорость ветра наружного воздуха должны соответствовать средней температуре относительной влажности и скорости ветра наиболее холодного месяца за период эксплуатации;

в теплый период года для всех теплиц температура, относительная влажность наружного воздуха должны соответствовать средним значениям самого жаркого месяца, а скорость ветра — средней скорости ветра за июль месяц.

При расчетах систем отопления подземных зданий и сооружений, ограждающие конструкции которых обсыпаны грунтом, расчетная температура наружного воздуха для определения теплотерии корректируется и принимается равной средней температуре холодного периода года, продолжительность τ (сут.) которого определяется в зависимости от тепловой инерции данной конструкции по формуле:

$$\tau = 81 \frac{\delta_i^2}{a_i}, \quad (2.6)$$

где δ_i — толщина конструкции однослойного ограждения без учета грунтовой обсыпки, м; a_i — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$, $a_i = \lambda_i / \rho_i c_i$ [λ — коэффициент теплопроводности материала конструкции, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; ρ_i — плотность материала конструкции, $\text{кг}/\text{м}^3$; c_i — удельная теплоемкость материала, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$].

Величина τ для многослойного ограждения определяется по формуле

$$\tau = 81 \left(\frac{\delta_1}{\sqrt{a_1}} + \frac{\delta_2}{\sqrt{a_2}} + \dots + \frac{\delta_n}{\sqrt{a_n}} \right)^2, \quad (2.7)$$

где $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ — толщины слоев ограждения, м; $a_1, a_2, \dots, a_n$ — коэффициенты температуропроводности соответствующих слоев ограждения, $\text{м}^2/\text{с}$.

Расчетную температуру наружного воздуха t_H^τ , соответствующую периоду τ , определяют по формуле:

$$t_H^\tau = t_H^{\text{ср}} - \frac{9,14\sqrt{\tau}}{6,9} (t_H^{\text{ср}} - t_H^6), \quad (2.8)$$

где $t_H^{\text{ср}}$ — среднегодовая температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$; t_H^6 — средняя температура холодного периода, соответствующая параметрам B , $^\circ\text{C}$.

Если $t \geq 30$ сут., то температуру наружного воздуха t_H^τ принимают равной средней многолетней температуре самого холодного месяца.

Расчетную температуру наружного воздуха для холодного периода года, соответствующую параметрам B , t_H^6 , при расчете потерь теплоты через наружные ограждающие конструкции наземных зданий принимают равной средней температуре воздуха наиболее холодной пятидневки в данном населенном пункте из восьми наиболее холодных зим за последние 50 лет или температуре воздуха более холодного помещения — при расчете потерь теплоты через внутренние ограждения.

2.3. ТЕПЛОПТЕРИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ НАЗЕМНЫХ ЗДАНИЙ

Потери теплоты помещениями через ограждающие конструкции помещений наземных зданий определяют путем суммирования потерь теплоты через отдельные наружные ограждения и потерь (поступлений) теплоты через внутренние ограждения, если температура воздуха в соседних помещениях ниже или выше температуры в данном помещении более чем на 3°C .

Потери теплоты через отдельную ограждающую конструкцию помещения определяют по формуле

$$Q_{\text{огр}} \frac{F}{R_{\text{огр}}} (t_B - t_H) (1 + \sum \beta_i)_n = kF(t_B - t_H)\psi n, \quad (2.9)$$

где F — расчетная площадь ограждающей конструкции, м^2 ; $R_{\text{огр}}$ — сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$; $k = 1/R_{\text{огр}}$ — коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; t_B — расчетная температура воздуха в помещении, $^\circ\text{C}$; t_H — расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года или температура воздуха более холодного помещения, $^\circ\text{C}$; β_i — добавочные потери теплоты в долях от ос-

новных потерь; $\psi = 1 + \sum \beta_i$ — коэффициент, учитывающий добавочные потери через ограждающую конструкцию; n — поправочный коэффициент к расчетной разности температур $(t_B - t_H)$, зависящий от положения наружной поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху.

Расчетные температуры воздуха в помещении t_B и наружного воздуха t_H определяют по СНиП или другим нормам в соответствии с формулами и рекомендациями, представленными в пп. 2.1 и 2.3.

Расчетные площади F ограждающих конструкций определяют по планам и разрезам зданий и сооружений следующим образом.

1. Площади окон, дверей и фонарей измеряют по наименьшему строительному проему.

2. Площади потолка и пола измеряют между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружной стены.

Площадь пола, лежащего на грунте или на лагах, для проведения расчета потерь теплоты делят на полосы шириной 2 м, параллельные наружным стенам (рис. 2.1), которые составляют четыре зоны расчета F_1, F_2, F_3, F_4 . Зоны нумеруют начиная от наружной стены. Определяя площадь первой зоны F_1 , участок пола размерами 2×2 м, примыкающий к наружному углу, учитывают дважды. При расчете теплопотерь подвальных помещений за высоту надземной части наружных стен принимают расстояние от поверхности земли до поверхности пола первого этажа. Подземные части наружных стен рассматривают как полы на грунте. Разбивку на зоны (полосы шириной 2 м) начинают от уровня земли, продолжают вниз по внутренней поверхности до стыка подземной части стены с полом и далее до поверхности пола (рис. 2.2). При этом из площади первой зоны исключают для отдельного расчета площадь наружных стен и окон, выходящих в прямки.

3. Площади наружных стен измеряют:

а) в плане по внешнему периметру между наружным углом и осями внутренних стен;

б) по высоте: в первом этаже (в зависимости от конструкции пола) — или от внешней поверхности пола по грунту, или от поверхности подготовки под конструкции пола на лагах, или от нижней поверхности перекрытия над

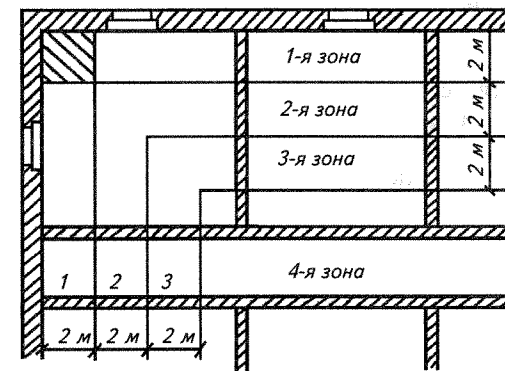


Рис. 2.1. Разделение поверхности пола, расположенного на грунте, на зоны

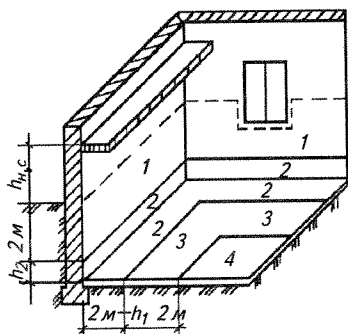


Рис. 2.2. Разбивка заглубленных частей наружных стен и пола на зоны

ют по размерам от внутренних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен.

Сопротивление теплопередаче стен, перекрытий, покрытий R_0 , ($\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$), определяют по формуле

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}, \quad (2.10)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициент теплообмена на внутренней поверхности ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; δ_i — толщина i -го слоя конструкции, м; λ_i — коэффициент теплопроводности материала i -го слоя, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент теплоотдачи на внешней поверхности ограждения, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Сопротивление теплопередаче полов, лежащих непосредственно на грунте, зависит от конструкции и расположения пола. В соответствии со СНиП 2.04.05–86 (прилож. 8) приведенное сопротивление теплопередаче $R_{\text{н.п}}$ отдельных зон шириной 2 м неутепленных полов на грунте и стен ниже уровня земли, имеющих $\lambda \geq 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$: для 1-й зоны $R_{1\text{н.п}} = 2,1 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; для 2-й — $R_{2\text{н.п}} = 4,3 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; для 3-й — $R_{3\text{н.п}} = 8,6 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; для 4-й (т. е. для оставшейся площади пола) — $R_{4\text{н.п}} = 14,2 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Сопротивление теплопередаче конструкций утепленных полов ($\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$), расположенных непосредственно на грунте, определяют для каждой зоны по формуле

$$R_{\text{у.п}} = R_{\text{н.п}} + \sum \frac{\delta_{\text{у.с}}}{\lambda_{\text{у.с}}}, \quad (2.11)$$

где $R_{\text{н.п}}$ — сопротивление теплопередаче отдельных зон неутепленного пола, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $\sum \frac{\delta_{\text{у.с}}}{\lambda_{\text{у.с}}}$ — сумма термических сопротивлений утепляющих слоев, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Утепляющими слоями считаются слои из материалов, имеющих теплопроводность $\lambda \geq 1,2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Сопротивление теплопередаче конструкций полов на лагах ($\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$) определяют по формуле

$$R_{\text{л}} = \frac{1}{0,85} R_{\text{у.п}} = 1,18 R_{\text{у.п}}. \quad (2.12)$$

Расчетная формула для определения теплотерь через пол, лежащий непосредственно на грунте или на лагах, имеет следующий вид:

$$Q = \left(\frac{F_1}{R_{1\text{п}}} + \frac{F_2}{R_{2\text{п}}} + \frac{F_3}{R_{3\text{п}}} + \frac{F_4}{R_{4\text{п}}} \right) (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) (1 + \sum \beta_i) n, \quad (2.13)$$

где F_1, F_2, F_3, F_4 — площади соответственно 1, 2, 3, 4-й зон, м^2 ; $R_{1\text{п}}, R_{2\text{п}}, R_{3\text{п}}, R_{4\text{п}}$ — сопротивление теплопередаче отдельных зон пола, неутепленного $R_{\text{н.п}}$ или утепленного $R_{\text{у.п}}$, или пола на лагах $R_{\text{л}}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; остальные величины — те же, что в формуле (2.9), причем коэффициент $n = 1$ для всех видов полов.

Добавочные теплотери через ограждающие конструкции, учитываемые в формуле (2.9) членом $(1 + \sum \beta_i) = \psi$, определяют в процентах от основных теплотерь ограждений добавками на ориентацию по отношению к сторонам горизонта, добавками на поступление холодного воздуха через входы, а также на высоту для помещений высотой более 4 м.

Добавку на ориентацию ограждений по сторонам горизонта в зданиях любого типа для всех наружных вертикальных и наклонных ограждений (стены, двери, световые проемы), обращенных на север, северо-восток, восток и северо-запад принимают в размере 10 %, а на запад и юго-восток — 5 % от основных теплотерь через эти ограждения.

Добавку на поступление холодного воздуха через входы, не оборудованные воздушными завесами, при их кратковременном открывании при высоте здания H (м) принимают: для тройных дверей с двумя тамбурами в размере $\beta = 0,2H$, для двойных дверей с тамбурами $\beta = 0,27H$, для двойных дверей без тамбура $\beta = 0,34H$, для одинарных дверей $\beta = 0,22H$. Для наружных ворот без тамбура и воздушно-тепловых завес $\beta = 3$, с тамбуром $\beta = 1$. Добавочные теплотери не учитывают для запасных или летних дверей и ворот, т. е. для них $\beta = 0$.

Добавка для горизонтально расположенных ограждений $\beta = 0,05$ — только для необогреваемых полов первого этажа над холодными подпольями зданий в местностях с расчетной температурой наружного воздуха $t_{\text{н}}^6 = -40^\circ \text{C}$ и ниже (параметры B).

Добавка на высоту для помещений высотой более 4 м равна 2 % на каждый метр высоты стены сверх 4 м. Максимально возможная добавка составляет 15 %, она может быть использована при теплотехническом расчете, если отсутствуют данные для учета

потерь теплоты в верхней зоне помещений. Для лестничных клеток добавку на высоту не принимают.

Поправочный коэффициент n к расчетной разности температур $(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})$ учитывает тот факт, что расход теплоты через ограждения, обращенные своей наружной поверхностью в неотапливаемые помещения (чердак, неотапливаемый подвал, подполье и т. п.), будут меньшими по сравнению с тем, если бы эти поверхности были обращены к наружному воздуху, поскольку на чердаках, в неотапливаемых подвалах формируется температура, отличная от расчетной наружной температуры, более высокая. Поэтому поправочный коэффициент n для наружных стен, бесчердачных покрытий, перекрытий над проездами окон и других ограждений, наружные поверхности которых омываются наружным воздухом, принимают равным 1, а для ограждений, наружная поверхность которых не соприкасается с наружным воздухом, — больше 1 и определяют по табл. 2.2.

В некоторых случаях при определении расхода теплоты через ограждения, отделяющие отапливаемые помещения от неотапливаемых, исходят из температуры в неотапливаемых помещениях $t_{\text{н.п}}$, рассчитываемой по балансу теплоты, поступающей в неотапливаемое помещение и теряемой через его ограждения:

$$t_{\text{н.п}} = \frac{\Sigma(kF)_{\text{в}} t_{\text{в}} + \Sigma(kF)_{\text{н}} t_{\text{н}}}{\Sigma(kF)_{\text{в}} + \Sigma(kF)_{\text{н}}}, \quad (2.14)$$

где $(kF)_{\text{в}}$, $(kF)_{\text{н}}$ — произведения коэффициентов теплопередачи на площади соответственно внутренних и наружных ограждений для неотапливаемого помещения, в котором рассчитывается температура $t_{\text{н.п}}$.

Определив температуру $t_{\text{н.п}}$, подставляют в формулу (2.9) разность температур $(t_{\text{в}} - t_{\text{н.п}})$ вместо разности $(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})$.

При теплотехническом расчете систем отопления многоэтажных зданий, а также сооружений и наземных зданий технологического назначения необходимо учитывать потери теплоты на

Т а б л и ц а 2.2
Поправочный коэффициент n к расчетной разности температур

Тип ограждающих конструкций	Коэффициент n
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия чердачные (с кровлей из рулонных материалов)	0,90
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	0,79
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли	0,60
Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,40

нагрев наружного воздуха, поступающего в результате инфильтрации через наружные ограждения. Потери теплоты на инфильтрацию в таких зданиях могут составлять 30–40 % (и более) от основных теплопотерь. В соответствии с методикой, приведенной в СНиП 2.04.05–86, затраты теплоты $Q_{\text{и}}$ (Вт) для нагрева инфильтрующегося воздуха в помещениях жилых и общественных зданий при естественной вытяжной вентиляции, не компенсируемого подогретым приточным воздухом, следует принимать равными большему из значений, определенных по формулам:

$$Q_{\text{и}} = k_p \Sigma G_{\text{и}} c (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^6) \beta_{\text{н}}; \quad (2.15)$$

$$Q_{\text{и}} = k_p L \rho_{\text{н}} c (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^6), \quad (2.16)$$

где $\Sigma G_{\text{и}}$ — расход инфильтрующегося воздуха через ограждения помещения, кг/ч; c — удельная теплоемкость воздуха, $c = 1$ кДж/(кг · °С); $t_{\text{в}}$, $t_{\text{н}}^6$ — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха в холодный период года (параметры B); $\beta_{\text{н}}$ — коэффициент, учитывающий нагрев инфильтрующегося воздуха в ограждении встречным тепловым потоком; $k_p = 0,28$ — числовой коэффициент, приводящий в соответствие принятые размерности расходов воздуха (кг/ч) и теплового потока (Вт): $0,28 = 1000/3600$; L — расход удаляемого воздуха, не компенсируемый подогретым приточным воздухом, м³/ч; $\rho_{\text{н}}$ — плотность наружного воздуха, кг/м³.

Коэффициент $\beta_{\text{н}}$, учитывающий влияние встречного теплового потока в конструкциях, составляет: 0,7 — для стыков панелей стен, для окон с тройными переплетами; 0,8 — для окон и балконных дверей с отдельными переплетами; 1 — для одинарных окон и балконных дверей со спаренными переплетами и открытых проемов.

В соответствии со СНиП для жилых зданий удельный нормативный расход удаляемого воздуха L , не компенсируемый подогретым приточным воздухом, принимают равным 3 м³/ч на 1 м² площади жилых помещений и кухни.

Суммарный расход инфильтрующегося воздуха $\Sigma G_{\text{и}}$ зависит от вида и характера неплотностей в наружных ограждениях и определяется по формуле

$$\Sigma G_{\text{и}} = \frac{\alpha \Sigma (\Delta p_1^{2/3} A_1)}{R_{\text{и1}}} + \frac{\Sigma (\Delta p_2^{1/2} A_2)}{R_{\text{и2}}} + \frac{\Sigma (\Delta p_3^{1/3} A_3)}{R_{\text{и3}}}, \quad (2.17)$$

где $\alpha = 0,21$ — числовой коэффициент, учитывающий перепад давлений ветрового и гравитационного $\Delta p_{\text{орг}} = 10$ Па, при котором определены расчетные значения $R_{\text{и1}}$ ($0,21 = 1/10^{2/3}$); Δp — перепад давлений на поверхности соответствующих ограждений в зоне расположения воздухопроницаемого элемента, Па; A — пло-

щадь воздухопроницаемого ограждения, м^2 ; l — длина стыков стеновых панелей, м; R — сопротивление воздухопроницаемого ограждения, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}/\text{кг}$; 1, 1/2, 2/3 — показатели степени, характеризующие разный аэродинамический режим фильтрации воздуха: соответственно ламинарный — через стыки панелей; турбулентный — через двери и открытые проемы; смешанный — через неплотности окон; 1, 2, 3 — индексы при p , A , R : 1 — для окон, балконных дверей и фонарей; 2 — для наружных дверей, ворот, открытых проемов; 3 — для стыков стеновых панелей (учитывают только для жилых зданий).

Подсчитанные для каждого помещения расходы теплоты на нагрев инфильтрующего воздуха следует добавить к теплотопотерям этих помещений.

При теплотехническом расчете в зданиях кроме вышеуказанных теплотопотерь может быть учтен еще ряд расходов теплоты, основными из которых являются расходы теплоты на нагрев поступающих в помещение холодных материалов, средств транспорта, на испарение влаги (Q_2 , Q_3 , Q_4). Должны быть учтены также тепlopоступления в помещения (Q_5).

Величины Q_2 , Q_3 , Q_4 , Q_5 определяют по методикам, приведенным в СНиП 2.04.05–86.

Теплопотери помещений суммируют для здания в целом, включая теплотопотери лестничных клеток. Теплопотери лестничных клеток определяют не по отдельным этажам, а сразу по всей высоте клеток.

Пример 2.1. Рассчитать теплопотери через ограждения помещения общежития, расположенного в Санкт-Петербурге (рис. 2.3).

Наружные стены (НС) толщиной 0,6 м [$\lambda = 0,81 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$] возводят из глиняного обыкновенного кирпича на цементно-песчаном растворе. На внутренней и наружной поверхностях стен — известково-песчаная штукатурка толщиной 0,015 м [$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$]. Бесчердачное покрытие (БЧП): железобетонная плита [$\lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$], пенобетон [$\rho = 400 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\lambda = 0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$], слой рубероида [$\lambda_p = 0,17 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$]. Окна с двойным остеклением (ОД) в деревянных перепле-

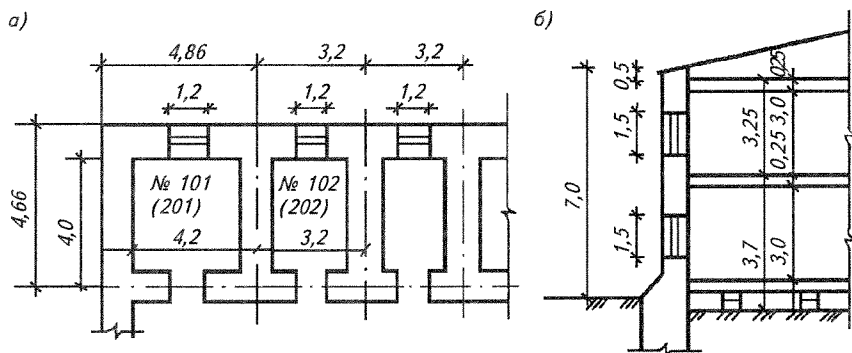


Рис. 2.3. План (а) и разрез (б) двухэтажного здания общежития

Таблица 2.3

Расчет теплопотерь жилого помещения

Номер помещения	Температура воздуха в помещении, °С	Характеристика ограждения				Коэффициент теплопередачи K , Вт/м ² ·°С	Расчетная разность температур $t_p - t_n$, °С	Основные теплопотери, Вт	Дополнительные теплопотери на ориентацию и инсоляцию	Коэффициент $\psi = (1 + \beta)$	Теплопотери, Вт		
		Тип	Ориентация по сторонам горизонта	Длина × ширина, м	Площадь, м ²						через ограждения	на инфильтрацию	помещения
101	20	НС	ЮЗ	4,66×3,7	17,2	1,06	45	820	0	1	820	12	14
		НС	СЗ	4,86×3,7	18,0	1,06	45	859	0,1	1,10	945	13	
		ОДО	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,38-1,06	45	107	0,1	1,10	118		
		Пл1	—	8,2×2	16,4	0,328	45	242	—	1	242		
		Пл2	—	2,2×2	4,4	0,178	45	35	—	1	35	779	2939
102	18	НС	СЗ	3,2×3,7	11,8	1,06	43	539	0,1	1,10	593		
		ОДО	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,38-1,06	43	102	0,1	1,10	112		
		Пл1	—	3,2×2	6,4	0,328	43	90	—	1	90		
		Пл2	—	3,2×2	6,4	0,178	43	49	—	1	49		
		ВС	—	3,8×3	11,4	1,23	(18-12)	84	—	1	84	580	1508
201	20	НС	ЮЗ	4,66×3,25	15,1	1,06	45	720	0	1	720		
		НС	СЗ	4,86×3,25	15,8	1,06	45	754	0,1	1,10	829		
		ОДО	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,38-1,06	45	107	0,1	1,10	118		
		БЧП	—	4,2×4	16,8	0,78	45·0,9	531	—	1	531	779	2977
202	18	НС	СЗ	3,2×3,25	10,4	1,06	45	496	0,1	1,1	546		
		ОДО	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,32	45	107	0,1	1,1	118		
		БЧП	—	3,2×4,0	12,8	0,78	45·0,9	404	—	1	404		
		ВС	—	3,8×3	11,4	1,23	(18-12)	84	—	1	84	580	1732

Примечание. В таблице приняты сокращения: НС — наружные стены; ОДО — окна с двойным остеклением; Пл1 и Пл2 — полы 1-го и 2-го этажей; ВС — внутренние стены лестничной клетки; БЧП — бесчердачное покрытие; ЮЗ — юго-запад; СЗ — северо-запад.

тах ($R_{ок} = 0,42 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$). Внутренние стены (ВС) лестничной клетки выполнены из обыкновенного кирпича толщиной $0,38 \text{ м}$ [$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$] с двухсторонней известково-песчаной штукатуркой толщиной $\delta = 0,015 \text{ м}$ [$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$].

Полы (Пл) первого этажа выполнены на лагах. Термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки $R_{в.п} = 0,172 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, толщина дощатого настила $\delta = 0,04 \text{ м}$, $\lambda = 0,175 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Расчетная температура наружного воздуха согласно СНиП 2.04.05-86 $t_n = -25^\circ\text{C}$.

Определяем коэффициенты теплопередачи наружных ограждений:

1) наружных стен

$$k = \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,6}{0,81} + \frac{2 \cdot 0,015}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 1,06 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$$

2) бесчердачные покрытия

$$k = \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,1}{2,04} + \frac{0,015}{0,15} + \frac{0,01}{0,17} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,78 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$$

3) окон

$$k = R_{ок}^{-1} = (0,42)^{-1} = 2,38 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C};$$

4) внутренних стен

$$R_o = \frac{2,1}{8,7} + \frac{0,38}{0,7} + \frac{2 \cdot 0,015}{0,7} = 0,814 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2/\text{Вт};$$

$$R_o = 2 \cdot 0,015 + \frac{0,38}{0,7} + \frac{2 \cdot 0,015}{0,7} = 0,814 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{R_o} + \frac{1}{0,814} = 1,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Термическое сопротивление утепляющих слоев конструкции пола

$$R_{в.п} = \frac{\delta}{\lambda} = 0,172 + \frac{0,04}{0,175} = 0,43 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}.$$

Теплопотери через пол на лагах определяем по зонам [см. формулу (2.12)]:

$$R_1 = 1,18 (2,1 + 0,43) = 3,05 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}; k_1 = 0,328 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}); R_2 = 1,18 (4,3 + 0,43) = 5,6 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}; k_2 = 0,178 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Расходы теплоты на инфильтрацию определяем по формуле (2.16), учитывая высокие теплотехнические свойства ограждающих конструкций рассчитываемых помещений. Жилые помещения оборудованы естественной вытяжной вентиляцией с нормативным воздухообменом $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 пола.

Исходя из этого для угловых помещений (№ 101, № 201) с внутренними размерами стен $3,7 \times 3,9 \text{ м}$: $Q_{и} = 0,28 \cdot 3 \cdot 3,7 \cdot 3,9 \cdot 1,429 (20 + 25) = 779 \text{ Вт}$; для внутренних помещений (№ 102, № 202) с внутренними размерами стен $2,9 \times 3,7 \text{ м}$: $Q_{и} = 0,28 \cdot 3 \cdot 3,7 \cdot 2,9 \cdot 1,429 (20 + 25) = 580 \text{ Вт}$.

Теплопотери через отдельные ограждения рассчитываем по формуле (2.9). Расчет сведен в табл. 2.3. В графе 7 таблицы коэффициент теплопередачи для окон определяют как разность коэффициентов теплопередачи окна и наружной стены, при этом площадь окна не вычитают из площади стены. Расчетную разность температуры в графе 8 таблицы определяют для наружных ограждений как $(t_n - t_{в}) n$, для внутренних ограждений — как фактическую разность температуры, полагая, что на лестничной клетке $t_{в} = 12^\circ\text{C}$.

2.4. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИЙ

Тепловой режим зданий в зависимости от их назначения может быть постоянным или переменным. Для наибольшего количества зданий характерен постоянный тепловой режим, требующий круглосуточного поддержания в течении всего отопительного периода установленных температур воздуха в помещениях здания. Поддержание установленных нормативными документами температур воздуха в помещениях обеспечивается в зданиях, как правило, работой систем отопления. Поэтому при решении вопроса о необходимости устройства системы отопления и определения ее мощности составляют тепловой баланс помещений, представляющий собой сопоставление теплопотерь, т. е. расхода теплоты из помещения $Q_{пот}$, и теплопоступлений $Q_{пост}$ при максимальном дефиците теплоты в расчетном режиме функционирования системы в здании.

Сведением всех составляющих теплопотерь и теплопоступлений в тепловой баланс помещений определяется дефицит или избыток теплоты. Дефицит теплоты ΔQ , определяемый превышением теплопотерь над теплопоступлениями, указывает на необходимость устройства системы отопления в помещении, мощность которой $Q_{от}$ и составляет эта величина ΔQ :

$$Q_{от} = \Delta Q = \Sigma Q_{пот} - \Sigma Q_{пост}. \quad (2.18)$$

Расход теплоты в помещении в общем случае можно представить следующей зависимостью:

$$\Sigma Q_{пот} = Q_{огр} + Q_{и} + Q_{н.м} + Q_{проч}, \quad (2.19)$$

где $Q_{огр}$ — расход теплоты через ограждающие конструкции помещений [см. формулу (2.9)]; $Q_{и}$ — расход теплоты на нагрев инфильтрующего воздуха или удаляемого вентиляцией из помещений [см. зависимости (2.15) и (2.16)], Вт; $Q_{н.м}$ — расход теплоты на нагрев поступающих извне материалов, оборудования и транспорта, Вт; $Q_{проч}$ — прочие расходы теплоты (на испарение влаги с открытых водных поверхностей, на нагрев воздуха, поступающего извне для компенсации воздуха, удаляемого из помещений технологическим оборудованием, и т. д.), Вт.

Минимальное часовое теплопоступление в помещение

$$\Sigma Q_{пост} = Q_{об} + Q_{б} + Q_{м} + Q_{чел} + Q_{и.о} + Q_{др}, \quad (2.20)$$

где $Q_{об}$, $Q_{б}$, $Q_{м}$, $Q_{чел}$, $Q_{и.о}$, $Q_{др}$ — соответственно теплопоступления от технологического оборудования, бытового оборудования, нагретых материалов, людей, искусственного освещения и других источников теплоты, Вт.

Для жилых зданий при расчете теплопотерь учитываются только $Q_{огр}$ и $Q_{и}$, а при расчете тепловыделений — только Q_6 (в соответствии с п. 3.1 СНиП 2.04.05-86 $Q_6 = 21 \text{ Вт/м}^2$ для жилых комнат и кухонь).

Для сооружений технологического назначения мощность систем отопления рассчитывают с учетом всех составляющих уравнений (2.19) и (2.20).

Теплопоступления от людей. Тепловыделения людей состоят из явной теплоты, выделяемой человеком в окружающую среду конвекцией и излучением, и скрытой теплоты, отдаваемой вместе с испаряющейся влагой.

Количество теплоты, выделяемой людьми, зависит от пола, возраста и телосложения человека, интенсивности физического или умственного труда, психического состояния человека, метеорологических параметров воздуха в помещении и температуры окружающих человека предметов, его одежды. Чем больше физическая нагрузка человека при выполнении им работы, тем больше тепловыделений. Изменения метеорологических параметров в большей степени влияют на структуру тепловыделений и в меньшей степени на объем полных тепловыделений.

Количество теплоты (кДж/ч), выделяемой людьми, определяют по формулам:

$$Q_{я} = q_{я}n; \quad (2.21)$$

$$Q_{п} = q_{п}n, \quad (2.22)$$

где $q_{я}$ и $q_{п}$ — соответственно количество явной и полной теплоты, выделяемой одним человеком, кДж/ч; n — количество людей.

Теплопоступления от искусственного освещения. Вся электрическая энергия, затрачиваемая на освещение, переходит в теплоту. Количество теплоты (кДж/ч), поступающей в помещение от искусственного освещения, определяют по формуле

$$Q_{осв} = EFq_{осв}\eta_{осв} \cdot 3,6, \quad (2.23)$$

где E — освещенность, лк · м²; F — площадь пола помещения, м²; $q_{осв}$ — удельные выделения теплоты, Вт/м² на 1 лк освещенности; $\eta_{осв}$ — доля тепловой энергии, поступающей в воздух помещения.

Теплопоступления от нагретых поверхностей оборудования. Теплоотдача Q (кДж/ч) от нагретых поверхностей оборудования, находящегося в помещении, осуществляется конвекцией и излучением. Конвективную часть теплоотдачи определяют по формуле

$$Q_K = \alpha(t_{пов} - t_B)F, \quad (2.24)$$

где α — коэффициент теплоотдачи конвекцией, кДж/(м² · ч · °С); $t_{пов}$ — температура нагретой поверхности, °С; t_B — температура воздуха в помещении, °С; F — площадь нагретой поверхности, м².

Поскольку теплоотдача в данном случае происходит по законам свободной конвекции, коэффициент теплоотдачи можно определить по известной зависимости

$$Nu = B(Gr \cdot Pr)^n, \quad (2.25)$$

где Nu — число Нуссельта, $Nu = \alpha l/\lambda$; Gr — число Грасгофа, $Gr = \beta \Delta t g l^3 / \nu^2$; Pr — число Прандтля, $Pr = \nu/a$; λ , ν , a — соответственно теплопроводность, кинематическая вязкость и температуропроводность воздуха, отнесенные к средней температуре пограничного слоя; β — температурный коэффициент объемного расширения воздуха, К⁻¹; g — ускорение свободного падения, м/с²; l — определяющий или характерный размер (для труб и шаров — диаметр; для пластин и плит, расположенных вертикально, — их высота); B и n — величины, значения которых принимают в зависимости от произведения чисел $Gr \cdot Pr$: если $Gr \cdot Pr = 1 \cdot 10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$, то $B = 1,18$, $n = 1/8$; если $Gr \cdot Pr = 5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$, то $B = 0,53$, $n = 1/4$; если $Gr \cdot Pr = 2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^{13}$, то $B = 0,135$, $n = 1/3$.

В области значений $Gr = 2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^{13}$ показатель степени $n = 1/3$, следовательно, теплоотдача в этой области не зависит от геометрических размеров (определяющий линейный размер входит в число Nu в первой степени, а в число Gr — в третьей). Таким образом, теплоотдача конвекцией в данной области автомодельна, что позволяет исследовать ее на малых физических моделях.

Лучистая часть теплоотдачи от нагретых поверхностей оборудования может быть определена по формуле

$$Q_L = \alpha_L(t_{пов} - t_B)F \quad (2.26)$$

при условии, что средняя температура ненагретых поверхностей оборудования и ограждений помещения равна температуре воздуха.

Коэффициент теплоотдачи излучением α_L [кДж/(м² · ч · К)] определяют по формуле

$$\alpha_L = C_{пр} \frac{\left(\frac{273 + t_{пов}}{100}\right)^4 - \left(\frac{273 + t_B}{100}\right)^4}{t_{пов} - t_B}, \quad (2.27)$$

где $C_{пр}$ — приведенный коэффициент излучения, кДж/(м² · ч · К). Величину $C_{пр}$ определяют по формуле

$$C_{пр} = \frac{1}{1/C_1 + 1/C_2 - 1/C_0}, \quad (2.28)$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты излучения взаимно облучающихся поверхностей; C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Теплопоступления от электродвигателей и механизмов. Для некоторых зданий наиболее характерным является размещение электродвигателей в общем помещении с приводимым ими в действие оборудованием. Потребляемая ими энергия может полностью переходить в теплоту, нагревающую воздух помещения, или частично расходоваться на нагрев обрабатываемого продукта, перекачиваемой жидкости, воздуха, удаляемого из укрытия машины.

Тепловыделения от установленных в общем помещении электродвигателей и приводимого ими в действие оборудования (кДж/ч)

$$Q = 3600 N_y k_{\text{загр}} k_{\text{одн}} \left(\frac{1}{\eta_1} - 1 + k_T \right), \quad (2.29)$$

где N_y — установочная мощность электродвигателей, находящихся в помещении, кВт; $k_{\text{загр}}$ — коэффициент загрузки электродвигателя, $k_{\text{загр}} = 0,5 \div 0,8$; $k_{\text{одн}}$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей, $k_{\text{одн}} = 0,5 \div 1$; η_1 — КПД электродвигателя при данной нагрузке; k_T — коэффициент перехода теплоты в помещение, учитывающий, что часть теплоты может быть унесена из помещения эмульсией, водой или воздухом; значения k_T принимают по опытным данным; для электродвигателей насосов системы водоснабжения $k_T = 0,1 \div 0,15$.

Значение η_1 зависит от коэффициента, учитывающего нагрузку электродвигателей k_{Π} ,

$$\eta_1 = k_{\Pi} \eta, \quad (2.30)$$

где η — КПД электродвигателя при полной нагрузке.

Количество теплоты (кДж/ч), передаваемое проходящему через вентилятор воздуху, определяют по формуле

$$Q_v = \frac{LH}{\eta_v}, \quad (2.31)$$

где L — подача вентилятора, м³/ч; H — давление, развиваемое вентилятором, Па; η_v — КПД вентилятора.

Степень нагрева воздуха, проходящего через вентилятор,

$$\Delta t = \frac{Q_v}{c\rho L}, \quad (2.32)$$

где c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); ρ — плотность воздуха, кг/м³; L — подача вентилятора, м³/ч.

Теплопоступления через строительные ограждения. Теплота солнечной радиации проникает в помещение через остекленные поверхности и непрозрачные ограждения. Количество теплоты солнечной радиации, поступающей в помещение через остекленные поверхности,

$$Q_{\text{с.р.п.}} = F_o q_o A_o, \quad (2.33)$$

и количество теплоты, поступающей в помещение через непрозрачные ограждения,

$$Q_{\text{с.р.п.}} = F_{\Pi} q_{\Pi} k_{\Pi}, \quad (2.34)$$

где F_o , F_{Π} — площади поверхностей остекления и покрытия, м²; q_o , q_{Π} — удельные поступления теплоты солнечной радиации через остекление и покрытие, Вт/м², $q_{\Pi} = 17,4$ Вт/м²; A_o — коэффициент, учитывающий характер и конструкцию остекления; для обычных оконных стекол $A_o = 1,45$, для матовых стекол $A_o = 0,4$, для сильно загрязненных $A_o = 0,7$; k_{Π} — коэффициент передачи теплоты покрытием, Вт/(м²·К).

Теплопоступления солнечной радиации учитываются в тепловом балансе для переходного и летнего периодов при наружной температуре 10 °С и выше.

При расчете систем отопления зданий для размещения животных и птиц одним из основных показателей являются теплопоступления от животных и птиц $Q_{\text{ж}}$.

Теплопоступления от животных и птиц, поступающие в помещение, определяют по формуле

$$Q_{\text{ж}} = n q k_1 k_2 k_3, \quad (2.35)$$

где n — количество животных или птиц в помещении; q — общее или свободное количество теплоты, выделяемой одним животным или птицей соответствующего живого веса (табл. 2.4); k_1 —

Таблица 2.4
Количество теплоты q , выделяемой животными и птицами

Животное, птица	Живая масса, кг	Тепловыделения, кДж/ч	
		общие	свободные
Корова	300–800	2700–5000	2000–3610
Вол	400–1000	4300–7460	3090–5310
Теленок:			
до 1 месяца	30–80	460–1180	330–847
от 1 до 3 месяцев	40–130	675–1760	490–1260
от 3 до 4 месяцев	90–200	1140–2480	820–1670
более 4 месяцев	120–350	1480–3000	1070–2160
Свинья	100–300	1235–2320	890–1660
Поросенок:			
до 2 месяцев	1–15	30–460	21,4–330
отъемыши	20–40	505–706	363–512
откормочный молодняк	50–120	725–1320	557–947
Курица:			
в клетке	1,5–1,7	–	24,6
на полу	3–3,5	–	21,3
Цыпленок-бройлер (1–8 недель):			
в клетке	1,3	–	28,6
на полу	1,4	–	31,0
Индийка	6–7	–	17,4
Индюшонок (1–23 недели)	2,2–7	–	36,6–19,6
Утка	3,5	–	28,3
Гусь	5–6	–	10,5

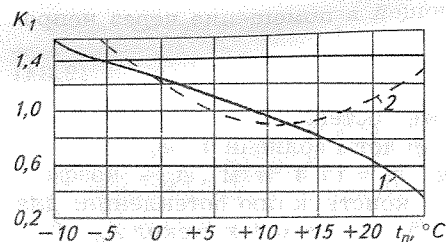


Рис. 2.4. Изменение коэффициента K_1 в зависимости от температуры помещения для коров (1) и свиней (2)

коэффициент изменения тепло- выделения животного или птицы в зависимости от температуры помещения (рис. 2.4; табл. 2.5); k_2 — коэффициент, учитывающий фактическое количество животных или птиц в помещении по сравнению с расчетным (для крупного рогатого скота $k_2 = 0,9$, для свиней $k_2 = 0,8$, для птиц $k_2 = 0,85 \div 0,9$); k_3 — коэффициент, учитывающий тепло-

выделения животных или птиц в ночное время (для животных $k_3 = 0,8$, для птиц $k_3 = 0,6$).

Теплопоступления от животных в основном являются теплопоступлениями от лучистой тепловой энергии шерстного покрова животных. Данные теплопоступления распространяются на ограждающие конструкции помещений и в зависимости от материала конструкций, а также их температуры могут быть описаны следующей зависимостью:

$$Q_{ж} = C_{пр} F_{и} \left[\left(\frac{T_{и}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{огр}}{100} \right)^4 \right] \varphi_{и.огр}, \quad (2.36)$$

где $C_{пр}$ — приведенный коэффициент излучения; $F_{и}$ — площадь излучающей поверхности, m^2 ; $T_{и}$, $T_{огр}$ — абсолютные температуры излучающей поверхности и поверхности ограждающей конструкции, в которую направлено излучение, К; $\varphi_{и.огр}$ — коэффициент облученности ограждающих конструкций (для стен $\varphi_{и.огр} = 0,15 \div 0,21$, для покрытий $\varphi_{и.огр} = 0,30 \div 0,57$).

Таблица 2.5
Значения коэффициента для определения тепловыделений птиц в зависимости от температуры воздуха в помещении

Температура воздуха в помещении, °C	При содержании в помещении	
	молодняка до 30 дней	взрослых птиц
4	—	1,15
8	—	1,10
12	—	1,05
16	—	1,00
20	1,00	1,00
24	1,00	1,05
26	1,03	1,07
28	1,05	1,10
32	1,10	1,15
36	0,90	0,80

Площадь излучающей поверхности $F_{и}$ (m^2) шерстного покрова животных зависит от их живой массы (см. табл. 2.3) и может быть определена с помощью следующих зависимостей:

для коров

$$F_{и} = 8,4p^{2/3}; \quad (2.37)$$

для свиней

$$F_{и} = 7,4p^{2/3}, \quad (2.38)$$

где p — живая масса животного, т.

Лучистый теплообмен животных в значительной степени зависит от теплофизических свойств ограждающих конструкций. Термическое сопротивление ограждающей конструкции животноводческих помещений должно обеспечивать такое температурное состояние внутренней поверхности конструкции, при котором животное не должно ощущать местного переохлаждения отдельных частей тела. Данное обстоятельство обеспечивается температурой внутренней поверхности ограждения, при которой лучистый теплообмен животного с ограждающей конструкцией не превышает конвективной теплоотдачи, что возможно при температуре поверхности стен $t_{ст} = t_{в} - 3$ °C и температуре внутренней поверхности покрытия $t_{покр} = t_{в} - 2,5$ °C.

2.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ТЕПЛИЦ

Системы отопления теплиц, функционирующих в зимнее время должны рассчитываться на обогрев шатра теплицы и обогрев почвы.

Принято считать, что в средней и северо-западной полосе нашей страны для обогрева шатра расходуется примерно 85–90 % общего расхода теплоты, а для обогрева почвы — 10–15 %. Схемы размещения шатрового и почвенного обогрева представлены на рис. 2.5.

Системы отопления теплиц рассчитывают без учета солнечной радиации и теплового потока через почву. Поэтому мощность системы отопления теплиц, функционирующих в зимнее время, определяют по формуле

$$Q_{т} = Q_{ш} + Q_{поч} = k_{огр} F_{огр} k_{и} (t_{в} - t_{н}) q_{поч} F_{поч}, \quad (2.39)$$

где $Q_{ш}$ и $Q_{поч}$ — мощности шатрового и почвенного подогрева, Вт; $F_{огр}$ — площадь поверхности ограждения теплицы, m^2 ; $F_{поч}$ — площадь поверхности почвы теплицы, m^2 ; $k_{огр}$ — коэффициент теплопередачи ограждения, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$ (табл. 2.6); $k_{и}$ — коэффициент инфильтрации (принимают в пленочных теплицах $k_{и} = 1,3 \div 1,4$, в остекленных — $k_{и} = 1,25 \div 1,3$; $t_{в}$ и $t_{н}$ — расчетные температуры воздуха в теплице и наружного воздуха, °C; $q_{поч}$ — плотность теплового потока от почвенного обогрева, $Вт/m^2$.

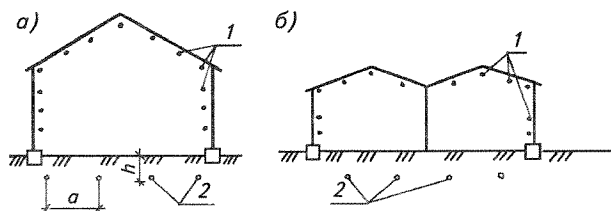


Рис. 2.5. Схемы обогрева ангарных (а) и блочных (б) теплиц:
1 — шатровый обогрев, 2 — почвенный обогрев

Плотность теплового потока от почвенного обогрева $q_{\text{поч}}$ зависит от средней температуры почвы $t_{\text{поч}}$ на глубине 0,3 м от поверхности, которая не должна превышать $+25^\circ\text{C}$ исходя из толщины корнеобитаемого слоя (он обычно лежит в пределах 0,1–0,3 м от поверхности) и из технологических условий роста растений.

Величина $q_{\text{поч}}$ может быть определена по графикам, построенным для различных значений теплопроводности почв, или по эмпирической зависимости

$$q_{\text{поч}} = -0,62t_{\text{н}} + 3,69t_{\text{поч}} + 1,76v + 21\lambda_{\text{поч}} - 88, \quad (2.40)$$

где $t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{поч}}$ — средняя температура почвы на глубине 0,3 м, $^\circ\text{C}$; v — скорость ветра, м/с; $\lambda_{\text{поч}}$ — теплопроводность почвы, Вт/(м · $^\circ\text{C}$).

Глубина заложения труб h и расстояние между ними a (рис. 2.5) определяются функциями изменения относительного сопротивления теплопроводности массива почвы $\bar{R}$: в зависимости от h — функцией $\bar{R}\theta'$; в зависимости от a — функцией $\bar{R}\theta''$ (рис. 2.6).

Таблица 2.6

Значения коэффициента теплопередачи ограждающих конструкций теплиц

Тип ограждения	$k_{\text{орг}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
Стекло с металлическими шпросами	6,4
Два слоя стекла, разделенные воздушной прослойкой с металлическими шпросами	3,3
Стекло с деревянными шпросами	5,8
Два слоя стекла, разделенные воздушной прослойкой, с деревянными шпросами	3,5
Одинарное укрытие из полиэтиленовой пленки	10,0
Одинарное укрытие из полиэтиленовой пленки, покрытое слоем капельной конденсации	7,0 – 8,1
Двухслойное укрытие из полиэтиленовой пленки, разделенное воздушным пространством (40 мм)	5,8
Двухслойное укрытие из полиэтиленовой пленки, разделенное воздушным пространством (40 мм), если внутренняя пленка покрыта капельным конденсатом	4,7

Основным условием правильности выбранных размеров является выполнение следующего равенства:

$$\frac{\bar{R}\theta'}{\bar{R}\theta''} = \frac{t_{\text{поч}}^{\text{max}} - t_{\text{п.поч}}}{t_{\text{поч}}^{\text{min}} - t_{\text{п.поч}}}, \quad (2.41)$$

где $t_{\text{поч}}^{\text{max}}$ — температура грунта (над трубопроводом) на глубине 0,3 м, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{поч}}^{\text{min}}$ — температура грунта между трубопроводами на глубине 0,3 м, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{п.поч}}$ — температура поверхности почвы, $^\circ\text{C}$.

Температура поверхности почвы определяется предельной температурой, наиболее благоприятной для культивации растений.

При воздушном отоплении теплиц температуру поверхности почвы определяют по формуле

$$t_{\text{п.поч}} = t_{\text{поч}} - q_{\text{поч}} \frac{0,3}{\lambda_{\text{поч}}}, \quad (2.42)$$

где $q_{\text{поч}}$ — плотность теплового потока в почве, Вт/м²; $\lambda_{\text{поч}}$ — теплопроводность почвы, Вт/(м · $^\circ\text{C}$); $t_{\text{поч}}$ — средняя температура почвы на глубине 0,3 м, $^\circ\text{C}$,

$$t_{\text{поч}} = \frac{t_{\text{поч}}^{\text{max}} - t_{\text{поч}}^{\text{min}}}{2}. \quad (2.43)$$

При использовании водяного отопления средняя температура почвы на глубине 0,3 м несколько выше, обычно на 1,5–2 $^\circ\text{C}$, чем при воздушном отоплении.

Вычислив или установив расстояние между трубами, определяют количество труб почвенного обогрева n исходя из ширины теплицы. В качестве расчетного количества труб, если не использована теплоизоляция по контуру теплицы, принимают величину $(n + 2)$, которая учитывает дополнительные трубопроводы для контурного обогрева почвы.

Относительное сопротивление теплопроводности массива почвы определяют следующей зависимостью:

$$\bar{R} = \frac{1}{2\pi} \ln \left[\frac{2a}{\pi d} \operatorname{sh} \left(2\pi \frac{h}{a} \right) \right], \quad (2.44)$$

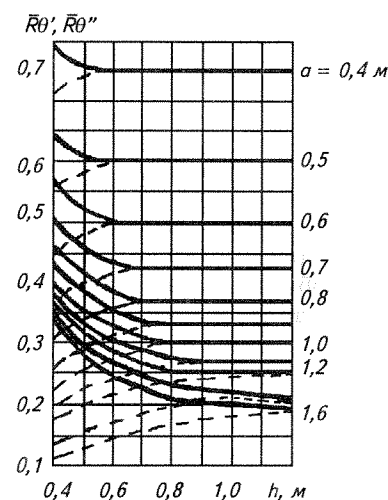


Рис. 2.6. Функции $\bar{R}\theta'$ (—) и $\bar{R}\theta''$ (---)

где d — диаметр трубопровода, м; sh — гиперболический синус,

$$\text{sh} = \frac{e^x - e^{-x}}{2}.$$

Тепловую мощность почвенного подогрева определяют количеством теплоты, отданной теплоносителем в почву, и вычисляют по формуле

$$Q_{\text{поч}} = G_T c (t_1 - t_2), \quad (2.45)$$

где G_T — расход теплоносителя, кг/с; c — удельная массовая теплоемкость воды, $c = 4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; t_1, t_2 — температуры на входе и выходе из системы обогрева почвы.

Если известна удельная теплоотдача трубопровода, то тепловая мощность почвенного подогрева может быть представлена зависимостью

$$Q_{\text{поч}} = q l, \quad (2.46)$$

где q — удельная теплоотдача трубопровода, Вт/м; l — протяженность трубопровода подогрева почвы, м.

Для почвенного обогрева удельную теплоотдачу трубопровода, находящегося на глубине h , определяют с учетом характеристик грунта по следующей формуле:

$$q = \frac{\lambda_{\text{поч}} (t_{\text{поч}}^{\text{max}} - t_{\text{п.поч}})}{R\theta'}. \quad (2.47)$$

Температуру теплоносителя на входе и выходе из системы обогрева почвы определяют через относительную температуру почвы

$$\theta' = \frac{R\theta'}{R}, \quad (2.48)$$

где $R\theta'$ — функция, зависящая от глубины заложения трубопровода системы обогрева почвы (см. рис. 2.6); R — относительное сопротивление теплопроводности массива почвы.

Температура теплоносителя на входе в систему подогрева почвы обычно на пять градусов превышает температуру на выходе из системы и может быть определена следующей зависимостью:

$$t_1 = \frac{t_{\text{поч}}^{\text{max}} - t_{\text{п.поч}}}{\theta'} + t_{\text{п.поч}}. \quad (2.49)$$

Пример 2.2. Рассчитать мощность почвенного обогрева ангарной теплицы площадью $F_{\text{поч}} = 800 \text{ м}^2$. Ширина теплицы 10 м. Расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = -22^\circ\text{C}$, скорость ветра $v = 5,9 \text{ м/с}$. Расчетные параметры воздуха в теплице: $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$, $\phi = 90\%$. Теплопроводность почвы $\lambda = 2,1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$. Температура на глубине 0,3 м $t_{\text{поч}}^{\text{max}} = 27^\circ\text{C}$, между трубопроводами $t_{\text{поч}}^{\text{min}} = 23^\circ\text{C}$.

1. Средняя температура почвы на глубине 0,3 м [по формуле (2.43)]

$$t_{\text{поч}} = \frac{27 + 23}{2} = 25^\circ\text{C}.$$

2. Плотность теплового потока [по формуле (2.40)]

$$q_{\text{поч}} = -0,62 \cdot (-22) + 3,62 \cdot 25 + 1,76 \cdot 5,9 + 21 \cdot 2,1 - 88 = 70,6 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Температура поверхности почвы [по формуле (2.42)]

$$t_{\text{п.поч}} = 25 - 70,6 \frac{0,3}{2,1} = 14,9^\circ\text{C}.$$

Но, так как система отопления водяная,

$$t_{\text{п.поч}} = 14,9 + 2 = 16,9^\circ\text{C}.$$

4. Основное условие определения h и a [по формуле (2.41)]

$$\frac{R\theta'}{R\theta''} = \frac{27 - 16,9}{23 - 16,9} = 1,66.$$

5. Задаемся из условий выращивания растений глубиной заложения трубопровода $h = 0,5 \text{ м}$.

6. Значения функций $R\theta'$ и $R\theta''$ при различных расстояниях между трубопроводами:

а) при $h = 0,5 \text{ м}$, $a = 1 \text{ м}$, $R\theta' = 0,35$, $R\theta'' = 0,26$

$$\frac{R\theta'}{R\theta''} = \frac{0,35}{0,36} = 1,85;$$

б) при $h = 0,5 \text{ м}$, $a = 1,2 \text{ м}$, $R\theta' = 0,32$, $R\theta'' = 0,205$

$$\frac{R\theta'}{R\theta''} = \frac{0,32}{0,205} = 1,56;$$

в) при $h = 0,5 \text{ м}$, $a = 1,4 \text{ м}$, $R\theta' = 0,275$, $R\theta'' = 0,165$

$$\frac{R\theta'}{R\theta''} = \frac{0,275}{0,165} = 1,67.$$

С наименьшими погрешностями условие (2.41) выполняется с $h = 0,5 \text{ м}$ и $a = 1,4 \text{ м}$, так как $\frac{R\theta'}{R\theta''} = 1,67$ наиболее близко к вычисленной $\frac{R\theta'}{R\theta''} = 1,66$.

7. Удельная теплоотдача трубопровода [по формуле (2.47)]

$$q = \frac{2,1 \cdot (27 - 16,9)}{0,28} = 75,8 \text{ Вт/м}^2.$$

8. Длина одного трубопровода

$$l = \frac{800}{14} = 57,1 \text{ м}.$$

9. Количество трубопроводов

$$n = \frac{14}{1,4} + 2 = 2 \text{ шт.}$$

10. Теплоотдача одного трубопровода [по формуле (2.46)]

$$Q_{\text{поч}} = 75,8 \cdot 57,1 = 4328,2 \text{ Вт.}$$

11. Расход теплоносителя [по формуле (2.45)]

$$G_{\tau} = \frac{4328 \cdot 3600}{4,187 \cdot 10^3 \cdot 5} = 744 \text{ кг/ч.}$$

По расходу теплоносителя определяем диаметр трубопровода — $d = 0,02 \text{ м.}$

12. Относительное сопротивление теплопроводности массива почвы [по формуле (2.44)]

$$R = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \ln \left[\frac{2 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 0,02} \operatorname{sh} \left(2 \cdot 3,14 \frac{0,5}{1,4} \right) \right] = 0,83.$$

13. Относительная температура почвы [по формуле (2.48)]

$$\theta = \frac{0,28}{0,83} = 0,34.$$

14. Температура теплоносителя на входе в систему обогрева почвы

$$t_1 = \frac{27 - 16,9}{0,34} + 16,9 = 47 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Так как при расчете расхода теплоносителя (см. п. 11) разность температур ($t_1 - t_2$) была принята равной $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, то $t_2 = 42 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

2.6. ВИДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И РЕЖИМЫ ИХ РАБОТЫ

Отопление называется искусственное поддержание температуры воздуха в помещении на уровне более высоком, чем температура наружного воздуха. Отопление помещений зданий и сооружений осуществляют для поддержания в них заданного уровня температур, определяемых условиями теплового комфорта или требованиями происходящих в них технологических процессов. Отопление помещений может быть конвективным и лучистым.

Конвективным отоплением называется отопление, при действии которого температура воздуха в помещении $t_{\text{в}}$ выше радиационной температуры $t_{\text{Р}}$. Радиационная температура $t_{\text{Р}}$ — усредненная температура поверхностей, обращенных в помещение, вычисленная относительно человека, находящегося в середине помещения.

Лучистое отопление — отопление, обеспечивающее температуру воздуха в помещении $t_{\text{в}}$ ниже радиационной температуры $t_{\text{Р}}$. Комплекс оборудования и устройств, реализующих конвективное или лучистое отопление и поддерживающих температуру воздуха в помещениях зданий, называется **системой отопления**. Каждая система отопления включает в себя три основных элемента: а) теплогенератор, в котором теплоносителю системы отопления передается необходимое количество теплоты; б) теплопроводы, по которым перемещается теплоноситель от

теплогенератора к отопительным приборам; в) отопительные приборы, обеспечивающие передачу теплоты от теплоносителя воздуху и ограждениям помещений.

По взаимному расположению основных элементов системы отопления могут быть местные и центральные.

Системы отопления, в которых генератор теплоты, теплопроводы и отопительный прибор конструктивно объединены в одном устройстве, установленном в обогреваемом помещении, называют **местными системами отопления**. К ним относят печное, газовое, электрическое отопление и отопление воздушно-отопительными агрегатами. Радиус действия местных систем отопления ограничен одним—тремя помещениями.

В **центральных системах отопления** генератор теплоты расположен за пределами отапливаемого помещения, а нагретый в генераторе теплоноситель транспортируется теплопроводами до отопительных приборов, установленных в помещениях. Теплота через отопительные приборы передается воздуху помещений, и охлажденный теплоноситель по теплопроводам возвращается к генератору теплоты. Центральные системы отопления имеют большой радиус действия — они, как правило, обеспечивают теплотой все здание.

По виду теплоносителя, передающего теплоту отопительными приборами, центральные системы подразделяют на водяные, паровые, газовые, воздушные и комбинированные (например, пароводяные).

По способу циркуляции теплоносителя центральные и местные системы водяного отопления подразделяют на **системы с естественной циркуляцией** за счет разности плотностей холодного и горячего теплоносителей и **системы с искусственной циркуляцией** за счет работы насоса. Центральные паровые системы имеют искусственную циркуляцию за счет давления пара.

По параметрам теплоносителя центральные системы подразделяют: на водяные низкотемпературные с температурой воды до $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и высокотемпературные с температурой воды более $100 \text{ }^{\circ}\text{C}$; на паровые низкого давления с $p = 0,10 \div 0,17 \text{ МПа}$, высокого давления с $p = 0,17 \div 0,30 \text{ МПа}$ и вакуум-паровые с $p < 0,1 \text{ МПа}$.

Системы отопления выбирают по нормативным документам в соответствии с назначением здания или сооружения и требованиями, которые можно разделить на пять групп:

1-я группа — санитарно-гигиенические — системы отопления должны равномерно обогревать помещения в течение всего отопительного периода без ухудшения состояния воздуха и с ограничением температуры поверхности отопительных приборов;

2-я группа — экономические — приведенные затраты на отопление должны быть минимальными;

3-я группа — архитектурно-строительные — системы отопления должны быть компактны и увязываться со строительными конструкциями;

4-я группа — монтажные — должны обеспечиваться монтаж систем отопления промышленными методами с максимальным использованием унифицированных узлов заводского изготовления при минимальном количестве типоразмеров;

5-я группа — эксплуатационные — системы отопления должны быть просты, удобны в управлении и ремонте, бесшумны и безопасны.

В соответствии с этими требованиями паровые системы отопления могут быть использованы в зданиях при наличии пара на технологические нужды и кратковременном пребывании в них людей. В системах парового отопления, в теплогенераторе производится водяной пар, который по трубопроводам поступает в отопительные приборы. В отопительных приборах пар конденсируется, а выделяющаяся при этом скрытая теплота парообразования через стенки прибора передается помещению. Образовавшийся конденсат по конденсатопроводу возвращается в генератор теплоты для повторного превращения в пар. Перемещается водяной пар от теплогенератора к отопительным приборам за счет разности давлений пара в паровом котле и отопительном приборе. Малая плотность пара приводит к возникновению небольшого гидростатического давления в паровых системах, что делает целесообразным их применение для высоких зданий.

Область применения паровых систем отопления ограничена, прежде всего, несоответствием их санитарно-гигиеническим требованиям из-за высокой температуры отопительных приборов и труб, что вызывает разложение оседающей на них органической пыли, а также из-за значительного шума при действии систем, трудности регулирования и недолговечности паровых систем (срок службы паропроводов не более 10 лет, а конденсатопроводов — 4 года).

Паровые системы в связи с этим не нашли широкого применения в агропромышленном комплексе и коммунальном хозяйстве нашей страны. Поэтому в данном учебнике паровые системы не рассматриваются.

В практике эксплуатации любой системы отопления могут быть предусмотрены следующие режимы ее работы:

- 1) постоянная работа в течение отопительного сезона с поддержанием заданной температуры в помещении;
- 2) постоянная работа в течение всего года с поддержанием заданной температуры в помещении;
- 3) периодическое включение системы;
- 4) дежурное отопление;
- 5) работа отопления в целях повышения температуры поверхностей ограждений;
- 6) режим натопа.

Температура воздуха в помещениях зданий жилого и служебного назначения в большей степени зависит от температуры наружного воздуха и теплотехнических свойств ограждающих кон-

струкций этих зданий. Поэтому системы отопления наземных зданий для поддержания температуры воздуха помещений должны функционировать постоянно в течение всего отопительного периода.

Постоянная работа в течение всего года с поддержанием нормируемой температуры в помещении характерна для систем отопления подземных сооружений, которые в данном учебнике не рассматриваются.

Периодическое включение системы отопления производят для периодического протапливания зданий до начала отопительного сезона и после его окончания при резких снижениях температуры наружного воздуха.

В некоторых производственных помещениях (машинные залы дизельных электростанций и т. п.), а также во временно законсервированных сооружениях требуемую температуру воздуха можно поддерживать только во время функционирования этих сооружений. В этом случае назначают дежурное отопление для поддержания температуры воздуха около $+5^{\circ}\text{C}$, которое обеспечивается в системах водяного отопления снижением теплоотдачи существующей системы.

В некоторых сооружениях в летнее время внутренние поверхности наружных ограждений могут увлажняться. Это происходит вследствие омывания поступающим в сооружение наружным теплым воздухом холодных поверхностей ограждений, что может привести к конденсации водяных паров из воздуха на холодных поверхностях. Для предотвращения осаждения конденсата с целью повысить температуру поверхностей ограждения до температуры, большей температуры точки росы наружного воздуха, может быть применено периодическое протапливание сооружения в летнее время. Однако использование этого метода ограничено предельно допустимой температурой воздуха в помещении, так как в процессе протапливания сооружений повышается не только температура поверхностей ограждений, но и температура воздуха.

После завершения строительства некоторых сооружений, а также перед началом функционирования законсервированных сооружений для достижения расчетной внутренней температуры в помещениях производят натоп. Производительность натопа зависит от времени года, а также толщины материала ограждений сооружений и составляет срок от нескольких дней до нескольких месяцев. При форсированном натопе тепловая мощность системы отопления должна быть значительно больше ее эксплуатационной мощности. Если натоп осуществляют в течение длительного времени, то для него вполне достаточно эксплуатационной мощности системы водяного отопления.

МЕСТНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

3.1. ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Экономичность, простота и надежность печного отопления с давних времен являются главными достоинствами, определяющими популярность этого вида отопления как у нас, так и за рубежом.

Печное отопление — вид местной системы отопления, так как генератор теплоты, теплопроводы и поверхности, отдающие теплоту, размещены в одном устройстве — в печи, расположенной в отапливаемом помещении. Печи благодаря периодической топке и колебаниям теплоотдачи обеспечивают нестационарный тепловой режим в помещении.

В соответствии со СНиП 2.04.05–86 печное отопление может быть использовано в сельской местности в жилых одно- и двухэтажных зданиях, предназначенных для проживания не более 25 человек, а также в одноэтажных зданиях сельских школ, рассчитанных не более чем на 80 учеников, детских дошкольных заведений с числом мест не более 50 и дневным пребыванием детей, зрелищных предприятий с числом мест не более 100, столовых с числом мест до 50, вокзалов вместимостью не более 50 человек.

Установка печей в зданиях городов и населенных пунктов должна специально обосновываться. Устройство печного отопления запрещено в производственных помещениях категорий А, Б и В.

Отопительные печи устраивают в помещениях в различном конструктивном исполнении, которое обуславливается видом использованного топлива, тепловой мощностью (теплоотдачей), теплоемкостью, активным объемом, прогревом, аккумуляцией и восприятием теплоты печей, а также способом отвода и движения дымовых газов. Конструкция отопительных печей в общем случае представлена на рис. 3.1.

Основными элементами любой печи являются топливник, газоходы и дымовая труба. Топливник (топочное пространство печей) представляет собой камеру, в которой горит топливо, с устройством дверец для подвода топлива и воздуха, а также отвода нагретых продуктов сгорания в газоходы. Нижняя часть топливника называется *подом*, он может быть перекрыт колосниковой решеткой, и тогда под топливником устраивают *поддувало* (зольник при твердом топливе), через которое из помещения поступает воздух для горения топлива. В некоторых печах делают глухой под, и тогда в нижней части печи для съема теплоты устраивают сквозные каналы — *шанцы*.

Дымовые газы, образующиеся в результате сгорания топлива, из топливника отводятся через газоходы (дымообороты) в дымовую трубу.

Отопительные печи в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05–86 рассчитывают на различную периодичность топок в течение суток, которая зависит от теплоемкости печи. Под теплоемкостью понимают то количество теплоты, которое накапливается в массиве печи во время топки и передается в помещение печью до начала следующей топки. По теплоемкости печи могут быть теплоемкие и нетеплоемкие. Нетеплоемкие печи — это печи, которые не аккумулируют теплоту и требуют непрерывной топки или топки с небольшими перерывами. Время от конца одной топки до начала следующей топки называется сроком остывания печи, у нетеплоемких печей срок остывания печей ($t_{\text{ост}}$) лежит в пределах от нескольких минут до одного-двух часов, т. е. $t_{\text{ост}} \leq 2$ ч.

Теплоемкие печи в зависимости от срока их остывания делят на печи большой теплоемкости ($t_{\text{ост}} = 8 + 12$ ч), требующие 1–2 топок в сутки, средней теплоемкости ($t_{\text{ост}} = 3 + 8$ ч), требующие до 3 топок в сутки, и малой теплоемкости ($t_{\text{ост}} = 3 + 4$ ч), требующие более 3 топок в сутки. Количество топок определяется допустимым колебанием температуры воздуха в помещении в течение суток (допустимое отклонение ± 3 °С).

Все теплоемкие печи должны иметь объем нагреваемого массива, называемый активным объемом, не менее $0,2 \text{ м}^3$, а стенки топливника печи — толщину не менее $0,06 \text{ м}$. Нетеплоемкие печи имеют активный объем менее $0,2 \text{ м}^3$, а толщину стенок топливника — менее $0,04 \text{ м}$.

Нетеплоемкие печи применяют, как правило, для отопления временных зданий и сооружений, а также зданий с кратковременным пребыванием людей. Теплоемкие печи используют для отопления помещений жилых и общественных зданий, тепловая аккумуляция таких печей должна компенсировать теплопотери помещений в срок остывания печи. Считается, что новая топка печи должна быть начата в тот момент, когда средняя температура внешней поверхности печи будет на 10 °С выше температуры воздуха в помещении. Допустимая температура внешней поверх-

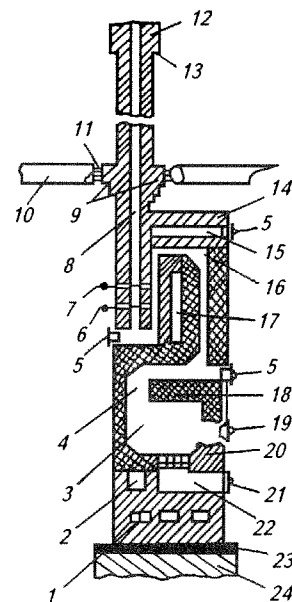


Рис. 3.1. Элементы отопительных печей:

1 — шанцы; 2 — подтопочный канал нижнего обогрева; 3 — топливник; 4 — проем в перекрытии топливника (хайло); 5 — чистки; 6, 7 — задвижки; 8 — дымовой канал (дымоход, газоход); 9 — разделка; 10 — перекрытие; 11 — теплоизоляция; 12 — дымовая труба; 13 — выдра; 14 — перекрыша; 15 — душники; 16 — конвективная система; 17 — воздушная камера; 18 — свод; 19, 21 — дверцы; 20 — решетка; 22 — поддувало (зольник); 23 — гидроизоляция; 24 — фундамент

ности теплоемких печей ограничивается: в помещениях детских дошкольных и лечебно-профилактических учреждений — $t_{\text{п}} = 90^\circ\text{C}$; в других помещениях — $t_{\text{п}} = 110^\circ\text{C}$ на площади не более 15 % и $t_{\text{п}} = 120^\circ\text{C}$ на площади не более 5 % от общей площади внешней поверхности печи. Высокая температура $t_{\text{п}} > 120^\circ\text{C}$ (у отдельных печей $t_{\text{п}} = 500 + 700^\circ\text{C}$) допускается на внешней поверхности нетеплоемких печей, которые устанавливают во временных сооружениях и зданиях с кратковременным пребыванием людей.

По движению дымовых газов печи могут быть однооборотные, двух- и многооборотные с последовательным и параллельным движением газов в каналах, с бесканальным движением газов (колпаковые), с движением газов по комбинированной системе каналов, с устройством обтекания тепловоздушных камер, с усиленным прогревом нижней зоны печи. Схема движения дымовых газов определяется конструкцией тепловой печи, при расчете которой устанавливается скорость движения газов $v_{\text{г}}$ в каналах печи и дымовой трубе: в первом газоходе $v_{\text{г}} = 1,5 + 4$ м/с; в промежуточных газоходах $v_{\text{г}} = 0,5 + 2$ м/с; в последнем газоходе $v_{\text{г}} = 1,5 + 2$ м/с; в дымовой трубе — $v_{\text{г}} \leq 2$ м/с.

Основные конструкции отопительных печей

В ходе длительной эксплуатации отопительных печей было создано большое разнообразие их конструкций. Отопительные печи по теплоотдаче и коэффициенту полезного действия продолжают совершенствоваться и в настоящее время — в основном благодаря использованию новых строительных материалов; конструкционно же печи в основном не претерпевают принципиальных изменений.

Теплоемкие отопительные печи. Основные типы теплоемких отопительных печей сведены в «Перечне рекомендуемых отопительных печей для жилых и общественных зданий тепловой мощностью 1400–700 Вт». В него включены и прогрессивные печи повышенного прогрева Л. А. Семенова, А. В. Хлудова, Н. Н. Репина и печи умеренного прогрева.

В маркировке печей использована аббревиатура, образованная от слов, характеризующих конструкцию печей, и значение тепловой мощности печей в ваттах при двух топках в сутки, например: ПТО-3300 — печь типовая одноярусная мощностью 3300 Вт; ПТД — печь типовая двухъярусная; ПТК — печь типовая каркасная; ПТИ — печь типовая изразцовая. В некоторых маркировках после обозначения мощности ставят буквы Ф или У; Ф — печь, заключенная в металлический футляр; У — угловая печь. Если вид отделки не указан, значит печь отштукатурена.

Печи ПТО и ПТД — умеренного прогрева, печи ПТК и ПТИ — повышенного прогрева. Одноярусные печи — однотопочные, двухъярусные печи могут быть и однотопочными, и двухтопочными.

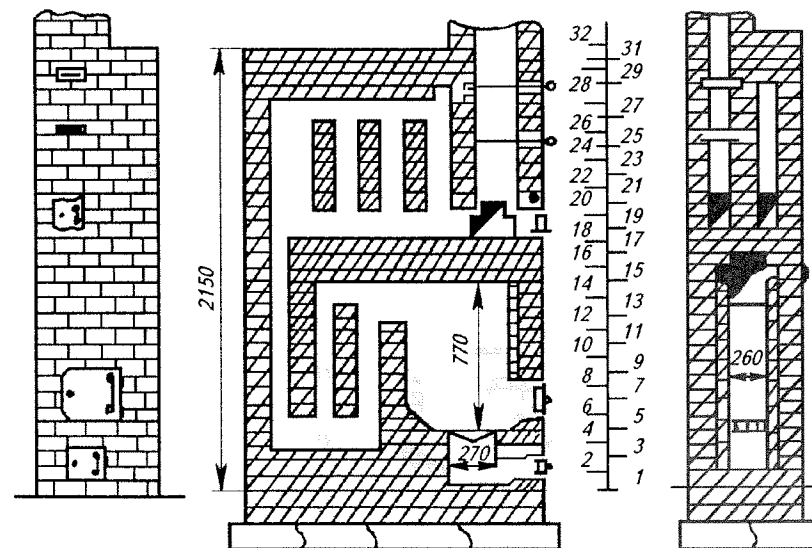


Рис. 3.2. Печь ПТО-4800

На рис. 3.2 представлена отопительная печь умеренного прогрева ПТО-4800, простая и эффективная в эксплуатации, наиболее удобная для установки в перегородке. Ее рационально использовать для отопления двух комнат с расположением топки в коридоре. Печь сооружают из глиняного кирпича. Боковые стенки топливника выкладывают из огнеупорного кирпича. Топливник предназначен для сжигания дров. Однако в печи можно сжигать и другие твердые топлива (уголь, торф), но необходимо отключать печь от дымовой трубы не двумя задвижками, как при сжигании дров, а одной задвижкой с отверстием в ней диаметром 15 мм.

На рис. 3.3 показана двухоборотная отопительная печь умеренного прогрева ПТО-2500. Топливник печи также предназначен для сжигания дров. Использование его для других топлив аналогично, как и для печи ПТО-4800. Особенностью печи ПТО-2500 является недостаточный прогрев нижней части печи.

Каркасная отопительная печь повышенного прогрева ПТК-3000 (рис. 3.4) обрамлена металлическим каркасом из угловой и полосовой стали. Печь тонкостенная, что заметно сказывается на неравномерности ее теплопередачи: коэффициент неравномерности $M = 0,5$ при двух топках в сутки; но в то же время она характеризуется значительной теплоотдачей. КПД печи при сжигании дров $\eta = 0,7$.

Нетеплоемкие отопительные печи. Нетеплоемкие отопительные печи кратковременного горения конструкционно просты. Некоторые из них имеют только один топливник. Такие печи изготавливают из листовой стали или отливают из чугуна. Улучшен-

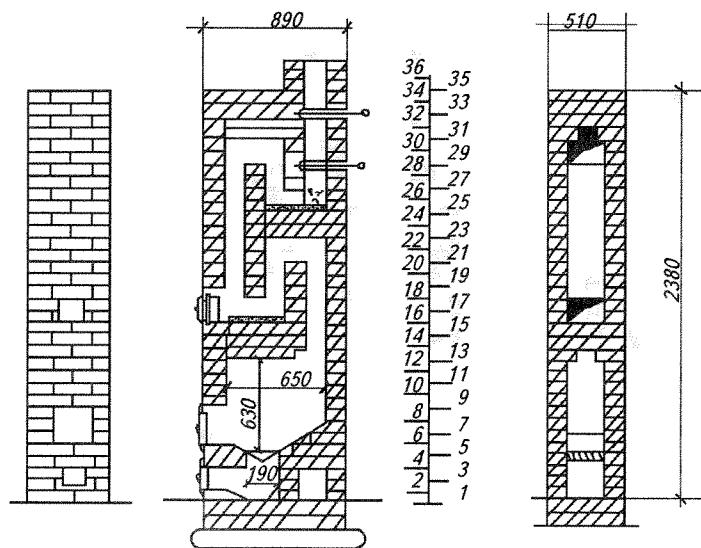


Рис. 3.3. Печь ПТО-2500

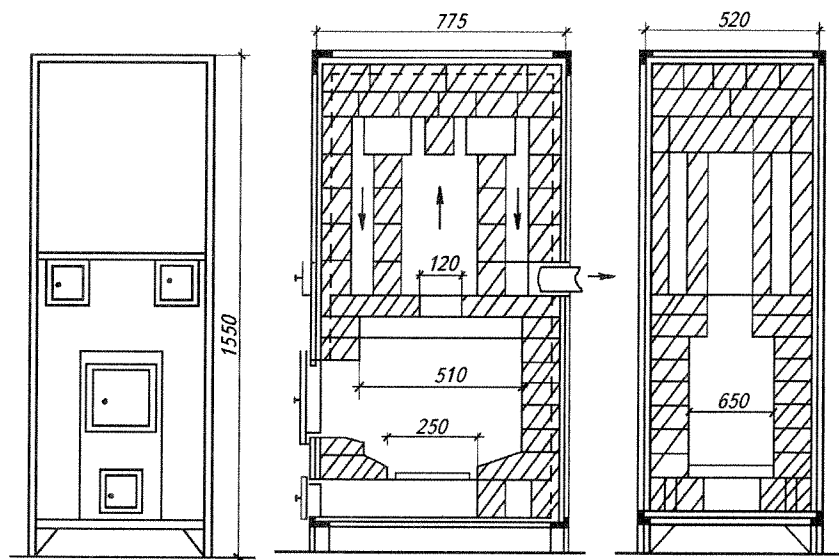


Рис. 3.4. Печь ПТК-3000

ные конструкции нетеплоемких печей содержат футеровки из кирпича.

Нетеплоемкие печи очень быстро нагревают помещение, но поддерживать необходимую температуру воздуха способны только во время топки. Коэффициент полезного действия таких печей невелик — $\eta = 0,4 \div 0,5$, что является следствием уноса теплоты с отходящими газами.

Нетеплоемкие отопительные печи длительного горения типа АКХ более совершенны и по конструкции, и по эффективности использования. При длительном горении топлива (6–8 ч) отпадает необходимость в аккумуляции теплоты, что позволяет использовать в печах наружные стенки и стенки каналов незначительной толщины (50–55 мм).

Особенностью печей длительного горения является постоянный равномерный режим горения топлива (чаще всего для этого используют опилки, солому, шелуху, кизяки), обеспечивающийся их конструкцией.

К нетеплоемким отопительным печам относятся камин, которые обычно встраивают в стены отапливаемых помещений. На рис. 3.5 представлен камин с прямым дымоходом. Камин имеет

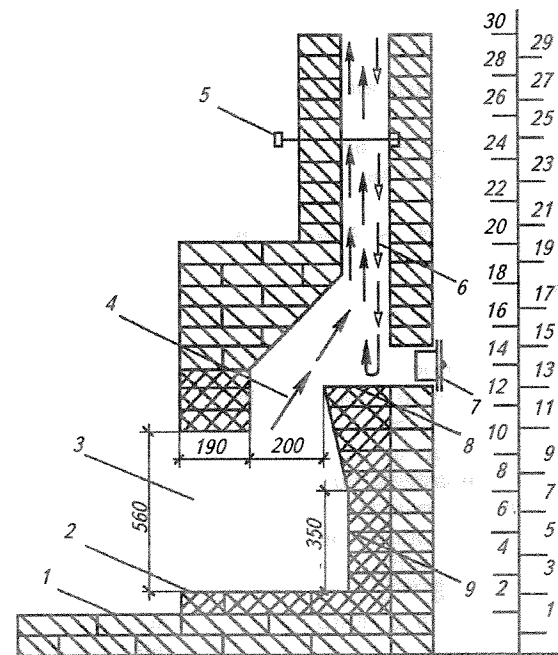


Рис. 3.5. Камин с прямым газоходом:

1 — противопожарная площадка; 2 — под топки; 3 — топливник; 4 — дымовые газы; 5 — задвижка; 6 — холодный воздух; 7 — отверстие для чистки; 8 — дымовой зуб; 9 — задняя стенка топливника

ют очень малый КПД — $\eta = 0,15 \div 0,2$. Теплота в отапливаемое помещение передается излучением от сгорающего топлива и нагретых стенок камина. Поэтому заднюю стенку топливника выполняют наклонной, что усиливает излучение в нижнюю часть помещения.

Важным элементом всех каминов является карниз в сечении дымохода, который называется «дымовой зуб». Главное его предназначение — это задержка опускающихся по задней (более холодной) стене дымохода охлажденных газов, которые при попадании в топливник способны привести к опрокидыванию тяги. Второе назначение «дымового зуба» — сбор выпавших сажевых отложений.

Главное отличие каминов от печей заключается в более значительных объемах воздуха, не участвующего в горении топлива, который проходит через дымоходы и дымовую трубу. Это сказывается, прежде всего, на снижении температуры в газоходе. Поэтому, чтобы обеспечить необходимую тягу в камине, высота его дымохода должна быть выше, чем у печи. Кроме того, для минимального охлаждения дымовых газов стенки дымоходов камина должны быть массивными, т. е. толщиной не менее чем в целый кирпич.

Выбор отопительных печей и их расчет

Отопительные печи желательно выбирать из перечня типовых конструкций печей, основываясь на тепловой мощности печи, которая в пределах $\pm 15\%$ должна соответствовать расчетным теплотериям отапливаемых помещений. Выбрав печь определенной конструкции, необходимо:

- 1) установить основной вид топлива и его расход;
- 2) уточнить размеры основных элементов печи;
- 3) определить тепловосприятие печи;
- 4) рассчитать скорость движения газов в каналах печи;
- 5) определить теплоаккумуляцию печи;
- 6) проверить теплоотдачу печи;
- 7) определить влияние неравномерности теплопередачи печи на изменение температуры воздуха отапливаемых помещений по амплитуде колебаний температуры воздуха (A_t), которая для печного отопления не должна превышать 3°C .

Если $A_t < 3^\circ\text{C}$, то выбранная печь удовлетворяет данному помещению, если $A_t > 3^\circ\text{C}$, то необходимо возвратиться к выбору печи. Новую печь надо подбирать более массивной и с меньшим значением коэффициента неравномерности теплопередачи, который приводится в перечне рекомендуемых отопительных печей или в паспорте на печь. Затем вновь рассчитывают и проверяют выбранную печь в той же последовательности, что и при первом варианте.

Виды топлива и их расход для отопления. В отопительных печах используют твердое, жидкое и газообразное топлива. К твер-

дому топливу относятся дрова, каменный уголь, антрацит, торфяные брикеты, сланцы и т. д., к жидкому топливу — мазуты, а к газообразному топливу — природный смешанный газ, содержащий предельные углеводороды.

В состав топлива входят углерод (C^p), водород (H^p), кислород (O^p), азот (N^p), летучая сера (S_d^p), зола (A^p) и вода (W^p). Горючими элементами топлива являются углерод, водород и летучая сера. Зола и влага являются внешним балластом топлива и в горении не участвуют. Азот и кислород — внутренний балласт топлива.

Количество теплоты, которая выделяется при сжигании 1 кг топлива, называют низшей удельной теплотой сгорания (Q_n^p), значения которой приведены в характеристиках видов топлив (прилож. 2).

Расход топлива G_T (кг) за время одной топки определяют по формуле

$$G_T = 3,6(m + n) \frac{Q_p}{Q_n^p \eta_p}, \quad (3.1)$$

где m — продолжительность топки печи, ч; n — продолжительность остывания печи, ч; Q_p — расчетная тепловая мощность печи (расчетные теплотери отапливаемых помещений), Вт; η_p — КПД печи.

Продолжительность топки печи определяется тепловой мощностью печи, видом и теплотой сгорания топлива. Для основных видов твердых топлив продолжительность топки теплоемких печей умеренного прогрева может быть определена по табл. 3.1.

Для печей повышенного прогрева соответствующей тепловой мощности можно использовать значения табл. 3.1, вводя поправочный коэффициент $k_{т.п} = 1,25 \div 1,5$.

Коэффициент полезного действия печи η_p представляет собой отношение полезной теплоты, которая пошла на нагрев кладки, ко всему располагаемому количеству теплоты:

$$\eta_p = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{расп}}} 100 \%. \quad (3.2)$$

Располагаемое количество теплоты определяют из уравнения теплового баланса печи:

Таблица 3.1
Продолжительность топки печей в зависимости от вида топлива

Тепловая мощность печи Q_p , Вт	Продолжительность топки m , ч, при сжигании		
	дров	каменного угля	антрацита
До 1750	1,0	1,5	2,0
От 1750 до 3500	1,25	1,9	2,5
» 3500 » 6000	1,6	2,4	3,2
Св. 6000	2,0	3,0	4,0

$$Q_{\text{расп}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{у.г}} + Q_{\text{н.с}} + Q_{\text{о.с}}, \quad (3.3)$$

где $Q_{\text{у.г}}$ — потери теплоты с уходящими газами, кДж/м³; $Q_{\text{н.с}}$ — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, кДж/м³; $Q_{\text{о.с}}$ — потери теплоты в окружающую среду, кДж/м³.

Для расчетов часто используют экспериментально установленные значения КПД: для печей с колосниковой решеткой при сжигании антрацита — $\eta = 0,75$, а при сжигании других видов топлива — $\eta_{\text{п}} = 0,7$; для печей с глухим подом $\eta_{\text{п}} = 0,35$.

Размеры основных элементов печи. Установив расход топлива, можно определить объем топливника печи длительного горения по формуле

$$V_{\text{тп}} = \frac{k_{\text{т}} G_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}}}, \quad (3.4)$$

где $k_{\text{т}}$ — коэффициент запаса топлива; $\rho_{\text{т}}$ — плотность топлива, кг/м³.

Для остальных печей размеры топливника устанавливают в зависимости от тепловой мощности печи $Q_{\text{п}}$ и допустимых значений удельного теплового напряжения объема топливника $Q_{\text{т}}/V_{\text{тп}}$, которые для различных видов топлив приведены в прилож. 3.

Объем топливника можно найти, установив площадь его пода $F_{\text{под}}$ и высоту топливника $h_{\text{тп}}$.

Площадь пода определяют по допустимой толщине слоя топлива $h_{\text{сл}}$ и плотности топлива $\rho_{\text{т}}$, приведенным в прилож. 3, по формуле

$$F_{\text{под}} = \frac{G_{\text{т}}}{\rho h_{\text{сл}}}. \quad (3.5)$$

Используя допустимое значение удельного напряжения колосниковой решетки $B_{\text{р}}$, приведенное также в прилож. 3, и продолжительность топки m , определяют площадь колосниковой решетки по формуле

$$F_{\text{реш}} = \frac{G_{\text{т}}}{m B_{\text{р}}}. \quad (3.6)$$

Высоту топливника определяют по сумме допустимых толщин слоя топлива $h_{\text{сл}}$ и наименьшей высоте под этим слоем $h_{\text{сл}}$, приведенных в прилож. 3, или по формуле

$$h_{\text{тп}} = \frac{G_{\text{т}} Q_{\text{н}}^{\text{п}} \eta_{\text{т}}}{3,6 m F_{\text{под}} (Q_{\text{т}} / V_{\text{тп}})}, \quad (3.7)$$

где $\eta_{\text{тп}}$ — КПД топливника, учитывающий неполное сгорание и провал в зольник части топлива (при глухом поде $\eta_{\text{тп}} = 0,7$; с колосниковой решеткой $\eta_{\text{тп}} = 0,9$).

Высоту топливника, размеры пода и колосниковой решетки устанавливают в зависимости от размеров и блоков топливника,

т. е. полученные значения могут быть округлены в сторону увеличения, но так, чтобы фактическое удельное тепловое напряжение топливника $Q_{\text{т}}/V_{\text{тп}}$ отличалось от принятого не более чем на 15 %.

Площадь поддувального отверстия определяют по формуле

$$F_{\text{п.о}} = \frac{G_{\text{т}} L_0 \left(1 + \frac{t_{\text{в}}}{273} \right)}{3600 m v}, \quad (3.8)$$

где L_0 — объем воздуха, необходимый для горения 1 кг топлива, м³/кг (см. прилож. 3); $t_{\text{в}}$ — температура воздуха в помещении, °С; v — скорость движения воздуха в живом сечении поддувального отверстия, $v = 1 \div 2$ м/с.

Скорость движения газов в каналах печи. Движение газов в дымоходах печи, как отмечалось выше, обуславливается тягой создающейся в результате сгорания топлива. Скорость движения газов зависит от вида и количества сгораемого топлива, а также от конструкции дымоходов. В общем случае скорость движения газов $v_{\text{г}}$ (м/с) можно определить по формуле

$$v_{\text{г}} = \frac{G_{\text{т}} L_0 \left(1 + \frac{t_{\text{г}}}{273} \right)}{3600 m F_{\text{кан}}}, \quad (3.9)$$

где $t_{\text{г}}$ — среднее значение температуры дымовых газов в дымоходах печи, °С (см. прилож. 4); $F_{\text{кан}}$ — площадь поперечного сечения дымохода, м².

Скорости движения газов рассчитывают для всех газоходов (дымоходов) печи, полученные данные сравнивают с допустимыми значениями $v_{\text{г}}$, приведенными в прилож. 4. Если рассчитанные скорости лежат в допустимых пределах, то можно утверждать, что потери давления движущегося по каналам потока дымовых газов удовлетворяют заданным для данной печи значениям потерь давления.

Тепловосприятие отопительных печей. Общее количество теплоты, которая передается массиву отопительной печи, оценивается тепловосприятием внутренних поверхностей.

Для расчета тепловосприятия печи часто используют понятие плотности теплового потока (q , Вт/м²), представляющее собой количество теплоты, которая передается сквозь единицу поверхности тела за единицу времени:

$$q = \alpha (t_{\text{г}} - t_{\text{п}}), \quad (3.10)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С); $t_{\text{г}}$, $t_{\text{п}}$ — температуры газа и поверхности дымовых каналов, °С.

Значения плотности теплового потока q , экспериментально полученные для различных тепловоспринимающих поверхностей отопительных печей, представлены в прилож. 4.

Значение тепловосприятия внутренними поверхностями печи может быть представлено зависимостью

$$Q_{\text{восп}} = 3,6 m \sum_{i=1}^n q_i F_i. \quad (3.11)$$

Теплоаккумуляция отопительных печей. За время топки отопительной печи (m , ч) количество теплоты, которая была воспринята внутренними поверхностями печи, должно быть саккумулировано активной массой печи и за период между топками (n , ч) передано в помещение для восполнения теплотерь данного помещения. Активной массой печи $M_{\text{ак}}$ (кг) называется масса активного объема печи $V_{\text{ак}}$ (объема печи, аккумулирующего тепловую энергию):

$$M_{\text{ак}} = \mu_{\text{п}} V_{\text{ак}} \rho_{\text{к}}, \quad (3.12)$$

где $\mu_{\text{п}}$ — коэффициент, учитывающий наличие пустот и полостей в активном объеме, для толстостенных круглых печей $\mu_{\text{п}} = 0,75$, для толстостенных прямоугольных $\mu_{\text{п}} = 0,7$, для тонкостенных бескаркасных печей $\mu_{\text{п}} = 0,65$, для тонкостенных каркасных $\mu_{\text{п}} = 0,62$; $\rho_{\text{к}}$ — плотность кирпичной кладки, $\rho_{\text{к}} = 1650 \div 1700 \text{ кг/м}^3$; $V_{\text{ак}}$ — активный объем печи, м^3 .

Количество теплоты (кДж), аккумулированной активной массой печи, определяют по формуле

$$Q_{\text{акк}} = M_{\text{ак}} c \Delta t, \quad (3.13)$$

где c — теплоемкость материала активного объема, т. е. кладки печи, для глиняного кирпича $c = 0,88 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{С)}$; Δt — среднее изменение температуры активного объема печи в промежутке времени от начала топки до наивысшего разогрева печи, для толстостенных печей $\Delta t = 80^\circ\text{С}$, для тонкостенных с $M_{\text{ак}} > 1000 \text{ кг}$ $\Delta t = 120^\circ\text{С}$, для тонкостенных печей с $M_{\text{ак}} < 1000 \text{ кг}$ $\Delta t = 160^\circ\text{С}$.

Теплоотдача печи. Считается, что теплоемкая печь рассчитана и сконструирована правильно, когда тепловосприятие печи [см. формулу (3.11)], ее аккумуляция [см. формулу (3.13)] и теплотери помещения за время топки и остывания печи равны между собой, т. е.

$$3,6 (m + n) Q_{\text{п}} = Q_{\text{восп}} = Q_{\text{акк}} = Q_{\text{треб}}. \quad (3.14)$$

Однако целесообразно проверить теплоотдачу отопительной печи. Теплоотдача печи складывается из произведений средних теплоотдач с поверхностей открыто расположенных стенок q_1 , стенок, обращенных в отступки q_2 , а также поверхностей воздушных камер (внутреннего прогретого воздушного пространства печи, не сообщающегося с дымовыми газами) q_3 , на площади соответствующих поверхностей F_1, F_2, F_3 , т. е.

Таблица 3.2
Средние значения теплоотдачи открытых поверхностей печей

Тип печи	q_1 , Вт/м ² , при топке в сутки	
	два раза	один раз
Отштукатуренные, в металлическом футляре, массой 1000 кг	580	410
Изразцовые и другие массой 1000 кг	640	465

$$Q_{\text{п}} = q_1 F_1 + q_2 F_2 + q_3 F_3, \quad (3.15)$$

где q_1, q_2, q_3 — средние теплоотдачи, Вт/м²; F_1, F_2, F_3 — площади теплоотдающих поверхностей, м².

Средние значения теплоотдачи открыто расположенных поверхностей теплоемких печей q_1 приведены в табл. 3.2; значения q_2 и q_3 определяют приближенным расчетом к значениям q_1 , используя поправочный коэффициент k (табл. 3.3).

Теплоотдачу нетеплоемких печей с непрерывной топкой печи определяют по формуле

$$Q = \sum_{i=1}^n a_i q_{i\text{п}} F_{i\text{п}}, \quad (3.16)$$

где a_i — коэффициент, учитывающий положение теплоотдающих поверхностей, для боковых поверхностей и поверхностей, обращенных вверх, $a = 1$, для поверхностей, обращенных вниз, $a = 0,5$; $q_{i\text{п}}$ — средняя теплоотдача нетеплоемких печей, Вт/м² (табл. 3.4); $F_{i\text{п}}$ — площадь поверхности нетеплоемких печей, м².

При определении площади поверхности ребренных печей площади ребер не учитывают.

Амплитуда колебаний температуры воздуха. Процесс теплоотдачи отопительных печей непостоянен — он изменяется во время топки печей и во время их остывания. Из-за колебаний температур наружного воздуха и низкого термического сопротивления ограждающих конструкций, а также низкого теплоусвоения внутренних строительных конструкций в зданиях, где используют печное отопление, такой процесс теплоотдачи печей приводит к возникновению нестационарного теплового режима в отапливаемых помещениях.

Таблица 3.3
Поправочный коэффициент к значениям q_1

Поверхность печи	Размеры и конструкция отступок, камер и перекрытий	k
Обращенная в отступки, в воздушные камеры	Ширина 130 мм и более; открытые с обеих сторон, а также закрытые с боков и открытые снизу и сверху	1,0
То же	Шириной от 70 до 130 мм, открытые с обеих сторон	0,75
»	Закрытые (вверху и внизу) решетки	0,5
Покрытия, перекрыша, своды	При толщине 140 мм и менее	0,75
	» » от 140 до 210 мм	0,5

Таблица 3.4

Средние значения теплоотдачи нетеплоемких печей с открытых поверхностей

Тип печи или поверхности	$q_{\text{п}}, \text{Вт/м}^2$, при топке	
	каменным углем	дровами
Металлические гладкие	3500	2500
Металлические с наружными ребрами	5100	3800
Металлические с наружными и внутренними ребрами	7600	5800
Футерованные металлические с изразцовыми, кирпичными шамотными стенками (1/4 кирпича)	1200	950
Печные трубы	1200	950

Нестационарный тепловой режим неблагоприятно воздействует на организм человека, поэтому нормативными документами установлены допустимые значения колебания температуры воздуха A_t в отапливаемых помещениях в течение суток: для помещений, отапливаемых центральными системами отопления, $A_t < 1,5$ °C; для помещений, отапливаемых местными системами отопления, $A_t < 3$ °C.

Амплитуду колебания температуры при печном отоплении определяют по формуле

$$A_t = \frac{0,7MQ_{\text{п}}}{\sum_{i=1}^n p_i F_i}, \quad (3.17)$$

где M — коэффициент неравномерности и теплопередачи печи; p_i — коэффициент теплопоглощения i -й ограждающей конструкции помещения, Вт/(м² · °C); F_i — площадь внутренней поверхности i -й ограждающей конструкции помещения, м².

Значения коэффициента неравномерности теплопередачи M определяют экспериментально для каждой печи, и, как правило, их приводят в перечне отопительных печей или в паспорте на печь.

Некоторые значения коэффициента неравномерности теплоотдачи M теплоемких отопительных печей представлены в табл. 3.5.

Коэффициент неравномерности теплоотдачи M зависит от размеров печи, толщины ее стенок, а также от числа топок в сутки и в общем случае описывается уравнением

$$M = \frac{Q_{\text{п max}} - Q_{\text{п min}}}{2Q_{\text{п ср}}} = \frac{m + n}{2m}, \quad (3.18)$$

где $Q_{\text{п max}}$, $Q_{\text{п min}}$, $Q_{\text{п ср}}$ — максимальная, минимальная и средняя теплоотдачи печи, Вт; m — продолжительность топki печи, ч; n — продолжительность остывания печи, ч.

Значения коэффициента теплопоглощения P для наиболее встречающихся поверхностей представлены в прилож. 5.

Выбирая или заменяя отопительные печи, эксплуатационник должен помнить, что предпочтение следует отдавать печам за-

Таблица 3.5

Значения коэффициента неравномерности и теплоотдачи

Активный объем печи, м ³	M при толщине стенок топливника и газоходов	
	от 70 до 120 мм	более 120 мм
0,4	0,65	—
0,6	0,60	0,50
0,8	0,50	0,40
1,0	0,45	0,30
1,2	0,40	0,25
1,4	0,36	0,21
1,6	0,34	0,18
1,8	0,32	0,16
2,0	0,31	0,14
2,2	0,30	0,13
2,6	0,28	0,12
3,0	0,26	0,11

водского изготовления, если необходима печь облегченной конструкции, и печам, конструкции которых испытаны в лабораториях и имеют хорошую эксплуатационную оценку, а также проверенные теплотехнические характеристики. Теплоемкие печи выбирают, как отмечалось ранее, по тепловой мощности печи, которую рассчитывают исходя из двух топок в сутки. Тепловая мощность для печей длительного горения должна быть равной расчетным теплотерям помещений.

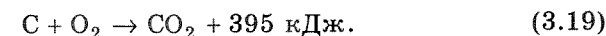
Число печей в здании должно быть минимальным. Одной печью допускается отапливать не более трех помещений. Размещать печь необходимо у внутренних стен и перегородок так, чтобы теплоотдача выходящей в помещение поверхности печи возмещала теплотери этого помещения.

Основные требования при эксплуатации отопительных печей

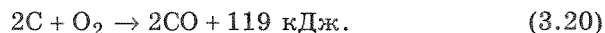
Важными условиями, обеспечивающими безопасную эксплуатацию печей, являются:

обеспечение полного сгорания топлива в топливниках печей; безопасность отведения продуктов сгорания топлива в печах.

Степень сгорания топлива влияет не только на температуру печи, но и на безопасность нахождения людей в отапливаемых помещениях. Одним из основных компонентов любого топлива является углерод, который при полном сгорании окисляется с выделением большого количества теплоты и образованием диоксида углерода:



При неполном сгорании углерода образуется оксид углерода (угарный газ) и количество теплоты резко снижается:



Полное сгорание топлива обеспечивается продолжительностью топки и конструктивными особенностями отопительных печей. Обеспечивая достаточно возможно полное сгорание топлива, невозможно использовать для отопления помещения всю теплотворную способность используемого топлива. Общие потери для печного отопления составляют 15–30 % от теплотворной способности топлива.

Значительные потери теплоты происходят с удалением дымовых газов, обладающих сравнительно высокой температурой — более 110 °С (прилож. 3), которая обуславливается неравномерностью сжигания топлива и необходимостью предотвратить образование конденсации влаги в газоходах и дымовой трубе печи. Значительные теплотери обусловлены наличием сажи в газоходах печи.

Теплопотери отопительных печей можно снизить, если:

при проектировании (расчете) правильно рассчитать объем массива, который аккумулирует теплоту, и его материал, а также площади теплоотдающих поверхностей, которые должны соответствовать площадям тепловоспринимающих поверхностей;

при эксплуатации печей правильно отрегулировать скорость движения дымовых газов в газоходах печи.

Скорость движения дымовых газов должна быть, с одной стороны, возможно большей для увеличения плотности теплового потока на тепловоспринимающей поверхности; с другой стороны, ограничена для того, чтобы потери давления при движении дымовых газов соответствовали возникающему естественному циркуляционному давлению — естественной тяге.

Естественная тяга возникает вследствие различия плотностей (Па) наружного воздуха и горячих дымовых газов по высоте печи и дымовой трубы:

$$\Delta p_e = g[h_1(\rho_n - \rho_1) + h_2(\rho_n - \rho_2)], \quad (3.21)$$

где h_1 — высота печи от колосниковой решетки до верха газохода, м; h_2 — высота дымовой трубы от верха газохода до устья дымовой трубы, м; ρ_n, ρ_1, ρ_2 — плотности соответственно наружного воздуха, дымовых газов по высоте печи и дымовой трубы, кг/м³; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Для регулирования скорости движения дымовых газов и перекрытия их движения после окончания топки печи в последнем газоходе перед дымовой трубой должна быть предусмотрена установка задвижки, если печь работает на угле или торфе, если топливо — дрова, то в дымовом канале устанавливают и вторую задвижку.

Расход воздуха при горении топлива регулируют поддувальной дверкой.

Отопительные печи, обладающие значительной массой, должны устанавливаться на отдельные индивидуальные фундаменты, не связанные с фундаментом стен здания. Облегченные печи (до 750 кг) могут устанавливаться без фундамента с опорой непосредственно на пол помещения, в этом случае рекомендуется в нижней части печи устраивать шанцы, сквозные каналы, предназначенные для съема теплоты с основания печи.

Основным материалом для кладки печей является обыкновенный глиняный кирпич, может быть использован тугоплавкий кирпич.

Для футеровки топливников печей используют огнеупорный шамотный кирпич, который приготавливают из смеси шамота и обожженной размолотой огнеупорной глины.

Применять для кладки печей силикатный, дырчатый или щелевой кирпич запрещено.

Кладку фундаментов печей и труб производят на песчано-цементном растворе.

Кладку печей производят на растворе глины, песка и воды. Огнеупорный кирпич следует выкладывать на огнеупорной глине, тугоплавкий гжельский кирпич — на гжельской глине. Песок для раствора должен быть чистый, без примесей ила, извести, продуктов органического и неорганического происхождения, тщательно просеян через сито с отверстиями 1–1,5 мм.

Отопительные печи могут быть собраны из специально изготовленных блоков из обычного или из жароупорного бетона. Состав жароупорной бетонной смеси для блоков, из которых выкладывают топливники, следующий: портландцемент марки не ниже 400 — 1 часть, щебень из обыкновенного глиняного кирпича — 2–2,5 части, песок из обыкновенного глиняного кирпича — 2–3,5 части и пылевидные тонкомолотые добавки из шамота — 0,33 части.

Кладку печей ведут вымоченным обыкновенным глиняным кирпичом на глинопесчаном растворе (1:1) со швами толщиной до 5 мм. Внутренние стены топливников выкладывают из огнеупорного кирпича на огнеупорной глине с шамотом (1:1) со швами до 3 мм.

Так как огнеупорный кирпич и обыкновенный глиняный кирпич различны по температурным деформациям, их никогда не перевязывают.

При установке и эксплуатации печного отопления в зданиях и сооружениях должны строго соблюдаться правила противопожарной профилактики.

Печи, как правило, размещают у внутренних стен помещений, по возможности вынося топку в коридор здания.

Печи должны устанавливаться так, чтобы от топочной дверцы до противоположной стены расстояние было не менее 1250 мм, от дна зольника до поверхности пола — не менее 210 мм, от верха печи (перекрышки) до незащищенного от возгорания потолка — не менее 350 мм для печей с периодической топкой и 1000 мм для печей с длительным горением топлива (при защищенном

металлическими листами от возгорания потолка соответственно не менее 250 и 700 мм).

Если печь устанавливают близко к легкогорючим частям здания, то оставляют «отступки», т. е. свободное или соответствующим образом закрытое теплоизоляционным материалом воздушное пространство (шириной не менее 130 мм для толстостенных печей и 250 мм — для тонкостенных), а также «разделки», т. е. вставки из негорючих материалов.

Вертикальные разделки толщиной не менее толщины стен, у которых установлена печь, предусматриваются на всю высоту в пределах помещения. Горизонтальные разделки устраивают в виде утолщения кладки дымовых каналов в местах примыкания этих каналов к горючим или трудногорючим конструкциям здания. Все разделки, как правило, выполняют из кирпича. У вентиляционных каналов разделки не обязательны, но отведение дымовых газов в вентиляционные каналы не допускается.

В чердачных помещениях расстояние от дымовых труб до строительных конструкций из горючих и трудногорючих материалов должно составлять в свету не менее 130 мм.

При установке нетеплоемких печей металлические трубы (рукава) должны отстоять от конструкций из горючих и трудногорючих материалов на расстоянии не менее 700 мм, а от конструкций из бетона и металла — не менее 500 мм. Металлические нетеплоемкие печи должны быть оборудованы ножками высотой не менее 200 мм.

Пол от возможного возгорания защищают установкой у фронта печи металлического листа размерами 0,7 × 0,5 м длинной стороной вдоль печи.

Важным условием безопасной эксплуатации печей является своевременность очистки дымоходов от скопившейся сажи, которая может явиться причиной возникновения пожара.

Наибольшее количество сажи образуется при сжигании дров, особенно хвойных пород, и торфа, в меньшем количестве образуется сажа при сжигании антрацита.

Дымоходы и печи жилых домов должны очищаться от накопившейся сажи не реже одного раза в год, дымовые трубы — не реже двух-трех раз за отопительный сезон.

Если печь исправна и правильно эксплуатируется, то теплоотдача такой печи, как правило, соответствует ее паспортным данным, возможные отклонения лежат в пределах ±15–20 %. На снижение теплоотдачи печи влияет герметичность печи и дымовой трубы. Наличие трещин в печи приводит к снижению тяги из-за подсоса воздуха помещения. К аналогичным последствиям приводят неисправности дверец и задвижек, а также открытое положение дверцы топливника в период топки печи.

Важным условием правильной эксплуатации печей является своевременность окончания их топки. Необходимо помнить, что по мере прогорания твердого топлива требуемое количество воздуха уменьшается, поэтому, чтобы не выхолаживать печь, нужно

постепенно прикрывать поддувало по мере сжигания основной массы топлива и образования углей. При этом следует разравнивать уголь на решетке ровным слоем, чтобы воздух из поддувала проходил равномерно через слой горящих углей. Когда прекратится появление синих огоньков на углях, показывающих протекание процесса окисления топлива, и на поверхности углей появится налет золы, трубу отопительной печи можно закрывать.

При топке дровами трубу закрывают герметически, а при топке каменным углем и торфом — задвижкой с отверстием диаметром 10–15 мм, через которое удаляются вредные газовые продукты догорания углей. Топочные и поддувальные дверцы после окончания топки должны быть плотно закрыты.

Пример 3.1. В кирпичном одноэтажном административном здании проведен капитальный ремонт, в результате которого в угловом помещении, отапливаемом печью ПТК-3000 (массой 780 кг), установлены двойное окно площадью 1,8 м² и внутренняя дверь площадью 1,85 м². Полы деревянные на лагах, верхний настил более 25 мм. Потолок чердачного перекрытия деревянный без штукатурки. Размеры отапливаемого помещения 4,66 × 4,86 м, высота 3,7 м. Перегородки деревянные брусковые со штукатуркой.

Общие теплопотери помещения 2035 Вт.

Рассчитать работу каркасной печи повышенного прогрева ПТК-3000 (см. рис. 3.4), в которой после ремонта заменена колосниковая решетка и изменен размер поддувального отверстия.

Топливо печи — дрова березовые ($\rho = 480 \text{ кг/м}^3$) влажностью 25 % с $Q_n^p = 12\,600 \text{ кДж/кг}$ (прилож. 3). КПД печи при данном топливе $\eta = 0,7$.

1. Активный объем печи

$$V_{\text{ак}} = 0,775 \cdot 0,52 \cdot 1,44 = 0,58 \text{ м}^3.$$

Коэффициент неравномерности теплоотдачи (см. табл. 3.5) при толщине стенок топливника и газоходов $\delta > 120 \text{ мм}$ для $v = 0,58 \text{ м}^3$

$$M = 0,5.$$

2. Произведения площади ограждающих конструкций на коэффициент теплопоглощения ограждающей конструкции помещения (см. прилож. 5):

наружной стены —

$$(Fp)_{\text{н.с}} = [(4,66 + 4,86) 3,7 - 1,8] 5,17 = 172,8 \text{ Вт/}^\circ\text{C};$$

двойных окон —

$$(Fp)_{\text{д.о}} = 1,8 \times 2,67 = 4,8 \text{ Вт/}^\circ\text{C};$$

внутренних перегородок —

$$(Fp)_{\text{в.п}} = [(4,66 + 4,86) 3,7 - 1,85] 4,2 = 140,2 \text{ Вт/}^\circ\text{C};$$

двери —

$$(Fp)_{\text{д}} = 1,85 \cdot 2,9 = 5,4 \text{ Вт/}^\circ\text{C};$$

пола —

$$(Fp)_{\text{п}} = (4,66 \cdot 4,86) 3 = 67,9 \text{ Вт/}^\circ\text{C};$$

потолка —

$$(Fp)_{\text{пт}} = (4,66 \cdot 4,86) 3,6 = 81,5 \text{ Вт/}^\circ\text{C}.$$

3. Амплитуда колебаний температуры воздуха [см. формулу (3.17)]

$$A_t = \frac{0,7 \cdot 0,5 \cdot 2035}{172,8 + 4,8 + 140,2 + 5,4 + 67,9 + 81,5} = 1,5 \text{ }^\circ\text{C},$$

что говорит о пригодности печи для отапливаемого помещения, так как меньше допустимого значения колебания температуры $A_{\text{доп}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$.

4. Высота топливника (см. рис. 3.4) $h_{\text{тп}} = 0,46$ м. Площадь пода $F_{\text{под}} = 0,51 \times 0,26 = 0,133$ м.

5. Продолжительность топки $m = 1,25$ ч (см. табл. 3.1), но с учетом поправочного коэффициента $k_{\text{тп}} = 1,25$ принимаем $m = 1,56$.

6. Расход топлива за время одной топки при двухразовой топке в сутки (3.1)

$$G_{\text{т}} = \frac{3,6(1,56 + 10,44)2035}{12600 \cdot 0,7} = 10 \text{ кг.}$$

Проверка характеристик топливника печи

7. Действительное тепловое напряжение объема топливника [см. формулу (3.7)]

$$\frac{Q_{\text{т}}}{V_{\text{тп}}} = \frac{10 \cdot 12600 \cdot 0,9}{3,6 \cdot 1,56 \cdot 0,133 \cdot 0,46} = 330048 \text{ Вт/м}^2,$$

что удовлетворяет требованиям, приведенным в прилож. 1.

8. Действительное удельное напряжение колосниковой решетки размерами $0,25 \times 0,25$ м [см. формулу (3.6)]

$$B_{\text{р}} = \frac{10}{1,56 \cdot 0,25 \cdot 0,25} = 103 \text{ кг/(ч} \cdot \text{м}^2),$$

что соответствует допустимому значению $B_{\text{р}}$ (прилож. 3).

9. Скорость движения воздуха в поддувальном отверстии размерами $0,13 \times 0,13$ м [$L_0 = 10 \text{ м}^3/\text{кг}$ (см. прилож. 3)] при температуре воздуха в помещении $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$ [см. формулу (3.8)]

$$v_{\text{р}} = \frac{10 \cdot 10(1 + 20/273)}{1,56 \cdot 0,13 \cdot 0,13 \cdot 3600} = 1,2 \text{ м/с},$$

что соответствует допустимому значению скоростей.

Проверка восприятия аккумуляции и отдачи теплоты печи

10. Требуемое тепловосприятие, равное теплотерям за время топки и остывания печи [см. формулу (3.14)],

$$Q_{\text{треб}} = 3,6 \cdot 12 \cdot 2035 = 87\,912 \text{ кДж.}$$

11. По рис. 3.4 и прилож. 4 устанавливаем площади внутренней поверхности топливника, газоходов и соответствующие плотности воспринимаемого теплового потока:

для топливника $F_{\text{тп}} = 0,9 \text{ м}^2$, $q_{\text{тп}} = 7000 \text{ Вт/м}^2$;

для первого газохода $F_1 = 1,03 \text{ м}^2$, $q_1 = 5200 \text{ Вт/м}^2$;

для промежуточных газоходов $F_{\text{пр}} = 1,5 \text{ м}^2$, $q_{\text{пр}} = 2670 \text{ Вт/м}^2$.

12. Действительное тепловосприятие внутренними поверхностями печи [см. формулу (3.11)]

$$Q_{\text{восп}} = 3,6 \cdot 1,56(7000 \cdot 0,9 + 5200 \cdot 1,03 + 2670 \cdot 1,5) = 87\,962 \text{ кДж.}$$

13. Действительная теплоаккумуляция печи [см. формулы (3.12), (3.13)]

$$Q_{\text{акк}} = 0,62 \cdot 0,58 \cdot 1700 \cdot 0,88 \cdot 160 = 86\,074 \text{ кДж.}$$

Данные по $Q_{\text{восп}}$, $Q_{\text{акк}}$ и $Q_{\text{треб}}$ имеют допустимые отклонения (гораздо менее разрешенных) 15 %.

14. Действительная теплоотдача печи (боковых стенок, включая отступку, и перекрыши) [см. формулу (3.15) и табл. 3.2, 3.3]

$$Q_{\text{п.д}} = 580(0,775 + 0,52)2 \cdot 1,44 + 0,775 \cdot 0,52 \cdot 0,75 = 2163 \text{ Вт.}$$

Таким образом, по тепловосприятию, теплоаккумуляции и теплоотдаче выбранный режим работы печи ПТК-3000 после ее ремонта удовлетворяет нормальным условиям эксплуатации при двух топках в сутки.

3.2. ГАЗОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Газовое топливо — экологически более чистое топливо, чем твердое и жидкое топлива. Использование его экономически очень выгодно, так как применение газа в отопительных агрегатах повышает их КПД, снижает затраты на эксплуатацию, позволяет автоматизировать процесс горения топлива и отпущек теплоты.

В то же время газовоздушные смеси взрывоопасны, сам газ, а особенно продукты его неполного сгорания, токсичны. Поэтому использование газа в системах отопления в качестве топлива предъявляет жесткие требования к грамотной и безопасной эксплуатации установок газового отопления.

Для сжигания в системах отопления зданий сельскохозяйственных комплексов и коммунального хозяйства нашей страны используется в основном природный смешанный газ. Состав газов, как любого вида топлива, складывается из горючих и балластных компонентов. Горючими компонентами газообразного топлива являются метан CH_4 , водород H_2 , оксид углерода CO , а также предельные и непредельные углеводороды: этан C_2H_6 , пропан C_3H_8 , бутан C_4H_{10} , пентан C_5H_{12} , этилен C_2H_4 , пропилен C_3H_6 и бутилен C_4H_8 .

Основным компонентом природных газов является метан CH_4 , на долю которого приходится от 38 % до 98 % объема. В некоторых природных газах процентное содержание тяжелых углеводородов очень мало, а водород и CO_2 вообще отсутствуют.

Основными балластными компонентами газового топлива являются азот N_2 и диоксид углерода CO_2 , на долю которых в некоторых видах природных газов приходится до 15 % объема. Полное отсутствие запаха у большинства или наличие слабого запаха у некоторых природных и искусственных горючих газов, используемых в газовых системах отопления, создает сложности по обнаружению их в помещении, а также поиску мест утечки газа, если они не одоризированы. Одоризация горючих газов осуществляется с помощью специальных жидкостей, обладающих резким и неприятным запахом. Наибольшее применение для одоризации горючих газов получил этилмеркаптан ($\text{C}_2\text{H}_5\text{SH}$), среднегодовая норма расхода которого на 1000 м^3 природного газа составляет 16 г, или $19,1 \text{ см}^3$.

Удельной теплотой сгорания горючего газа называют то количество теплоты, которое выделяется при полном сжигании 1 м^3

Т а б л и ц а 3.6
Пределы воспламеняемости газозвоздушных смесей
при температуре 20 °С и давлении 10⁵ Па

Газ	Содержание газа в воздухе, %	
	нижний предел	верхний предел
Водород	4,0	75,0
Оксид углерода	12,5	74,0
Метан	5,0	15,0
Этан	3,0	12,5
Пропан	2,4	9,5
Бутан	1,9	8,4
Пентан	1,4	7,8
Ацетилен	2,5	80,0

газа. Для горючих газов, содержащих водород, различают высшую Q_p^B и низшую Q_p^H удельную теплоту сгорания. Низшая удельная теплота сгорания отличается от высшей на значение дополнительной энергии соответствующей энергии конденсации, которая выделяется при образовании водяных паров в результате сжигания водорода.

Для теплотехнических расчетов используют только значение низшей удельной теплоты сгорания газового топлива (прилож. 2).

Для того чтобы обеспечить нормальное горение газового топлива, необходимо создать горючую смесь газ—воздух. Содержание горючего газа в воздухе должно соответствовать пределам воспламеняемости, отображенным для некоторых газов в табл. 3.6.

При содержании газа в воздухе менее нижнего предела горение невозможно из-за отсутствия достаточного количества теплоты для воспламенения соседних слоев смеси, точнее для нагрева этих слоев до температуры воспламенения. При содержании газа в газозвоздушной смеси более верхнего предела горение невозможно из-за недостатка кислорода воздуха, обеспечивающего получение теплоты для нагрева слоев до температуры воспламенения.

Содержание воздуха в горючей газозвоздушной смеси определяется теоретически необходимым V_T и действительным V_d объемами воздуха, зависимость между которыми отражает коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_T = \frac{V_d}{V_T}. \quad (3.22)$$

Теоретический расход влажного воздуха V_T (м³/м³) может быть представлен формулой, составленной на основании потребности в кислороде отдельных компонентов, входящих в смесь:

$$V_T = 0,0476 (1 + 0,00124d_B) (0,5H_2 + 0,5CO + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 3C_2H_4 + 4,5C_3H_6 + 6C_4H_8 - O_2), \quad (3.23)$$

где 0,5H₂, 0,5CO, 2CH₄ и т. д. — содержание отдельных компонентов, % объема; d_B — влагосодержание воздуха, г/м³.

Если химический состав газов не известен, то теоретический расход воздуха может быть приближенно определен по формуле

$$V_T = \frac{Q_p^H}{3770}, \quad (3.24)$$

где 3770 — эмпирический коэффициент, кДж/м³.

В реальных условиях коэффициент избытка воздуха $\alpha_T \geq 1$, так как в противном случае неминуема химическая неполнота сгорания газового топлива, обусловленная невозможностью идеального смешения газа и воздуха, при котором каждая молекула кислорода была бы полностью использована.

Горение газа в воздухе протекает при определенной температуре. Различают теоретическую и действительную (расчетную) температуры сгорания. Теоретическая температура сгорания газового топлива при $\alpha_T = 1$ с учетом фактической начальной температуры газа и воздуха называется калориметрической температурой. Значение ее для различных углеводородных газов определяется методом последовательных приближений, и для метана, этана, бутана и пропана $t_T = 2065 + 2155$ °С.

Теоретическую температуру сгорания газа при заданном коэффициенте избытка воздуха без учета химической неполноты сгорания определяют по формуле

$$t_T = \frac{Q_p^H + c_T t_T + V_T \alpha_T c_B t_B}{V_{CO_2} c_{pCO_2} + V_{H_2O} c_{pH_2O} + V_{N_2} c_{pN_2} + V_{O_2} c_{pO_2}}, \quad (3.25)$$

где Q_p^H — низшая удельная теплота сгорания, кДж/м³; c_T и c_B — теплоемкость соответственно газа и воздуха, кДж/(м³·°С); t_T и t_B — температура соответственно газа и воздуха, °С; V_T — теоретический расход воздуха, м³/м³; α_T — коэффициент избытка воздуха; V_{CO_2} , V_{H_2O} , V_{N_2} и V_{O_2} — объем CO₂, H₂O, N₂ и O₂, образовавшихся при сгорании 1 м³ газа, м³/м³; c_{pCO_2} , c_{pH_2O} , c_{pN_2} и c_{pO_2} — средняя объемная теплоемкость при постоянном давлении CO₂, H₂O, N₂ и O₂ в пределах температур от 0 °С до t_T , кДж/(м³·°С).

Действительная температура сгорания всегда меньше теоретической, так как в реальных условиях одновременно протекают несколько процессов передачи теплоты, обусловленных конструктивными особенностями топливника, топки или газового отопительного прибора.

Действительную температуру сгорания газа в топливниках определяют по тепловому балансу или приближенно по теоретической температуре сгорания:

$$t_d = t_T \eta, \quad (3.26)$$

где η — теоретический коэффициент, для печей с качественной теплоизоляцией $\eta = 0,75 \div 0,85$, для печей без теплоизоляции $\eta = 0,70 \div 0,75$, для экранных топок котлов $\eta = 0,6 \div 0,75$.

Полное сгорание горючих газов приводит к образованию инертных продуктов сгорания, не способных к дальнейшему окислению газов. Водород при полном сгорании превращается в водяной пар, оксид углерода — в диоксид углерода, метан, а также другие предельные и непредельные углеводороды — в CO_2 и H_2O . В состав продуктов сгорания всегда входят азот N_2 и кислород O_2 . При химическом недожоге в продуктах сгорания появляются частицы углерода, из которых образуется сажа.

При неполном сгорании газообразного топлива в дымовых газах присутствуют компоненты горючих газов CO , H_2 и CH_4 . Неполное сжигание горючего газа возникает, как правило, из-за недостатка воздуха в зоне горения, т. е. при $\alpha < 1$, а также как результат неудовлетворительного смешения газовойоздушной смеси. Так как неполное сгорание горючих газов приводит к недоокислению всего объема горючих газов, поданных к горелочному устройству, это приводит к потерям теплоты, которые оцениваются как потери от неполного сгорания топлива $Q_{\text{н.с.}}$.

Идеальным процессом сгорания горючих газов в газовых отопительных агрегатах был процесс, при котором вся теплота сгорания газового топлива переходила в полезную теплоту, идущую на отопление помещений. Однако кроме потерь от неполного сгорания топлива в реальных процессах сгорания горючих газов имеют место целый ряд других потерь, обусловленных составом и чистотой горючих газов, а также конструктивными особенностями газовых отопительных агрегатов. Наиболее значимыми потерями, которые принимаются при расчетах газовых отопительных агрегатов, являются потери теплоты с уходящими газами $Q_{\text{у.г.}}$.

Наглядно эти потери можно проиллюстрировать, если рассмотреть горение горючих газов в отопительных газовых печах. Если в результате сгорания топлива получившиеся газовые продукты сгорания попытаться конструктивно отводить из печи с наименьшей температурой (т. е. с наименьшей теплотой), то в результате этого снизится естественная тяга, возникающая в соответствии с зависимостью

$$\Delta p_e = gh(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{г}}), \quad (3.27)$$

где h — высота от горелочного устройства до верха дымовой трубы, м; $\rho_{\text{н}}$ и $\rho_{\text{г}}$ — плотности наружного воздуха и уходящих дымовых газов, кг/м^3 .

Кроме снижения тяги, влияющей на теплоту сгорания топлива, снижение температуры уходящих дымовых газов может привести к возникновению конденсации в дымовой трубе.

Тепловой баланс газового отопительного прибора, функционирующего на горючем газе с удельной низшей теплотой сгорания

$Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ и теплоотдачей отопительного прибора $Q_{\text{п}}$, при сгорании 1 м^3 горючего газа можно представить в следующем виде:

$$Q_{\text{в}} + Q_{\text{г}} + Q_{\text{р}}^{\text{н}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{н.с.}} + Q_{\text{у.г.}} + Q_{\text{о.с.}}, \quad (3.28)$$

где $Q_{\text{в}}$ и $Q_{\text{г}}$ — теплоты, вносимые воздухом и газом в топку отопительного прибора, Вт; $Q_{\text{о.с.}}$ — потери теплоты в окружающую среду, Вт.

Левая часть уравнения (3.28) представляет собой располагаемую теплоту сгорания топлива $Q_{\text{расп}}$, правая часть есть расход теплоты при сгорании горючего газа в отопительном приборе. Задачами эксплуатации являются снижение потерь теплоты $Q_{\text{н.с.}}$, $Q_{\text{у.г.}}$, $Q_{\text{о.с.}}$ и максимальное повышение полезной теплоты, т. е. теплоотдачи газового отопительного прибора $Q_{\text{п}}$, оцениваемое коэффициентом полезного действия прибора

$$\eta = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{расп}}} 100 \%. \quad (3.29)$$

Коэффициент полезного действия η газовых отопительных приборов зависит от конструктивных особенностей прибора и вида сгораемого топлива, поэтому КПД определяют экспериментально для каждого типа газовых отопительных приборов.

Системы газового отопления зданий сельскохозяйственного комплекса и коммунального хозяйства — это местные системы отопления, источник теплоты которых может функционировать только на газе. Если в качестве источника теплоты в системе водяного отопления использовался котел, работающий на твердом топливе, то после перевода котла на газовое топливо система отопления остается водяной. Источники теплоты, специально сконструированные для работы на газе, отличающиеся компактностью и высоким КПД, являются основой газового отопления.

Системы газового отопления оборудованы газовыми отопительными печами, газовыми каминами, газовыми водонагревателями, газовыми воздухонагревателями, газовыми инфракрасными излучателями.

Газовые отопительные печи

Газовые печи отличаются высокими теплотехническими показателями и значительной экономичностью по сравнению с другими видами отопительных печей. КПД газовых печей примерно на 30 % выше, чем КПД таких же видов печей, работающих на твердом топливе. Отличительной особенностью газовых отопительных печей является равномерность нагрева внешней поверхности по периметру печи.

Теплоемкая печь АКХ-14 может снабжаться газовой горелкой непрерывного действия или горелкой периодического действия.

В первом варианте топливник выкладывают из огнеупорного кирпича, во втором — из красного кирпича. Горелку устанавливают в нижней части топливника, а в верхней устанавливают решетку из огнеупорного кирпича, которая при работе печи нагревается и излучает теплоту на стены топливника, что и способствует равномерному нагреву помещения по высоте.

Прямоточные каналы сложены из кирпича в три яруса, что создает развитую тепловоспринимающую поверхность на пути движения уходящих дымовых газов. Между насадками в центре восходящих потоков горячих продуктов сгорания газа расположены один над другим рассекатели, которые направляют эти газы к боковым стенкам печи. Рассекателями служат кирпичи, положенные плашмя. В верхней части печи над сборным дымоходом установлен тягопрерыватель, который служит для предохранения печи от обратной и избыточной тяги.

Печи АКХ-14 обладают КПД, достигающим 90 %, при двух топках в сутки продолжительностью не более 2 ч подряд тепловая мощность печи составляет 2600 Вт. При непрерывной топке тепловая мощность печи составляет 3400 Вт.

Печи АКХ-14 не изготавливают в заводских условиях в отличие от печей серии АКХ-СМ. Печи АКХ-СМ-1, рассчитанные на непрерывную топку, имеют коэффициент полезного действия печи $\eta = 0,85$ % при тепловой мощности 2000 Вт. Печи АКХ-СМ-2 принципиально не отличаются по конструкции от печи АКХ-СМ-1, однако более значительные габаритные размеры печи позволили увеличить тепловую мощность печи АКХ-СМ-2 до 4300 Вт при КПД $\eta = 0,85 \div 0,90$ %.

Печи типа АКХ-СМ оборудуются горелочными устройствами ГК-17-07, снабженными запальными горелками и автоматикой безопасности.

Газовые камины

Газовые камины используют в жилых помещениях в качестве основных источников теплоты в системах отопления зданий. Газовые камины могут быть радиационного и конвективного действия. Камин «Амра» представляет собой аппарат радиационного действия, основным элементом камина является горелка инфракрасного излучения с керамической насадкой. Тепловая мощность камина «Амра» — 3,5 кВт, КПД — 80 %.

Камин АОГ-5 конвективного действия снабжен эжекционной горелкой, установленной в нижней части камеры сгорания. Тепловая мощность камина АОГ-5 — 5,65 кВт, КПД — 83,5 %.

Камины «Амра» и АОГ-5 оборудованы дымоотводящими каналами, предназначенными для отведения продуктов сгорания горючих газов за пределы отапливаемых помещений.

Газовые водонагреватели

В жилых домах водяные системы квартирного отопления часто оборудуются специальными газовыми источниками теплоты — газовыми водонагревателями марок АГВ, АКГВ, АОГВ.

Автоматический газовый водонагреватель АГВ-80 (емкость водяного бака 80 л) используют для отопления помещений с теплотериями до 7 кВт, коэффициент полезного действия АГВ-80 составляет не менее 81 %. Водонагреватель содержит основную и зональную газовые горелки. Основная чугунная горелка эжекционного типа осуществляет предварительное смешение газа с воздухом (до 55 % теоретически необходимого количества воздуха для полного сжигания газа). Газовоздушная смесь на выходе из отверстий основной горелки поджигается пламенем зональной горелки. К образовавшемуся пламени на основной горелке вторичный воздух, подогретый до более высокой температуры, чем первичный, поступает из топки водонагревателя, что способствует повышению экономичности работы АГВ-80.

Водонагреватель работает в режиме нагрева воды до температуры 80–90 °С. Включение и выключение основной горелки путем открытия подачи или прекращения подачи газа к горелке осуществляются автоматически с помощью терморегулятора. При этом запальная горелка работает постоянно.

Горелки расположены под баком, в центре которого расположена теплообменная жаровая труба, предназначенная для отвода из водонагревателя продуктов сгорания горючих газов. Нижняя часть бака защищена от воздействия открытого огня металлическим экраном.

Автоматический газовый водонагреватель АГВ-120 с баком на 120 л по конструкции аналогичен АГВ-80. Отличительной особенностью АГВ-120 является наличие в нижней части водяной рубашки, повышающей экономичность водонагревателя, КПД которого составляет 83 %, а тепловая мощность — не менее 29 кВт.

Газовые водонагреватели АОГВ-6, АОГВ-10, АОГВ-20 (цифры 6, 10, 20 — тепловая мощность в киловаттах) разработаны на базе аппарата АГВ-80. Они не уступают по теплотехническим и санитарно-гигиеническим показателям базовому аппарату, но отличаются компактностью и меньшими удельными металлозатратами.

Газовый комбинированный аппарат АКГВ-20 представляет собой аппарат двухфункционального назначения: для отопления помещений с теплотериями до 18,5 кВт и горячего водоснабжения. Общая тепловая мощность АКГВ-20 составляет 23 кВт. КПД — 80 %.

Газовые воздухонагреватели

Газовые воздухонагреватели используют в системах воздушного отопления зданий в качестве дополнительных источников теплоты в сочетании с другими системами при натопе сооруже-

ний, а также в качестве аварийных источников теплоты для различных сооружений на Крайнем Севере нашей страны.

В газовых воздухонагревателях теплота сгорания газа через продукты сгорания передается полностью или частично холодному воздуху, нагнетаемому через аппарат.

При теплопередаче через стенку КПД прямоточных или циркуляционных газовых воздухонагревателей достигает 70–90 %, а у смесительных аппаратов при непосредственном смешении продуктов сгорания газа и воздуха КПД возрастает до 100 %.

В прямоточных или рециркуляционных газовых воздухонагревателях продукты сгорания поступают из камеры сгорания во внутреннее пространство кольцевого теплообменника, а оттуда через дымовую трубу удаляются в атмосферу. Стенки кольцевого теплообменника омываются воздухом, который после нагрева поступает в отапливаемое помещение.

Прямоточный воздухонагреватель ТГ-450, обладая тепловой мощностью 450 кВт, способен нагреть 16 000 м³/ч воздуха до температуры 100–110 °С.

Прямоточный воздухонагреватель К-50 при тепловой мощности 50 кВт способен нагревать 70–2000 м³/ч воздуха до температуры 50–70 °С.

В смесительных воздухонагревателях горючий газ может сжигаться в потоке нагреваемого воздуха или в специальной камере, после чего продукты сгорания в обоих случаях смешиваются с нагретым воздухом, подаваемым в помещение, что ухудшает его санитарно-гигиеническое состояние. Широкое применение получили воздухонагреватели ВГС со сжиганием газа в потоке воздуха.

Воздухонагреватели ВГС полностью используют химическую теплоту сжигания газа. Обладая близким к 100 % КПД, воздухонагреватели ВГС всех типоразмеров имеют широкий диапазон регулирования агрегата по теплоотдаче и расходу нагреваемого воздуха. Номинальная тепловая мощность воздухонагревателей составляет 1,0–6,4 МВт при нагреве воздуха в количестве от 50 000 до 250 000 м³/ч.

Газовые инфракрасные излучатели

Газовые инфракрасные излучатели (ГИИ) являются отопительными приборами газового лучистого отопления, предназначенными для локального обогрева отдельных рабочих мест в помещении, мест размещения молодняка в животноводческих комплексах, а также открытых монтажных и сборочных площадок.

Газовые инфракрасные излучатели представляют собой горелки эжекционного типа для газа низкого давления с полным предварительным смешением газа и воздуха.

Тепловая мощность ГИИ составляет 3,7–4,5 кВт, они различны по конструктивному исполнению, но принцип действия у всех

Таблица 3.7
Нормы облученности животных и птиц

Животные, птицы	Норма облученности, Вт/м ²
Теленок	85–130
Поросенок:	
до 1 месяца	130–155
более 1 месяца	85–130
Свиноматка	70–85
Цыпленок:	
до 10 дней	290–348
от 11 до 30 дней	174–290
более 30 дней	116–174

ГИИ одинаков. Газ, выходя из сопла, создает зону разрежения, в которую эжектирует воздух при $\alpha = 1,05 + 1,1$. В диффузоре смесителя газозвдушная смесь окончательно перемешивается и поступает в распределительную камеру, где (благодаря значительным размерам камеры) создается одинаковое статическое давление на внутреннюю поверхность керамических плиток. Вследствие этого скорости течения газозвдушной смеси по цилиндрическим каналам также одинаковы, что способствует равномерному горению газозвдушной смеси тонким слоем над наружной поверхностью плиток. Температура излучающей поверхности плиток в горелках составляет 800–900 °С. Излучение теплоты обеспечивается инфракрасными лучами с длиной волны 2,5–2,7 мкм.

Важным условием безопасной работы ГИИ является обеспечение допустимых значений радиационного воздействия лучистого отопления, которые приводятся в специальной литературе. Для систем инфракрасного локального отопления допустимые значения плотности облученности составляют 70–350 Вт/м² (табл. 3.7). Для уменьшения радиационного воздействия может быть использован метод воздушного душирования, заключающийся в подаче наружного воздуха в места локального обогрева.

Размещают и устанавливают ГИИ по специальным методикам, соответствующим типам горелок и объектам отопления.

Количество горелок, необходимых для отопления помещения, определяют по формуле

$$n = \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{г}}}, \quad (3.30)$$

где $Q_{\text{п}}$ — мощность системы отопления, Вт; $Q_{\text{г}}$ — номинальная тепловая мощность горелки, Вт.

3.3. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Принцип действия электрических отопительных систем основан на выделении теплоты в результате прохождения электрического тока по проводнику. В соответствии с законом Джоуля—

Ленца при прохождении тока в 1 А в течение 1 с при разности потенциалов 1 В переносится единица количества электричества в 1 Кл и совершается работа, равная 1 Дж. Данная работа электрических сил представляет собой количество теплоты:

$$Q = IU\tau, \quad (3.31)$$

где Q — количество теплоты, Дж; I — сила тока, $I = 1$ А; U — падение напряжения в проводнике, В; τ — время, с.

Так как 1 Вт = 1 Дж/с, то справедливо

$$Q = IU = I^2 R, \quad (3.32)$$

а применительно к переменному току

$$Q = kIU = \frac{U^2 k^2}{R}, \quad (3.33)$$

где R — активное сопротивление проводника, Ом; k — коэффициент мощности проводника (при частоте тока 50 Гц $k = 0,96 \div 0,98$).

Электрическое отопление по степени использования может быть предназначено для полного покрытия отопительной нагрузки, для покрытия пиковой нагрузки или в качестве доводчиков.

Целесообразность использования электрического отопления определяется для каждого конкретного случая, исходя из преимуществ (простота конструкции, высокая способность к автоматизированию, отсутствие выбросов и т. д.) и недостатков (повышенная пожароопасность, высокая стоимость электроэнергии и т. д.) систем электрического отопления.

Электрические системы отопления рекомендуется использовать в зданиях и сооружениях, где отсутствуют другие источники тепловой энергии.

Электрическое отопление по способу передачи теплоты подразделяется на лучисто-конвективное и лучистое.

Лучистое электрическое отопление обеспечивается инфракрасными электроизлучателями, функционирующими при пониженных температурах окружающего воздуха.

Лучисто-конвективное отопление, наиболее используемое в жилых и административно-бытовых зданиях, реализуется с помощью электрических отопительных приборов.

Электрические отопительные приборы

Электроотопительные приборы могут быть: стационарными и переносными; безынерционными и с аккумуляцией теплоты; нерегулируемыми и регулируемыми (ступенчато, бесступенчато, автоматически).

Электрические отопительные приборы, осуществляющие прямое преобразование электрической энергии в тепловую, разделяются:

на высокотемпературные с температурой греющих поверхностей более 100 °С;

низкотемпературные с температурой греющих поверхностей 25–70 °С.

Высокотемпературные и низкотемпературные приборы — это, как правило, приборы, принцип действия которых основан на лучисто-конвективной теплоотдаче. К ним относятся масляные радиаторы, электрокамины, рефлекторы-отражатели, подвесные панели, греющие обои, панели с греющим кабелем и другие приборы, выполненные из огнеупорных материалов с заделанными в массив спиралями и другими греющими элементами проводников.

В качестве материалов проводников для электроотопительных приборов наиболее широко применяют нихром, константан, никелин, платиносеребро и коррозионно-стойкую сталь.

Теплоотдача с поверхности проводника электроотопительного прибора может быть определена по формуле

$$Q'_\Pi = \frac{\pi dl}{1000} \alpha (t_{\text{пров}} - t_{\text{в}}), \quad (3.34)$$

где d — диаметр проводника, мм; l — длина проводника, м; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · °С), при диаметре проволоки 0,5–2 мм $\alpha = 35 \div 53$ Вт/(м² · °С); $t_{\text{пров}}$ — температура проводника, °С.

Однако рассчитывать теплоотдачу нагревательных элементов рекомендуется по зависимости (3.33), используя значение сопротивления проводника.

Так как сопротивление проводника зависит от материала и габаритных размеров проводника, то ее можно выразить через площадь поперечного сечения по зависимости

$$R = \frac{rl}{F} = \frac{4rl}{\pi d^2}, \quad (3.35)$$

где r — удельное сопротивление проводника, Ом · мм²/м; l — длина проводника, м; F — площадь поперечного сечения проводника, мм².

Удельное сопротивление проводника изменяется в зависимости от температуры $t_{\text{пров}}$ и может быть определено по формуле

$$r_{t_{\text{пров}}} = r_{20} \left[1 + \alpha_c (t_{\text{пров}} - t_{20}) \right], \quad (3.36)$$

где r_{20} — удельное сопротивление проводника при температуре 20 °С, Ом · мм²/м; α_c — температурный коэффициент (табл. 3.8).

Используя формулы (3.33), (3.35), (3.36), количество теплоты, которое выделяется электроотопительным прибором, работающим на переменном токе, можно выразить следующей зависимостью:

$$Q = \frac{U^2 k^2 F}{l r_{20} \left[1 + \alpha_c (t_{\text{пров}} - t_{20}) \right]}. \quad (3.37)$$

Т а б л и ц а 3.8

Значения удельного сопротивления
и температурного коэффициента проводников

Проводник	$r_{20}, \text{Ом} \cdot \text{мм}^2/\text{м}$	α_c
Нихром	1,10	0,000 250
Константан	0,48	0,000 040
Никелин	0,41	0,000 067
Платиносеребро	0,20	0,000 250

Широкое использование в системах электрического отопления получили электротеплоаккумулирующие приборы и, прежде всего, теплоаккумулирующие печи (рис. 3.6). Материалом, аккумулирующим теплоту в печах, может быть бетон, шамот, чугун или магнезит.

Теплоаккумулирующие печи могут быть трех типов: нерегулируемые, аккумулирующие конвекторы и динамические теплоаккумуляторы.

Нерегулируемые теплоаккумулирующие печи (рис. 3.6, а) наиболее простые по конструкции, их применение может вызвать значительные колебания температуры воздуха в помещении. Теплоотдача таких печей происходит в равных долях и излучением, и конвекцией.

Аккумулирующие конвекторы благодаря своей конструкции (рис. 3.6, б) более совершенны в эксплуатации и могут поддерживать ровную температуру в помещении в течение суток.

Динамические теплоаккумуляторы (рис. 3.6, в) являются наиболее эффективными в поддержании стабильной температуры воздуха помещения. Основной способ теплоотдачи — вынужденная конвекция.

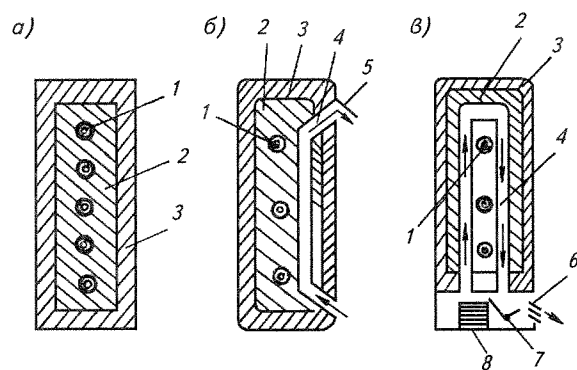


Рис. 3.6. Электрические теплоаккумуляционные печи:

1 — нагревательные элементы; 2 — теплоаккумулирующий слой; 3 — теплоизоляционный слой; 4 — воздушный канал; 5 — клапан; 6 — решетка; 7 — клапаны байпасирования воздуха; 8 — вентилятор

Теплоаккумулирование, т. е. зарядка печей, происходит в основном в ночное время. Продолжительность зарядки зависит от температуры воздуха в помещении и остаточной теплоты в приборах.

Электрические инфракрасные обогреватели

Инфракрасные обогреватели используют в системах отопления в качестве дополнительных источников для непосредственного обогрева отдельных зон отапливаемых помещений или в качестве основного источника отопления в неотапливаемых помещениях при производстве временных работ. Их применяют также при аварийно-ремонтных работах на наружных коммуникациях систем тепло- и водоснабжения, телефонных и электрификационных сетей.

Наиболее широко инфракрасные обогреватели используют в сельском хозяйстве для локального обогрева помещений, содержащих молодняк животных и птицы.

Инфракрасное излучение не поглощается воздухом. Попадая на тело человека, птицы или животного, инфракрасное излучение нагревает подкожные слои на значительной глубине тела, что обеспечивает поддержание теплового баланса организма и теплового комфорта даже после прекращения поступления потока лучистой энергии.

Тепловое ощущение человека при работе средств инфракрасного излучения зависит от многих факторов (запыленность и влажность воздуха, состояние кожного покрова человека и т. д.), однако основными являются мощность излучения, т. е. количество инфракрасных излучателей, и их размещение.

В качестве инфракрасных излучателей в системах лучистого электрообогрева людей в нашей стране применяют электрообогреватели типа ИЭТ-46-И1 с номинальной мощностью $N_{\text{ном}} = 2,5 \text{ кВт}$, снабженные тремя нагревательными элементами, на поверхности которых температура $t_{\text{пов}} = 800 \div 850 \text{ }^\circ\text{C}$, и полированным алюминиевым отражением, температура поверхности которого не превышает $200 \text{ }^\circ\text{C}$.

Инфракрасные электрообогреватели в целях безопасности эксплуатации рекомендуется размещать снаружи по периметру обогреваемой зоны не ближе 1 м от ее границ как в горизонтальном, так и в вертикальном их положении.

При расчете систем лучистого электроотопления устанавливают допустимые значения необходимой средней облученности человека $q_{\text{н.с}}$ и неравномерности облучения головы O_1 , лица O_2 , ног O_3 , а также минимально допустимое значение неравномерности облученности человека δ при данной температуре.

Необходимую среднюю облученность $q_{\text{н.с}}$ рассчитывают по формуле

$$q_{н.с} = \frac{q_n - q_o^п}{\beta}, \quad (3.38)$$

где q_n — необходимая облученность человека, Вт/м²; $q_o^п$ — средняя облученность человека от других источников или оборудования, Вт/м²; β — коэффициент ослабления лучистого потока от электрообогревателей, например, пылью, парами воды, при запыленности 8–15 мг/м³ $\beta = 0,86$.

Необходимую облученность человека определяют по формуле

$$q_n = 1,25\alpha_{\Sigma}(t_n - t_b), \quad (3.39)$$

где q_n — необходимая облученность человека, Вт/м²; α_{Σ} — коэффициент суммарной теплоотдачи, Вт/(м² · °C); t_n — нормируемая температура воздуха, равная среднему значению нормируемого диапазона температуры воздуха, °C; t_b — минимальная температура воздуха в помещении, °C.

Значения коэффициента суммарной теплоотдачи α_{Σ} в зависимости от скорости воздуха в обогреваемой зоне v_b приведены ниже:

v_b , м/с	0,2	0,3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0
α_{Σ} , Вт/(м ² · °C)	8,0	10,5	12,8	14,3	16,6	20,0	22,0

Значение необходимой средней облученности $q_{н.с}$ должно быть равно значению средней облученности человека на рабочей площади q_c от системы лучистого электроотопления и производственных источников (табл. 3.9), которое устанавливается теплотехническими условиями размещения электрообогревателей.

Значение $q_c = q_{н.с}$ является отправным при расчетах систем лучистого электроотопления.

Схемы размещения электрообогревателей имеют 15 вариантов, которые в зависимости от размеров рабочей площади и вза-

Т а б л и ц а 3.9

Теплотехнические параметры схем размещения электрообогревателей

№ варианта	q_c , Вт/м ²	O_1^o	O_2^o	O_3^o	δ^o	$K_c \cdot 10$
1	300	0	0,82	0,95	0,08	3,0
2	450	0	0,82	0,95	0,07	3,0
3	465	0	0,76	0,75	0,40	4,7
4	153	0	1,12	0,84	0,41	6,1
5	135	0	1,06	0,64	0,48	10,8
6	215	0	0,81	0,91	0,11	4,1
7	235	0	1,16	0,79	0,60	7,5
8	210	0	1,09	0,63	0,63	12,2
9	120	2,2	1,65	0,35	0,13	4,8
10	265	0,6	0,93	0,61	0,53	10,6
11	146	2,4	1,93	0,30	0,33	11,8
12	270	0,6	0,92	0,78	0,44	9,6
13	243	1,8	1,70	0,50	0,39	15,5
14	141	3,5	1,51	0,51	0,63	9,0
15	134	2,6	1,39	0,59	0,53	8,6

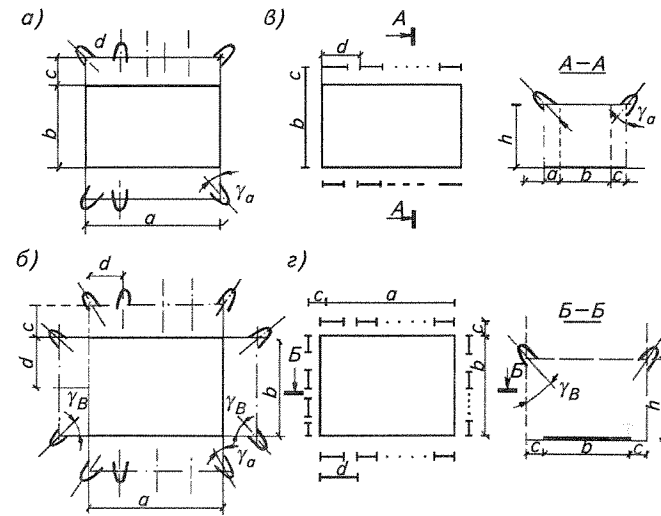


Рис. 3.7. Схемы размещения инфракрасных электрообогревателей при их вертикальном (а, б) и горизонтальном (в, г) положении

имного расположения электрообогревателей могут быть сведены к четырем схемам, изображенным на рис. 3.7.

Геометрические параметры схем размещения электрообогревателей представлены в прилож. 1.

Относительные облученности головы Q_1^o и лица Q_2^o (табл. 3.9) не должны превышать максимально допустимых значений облученности головы O_1 и лица O_2 , определяемых по формулам:

$$O_1 = \frac{1 + \frac{\Delta t}{t_n - t_b} - \frac{q_1}{q_n}}{1 - \frac{q_0}{q_n}}; \quad (3.40)$$

$$O_2 = \frac{1 + \frac{\Delta t}{t_n - t_b} - \frac{q_2}{q_n}}{1 - \frac{q_0}{q_n}}, \quad (3.41)$$

где Δt — допустимое отклонение температуры воздуха от нормируемой, принимается по ГОСТ 12.1.005–88 в виде полуразности между максимально и минимально допустимыми температурами, °C; q_0 , q_1 , q_2 — средние облученности соответственно человека, его головы и лица от производственных источников, Вт/м².

Относительная облученность ног O_3^0 не должна быть меньше минимально допустимой облученности ног O_3 , определяемой по формуле

$$O_3 = \frac{1 - \frac{\Delta t}{t_n - t_v} - \frac{q_3}{q_n}}{1 - \frac{q_0}{q_n}}, \quad (3.42)$$

где q_3 — средняя облученность ног человека от производственных источников, Вт/м².

При использовании инфракрасных обогревателей для обогрева людей, работающих в пределах рабочей площадки, тело человека обогревается неравномерно. Неравномерность обогрева обуславливается расположением инфракрасных обогревателей, и для каждого варианта схем их размещения она будет различной. Неравномерность обогрева оценивают по неравномерности облучения человека δ^0 , значения которой для 15 вариантов схем размещения электрообогревателей приведены в табл. 3.9. Неравномерность облучения человека δ^0 в пределах рабочей площадки не должна превышать минимально допустимого значения δ при данной температуре, определяемой по формуле

$$\delta = \frac{\frac{2\Delta t}{t_n - t_v}}{1 - \frac{q_0}{q_n}}. \quad (3.43)$$

Важной характеристикой размещения обогревателей является коэффициент облучения системы обогрева K_c (табл. 3.9). Если полученные в результате расчета значения O_1 , O_2 , O_3 и δ удовлетворяют двум или нескольким вариантам схем размещения электрообогревателей, т. е. $O_1^0 \leq O_1$, $O_2^0 \leq O_2$, $O_3^0 \geq O_3$, $\delta^0 \leq \delta$ соответствует этим вариантам, то предпочтение отдается варианту с большим значением коэффициента облучения K_c .

Размещение инфракрасных обогревателей может быть отличным от приведенных схем на рис. 3.7, в таком случае использовать данные табл. 3.9 для расчета нельзя и следует произвести расчет лучистого обогрева по специально разработанным методикам, приведенным в литературе.

Пример 3.2. Рассчитать систему обогрева непостоянного рабочего места в неотапливаемом телефонном узловом пункте для ремонтных работ средней тяжести при средней запыленности воздуха. Размеры телефонного узлового пункта $2,0 \times 2,0 \times 2,6$ м. Скорость движения воздуха $v_v = 0,3$ м/с. Минимальная температура воздуха в узле $t_v = -20$ °С. Нормированная температура $t_n = 18$ °С. Полуразность между максимально и минимально допустимыми температурами воздуха $\Delta t = 5,5$ °С. Средняя облученность человека другими источниками $q_0 = 150$ Вт/м², $q_1 = 0$ Вт/м², $q_2 = 150$ Вт/м², $q_3 = 200$ Вт/м².

1. Необходимая облученность человека (при $v_v = 0,3$ м/с, $\alpha_\Sigma = 10,5$ Вт/(м² · °С) [см. формулу (3.39)])

$$q_n = 1,25 \cdot 10,5 [18,5 - (-20)] = 501 \text{ Вт/м}^2.$$

2. Необходимая средняя облученность человека [см. формулу (3.38)]

$$q_{н.с} = \frac{501 - 150}{0,86} = 408 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Максимально допустимое значение облученности человека [см. формулу (3.40)]

$$O_1 = \frac{1 + \frac{5,5}{18,5 + 20} - \frac{0}{501}}{1 - \frac{150}{501}} = 1,63.$$

4. Максимально допустимое значение облученности лица [см. формулу (3.41)]

$$O_2 = \frac{1 + \frac{5,5}{18,5 + 20} - \frac{150}{501}}{1 - \frac{150}{501}} = 1,2.$$

5. Минимально допустимое значение облученности ног [см. формулу (3.42)]

$$O_3 = \frac{1 + \frac{5,5}{18,5 + 20} - \frac{200}{501}}{1 - \frac{150}{501}} = 0,66.$$

6. Минимально допустимое значение неравномерности облученности [см. формулу (3.43)]

$$\delta = \frac{\frac{2 \cdot 5,5}{18,5 + 20}}{1 - \frac{150}{501}} = 0,4.$$

Тепловой комфорт по данным расчета обеспечивается 2-м и 3-м вариантами схем размещения, так как для этих вариантов $O_1^0 < O_1$, $O_2^0 < O_2$, $O_3^0 > O_3$, $\delta^0 \leq \delta$.

Но у 3-го варианта схемы размещения коэффициент эффективности K_c выше, чем у 2-го варианта, поэтому предпочтение отдается 3-му варианту.

Электрокотлы

Электрокотлы благодаря малой массе оборудования, простоте и надежности эксплуатации широко применяют в системах отопления зданий северной зоны нашей страны.

В системах отопления применяют электрокотлы типа ЭКВ с номинальной мощностью $N_{\text{ном}} = 9 \div 1000$ кВт и типа ЭКУ с номинальной мощностью $N_{\text{ном}} = 3,5 \div 90$ кВт, функционирующие на переменном токе.

Характеристики электродов типа ЭКУ

Параметр	ЭКУ-30-3,5	ЭКУ-100-10,5	ЭКУ-250-10,5	ЭКУ-400-15	ЭКУ-600-30	ЭКУ-600-60	ЭКУ-800-90
Объем, л	30	100	250	400	600	600	800
Номинальная мощность, кВт	3,5	10,5	10,5	15	30	60	90
Число фаз	1	3	3	3	3	3	3
Число ТЭН	1	3	3	3	6	6	6
Высота, м	0,6	0,9	1,32	1,46	1,65	1,65	2,05
Размеры основания, м	0,5 × 0,32	0,7 × 0,6	0,8 × 0,65	0,9 × 0,87	1,0 × 0,87	1,0 × 0,87	1,12 × 1,02
Масса, кг	25	90	140	175	230	240	320

Мощность электродов ЭКВ зависит от удельного электрического сопротивления нагреваемой воды, так как они рассчитаны на прямой нагрев воды электрическим током. Движущаяся в котле вода имеет активное сопротивление, которое в зависимости от химического состава воды может быть различным.

Для каждого электрода номинальную мощность $N_{\text{ном}}$ рассчитывают для определенного сопротивления $R_{\text{расч}}$ при температуре воды 20 °С. При функционировании электрода на воде с другим значением удельного сопротивления R_{20} фактическую мощность, которая может быть развита электродом, уточняют по формуле

$$N_{\text{ф}} = N_{\text{ном}} \frac{R_{\text{расч}}}{R_{20}}. \quad (3.44)$$

Удельное сопротивление природных вод $R_{20} = 500 \div 5000 \text{ Ом} \cdot \text{см}$.

Фактическая мощность котла определяется количеством теплоты, пошедшей на нагрев воды от температуры t_0 до температуры t_r , по формуле

$$N_{\text{ф}} = \frac{1}{3600} L c \rho (t_r - t_0), \quad (3.45)$$

где L — расход воды, м³/ч; c — удельная теплоемкость воды, $c = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$; ρ — плотность воды, кг/м³.

Электроды типа ЭКВ представляют собой металлические цилиндры, внутри которых помещен пакет цилиндрических или пластинчатых электродов. В зазорах между электродами находятся перемещаемые с помощью регулировочного устройства диэлектрические цилиндры или пластины.

Перемещение диэлектрических цилиндров или пластин приводит к изменению расхода воды L , что в соответствии с зависимостью (3.45) приводит к изменению мощности электрода.

Универсальные электроды типа ЭКУ, предназначенные как для отопления, так и для горячего водоснабжения зданий, оборудованы ТЭНами (трубчатыми электронаг-

ревателями). ТЭНы нагревают воду за счет своего разогрева, обусловленного мощностью электрического тока и активным сопротивлением проводника ТЭНа [см. формулу (3.33)]. Электроды ЭКУ изготавливает инженерная фирма «Теплосервис» (Санкт-Петербург) в виде прямоугольных шкафов с различной номинальной мощностью и объемом. Технические характеристики электродов ЭКУ представлены в табл. 3.10.

Данные электроды способны нагревать воду до 70–95 °С при рабочем давлении в котле $p = 0,25 \text{ МПа}$. Назначенный срок службы котлов ЭКУ составляет 20 лет. Электроды снабжены системой автоматического поддержания температуры воды в котле и могут быть подключены к АСУ поддержания температуры воздуха в помещении.

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

4.1. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления имеют естественную и искусственную циркуляцию воды.

В системах с *естественной циркуляцией* движение теплоносителя по трубопроводам системы осуществляется за счет гравитационного давления, возникающего в замкнутом кольце трубопроводов вследствие разности удельных весов охлажденного и горячего теплоносителей.

В системах водяного отопления с *искусственной циркуляцией* теплоноситель перемещается по трубопроводам системы за счет работы насоса или другого гидроустройства.

Системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды в административно-бытовых зданиях применяют сравнительно редко. Их, как правило, используют в небольших жилых зданиях сельской местности, а также в зданиях, не имеющих перспектив устройства централизованного теплоснабжения. Такие системы рекомендуется использовать при радиусе действия не более 30 м по горизонтали и не менее 3 м превышения середины нижних отопительных приборов над серединой котла, для отопления помещений верхних зон высотных зданий, для зданий, в которых недопустимы вызываемые насосами шум и вибрация конструкций, а также в других случаях при соответствующем обосновании.

По схеме присоединения отопительных приборов к трубопроводам системы водяного отопления как с естественной, так и искусственной циркуляцией воды бывают двухтрубные и однотрубные (рис. 4.1).

В *двухтрубных системах* водяного отопления теплоноситель (горячая вода) подается по одному и тому же подающему трубопроводу параллельно ко всем отопительным приборам системы, в них вода охлаждается и возвращается в генератор теплоты по другому трубопроводу, не заходя в другие отопительные приборы.

В *однотрубных системах* водяного отопления теплоноситель по одному трубопроводу подается ко всем отопительным приборам, так что, охладившись до некоторой температуры в одном приборе, данный теплоноситель поступает в другой. В настоящее время наиболее часто применяют однотрубные системы, которые по сравнению с двухтрубными имеют меньшие длину и массу труб, позволяют унифицировать отдельные узлы и детали, сокращать затраты труда на монтаж систем. Кроме того, сравнительно устойчивый гидравлический режим позволяет отказаться от пусконаладочного регулирования при сдаче однотрубных систем в эксплуатацию.

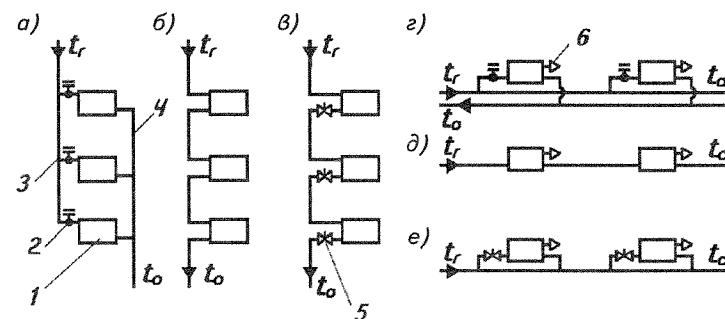


Рис. 4.1. Присоединение отопительных приборов к трубопроводам системы водяного отопления. Вертикальные: двухтрубная (а), однотрубная (б); горизонтальные: двухтрубная (в), однотрубная (г), однотрубная с осевыми замыкающими участками (е);

1 — отопительный прибор; 2 — кран двойной регулировки; 3 — трубопровод горячей воды; 4 — трубопровод охлажденной воды; 5 — проходной вентиль; 6 — воздуховыпускной кран

Двухтрубные и однотрубные системы водяного отопления бывают вертикальными (распределительные трубы, к которым присоединяют отопительные приборы, расположены в системе отопления вертикально) и горизонтальными (распределительные трубы расположены в системе отопления горизонтально).

В зависимости от расположения подающей магистрали по отношению к системе двухтрубные и однотрубные системы водяного отопления бывают с верхней разводкой (подающая магистраль проложена по чердаку или под потолком верхнего этажа) и с нижней разводкой (подающая магистраль проложена в подвале, над полом первого этажа или в подпольных каналах).

По направлению движения воды в подающей и обратной магистралях различают системы водяного отопления тупиковые (встречное движение воды) и с попутным движением воды (движение воды в одном направлении) (рис. 4.2).

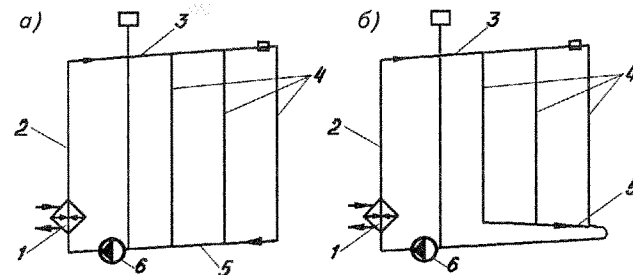


Рис. 4.2. Системы водяного отопления: тупиковая (а) и с попутным движением воды (б);

1 — генератор теплоты; 2 — главный стояк; 3 — подающая магистраль; 4 — стояки; 5 — обратная магистраль; 6 — насос

4.2. ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Однотрубные системы водяного отопления с вертикальными стояками и горизонтальными ветвями являются наиболее эффективными и экологичными системами среди используемых для отопления зданий.

Вертикальные однотрубные системы с верхней разводкой. Принцип работы таких систем основан на следующем. Горячая вода из генератора теплоты поднимается по главному стояку в подающие магистрали, откуда распределяется по отдельным стоякам и далее направляется в отопительные приборы. Охладившаяся в отопительных приборах вода поступает в обратную магистраль, по которой возвращается в генератор теплоты для повторного нагрева. Перемещение воды в системе осуществляется насосом (рис. 4.3) или только за счет естественного циркуляционного давления (рис. 4.4).

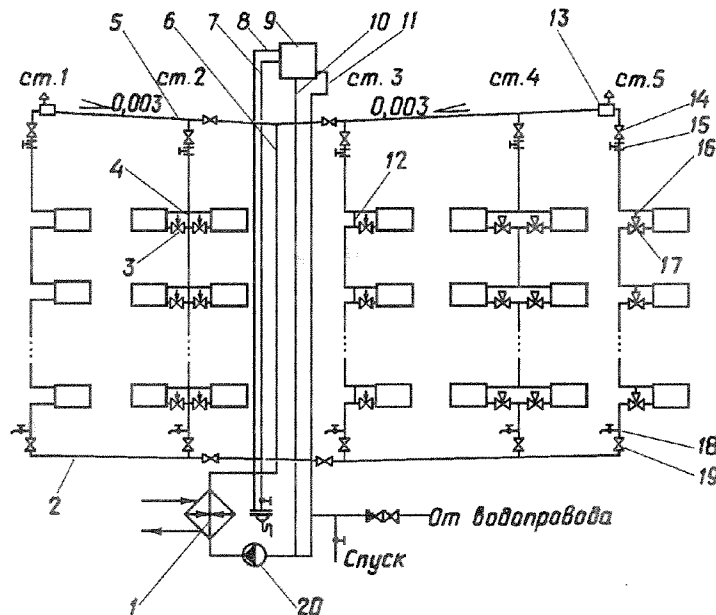


Рис. 4.3. Однотрубная система водяного отопления с верхней разводкой подающей магистрали и искусственной циркуляцией воды:

ст. 1 — проточный стояк; ст. 2 — стояк с осевыми замыкающими участками; ст. 3 — стояк со смещенными замыкающими участками; ст. 4 и ст. 5 — проточно-регулируемые стояки; 1 — теплообменник; 2 — обратный магистральный трубопровод; 3 — кран регулирующий проходной; 4 — осевой замыкающий участок; 5 — подающий магистральный трубопровод; 6 — главный стояк; 7 — контрольная труба; 8 — переливная труба; 9 — расширительный бак; 10 — циркуляционная труба; 11 — расширительная труба; 12 — замыкающий участок; 13 — проточный воздухооборник; 14, 19 — краны проходные; 15 — тройник с заглушкой; 16 — обходной участок; 17 — кран регулирующий трехходовой; 18 — спускной кран; 20 — циркуляционный насос

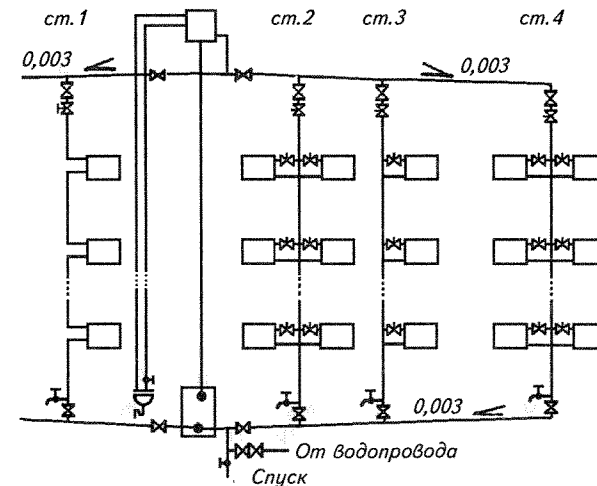


Рис. 4.4. Однотрубная система водяного отопления с верхней разводкой подающей магистрали и естественной циркуляцией воды:

ст. 1 — проточный стояк; ст. 2 и ст. 4 — стояки с осевыми замыкающими участками и двухсторонним присоединением отопительных приборов; ст. 3 — стояк с осевыми замыкающими участками и односторонним присоединением отопительных приборов

Отопительные приборы относительно стояка в вертикальной однотрубной системе размещают с одной стороны (стояки 1, 3 и 5 рис. 4.3) и с двух сторон (стояки 2 и 4 рис. 4.3). Присоединение приборов к стояку — приборные узлы — могут быть проточными (нерегулируемыми, стояк 1, рис. 4.3), с замыкающими участками (стояки 2 и 3) и проточно-регулируемыми (стояки 4 и 5). В однотрубном проточном стояке отсутствуют регулирующие краны. Вся вода, поступающая в стояк, последовательно проходит через все присоединенные к стояку отопительные приборы, охлаждаясь в каждом из них на определенный перепад температур.

В отличие от однотрубного проточного стояка в стояках с постоянно действующими замыкающими участками часть теплоносителя проходит через отопительный прибор, в котором охлаждается до определенной температуры t' , другая часть теплоносителя проходит по замыкающему участку, сохраняя свою температуру t ; выходя из прибора, теплоноситель смешивается с теплоносителем, прошедшим по замыкающему участку, и приобретает температуру $t'' = 0,5(t + t')$. В следующий прибор поступает часть смешанной воды с соответствующей температурой t'' и т. д. На подводках к приборам стояков с замыкающими участками устанавливают краны, регулирующие проходные пониженного сопротивления (КРП). Замыкающие участки бывают осевыми (стояк 2) и смешанными (стояк 3, рис. 4.3).

Обходные участки однотрубных стояков (участки 16, рис. 4.3) используются для пропуска теплоносителя при эксплуатационном регулировании теплоотдачи отопительных приборов трехходовыми кранами (КРТ) (краны 17 на рис. 4.3). Такие приборные узлы являются проточно-регулируемыми. Через нагревательный прибор, присоединенный к стояку посредством проточно-регулируемого приборного узла, может проходить вся вода, поступившая в стояк, или ее часть в зависимости от положения регулирующего органа трехходового крана.

Вертикальные однотрубные системы с верхней разводкой с приборными узлами всех трех типов — с проточными, с замыкающими участками и проточно-регулируемыми — применяют в настоящее время в зданиях, имеющих четыре и более этажей.

Среди систем с естественной циркуляцией воды предпочтительными являются схемы с верхним расположением подающих магистралей. В таких системах возрастает естественное циркуляционное давление в результате охлаждения воды в сравнительно высоко расположенных магистралах (рис. 4.4).

При верхнем расположении подающих магистралей в системах с естественной циркуляцией воды расширительный бак присоединяют непосредственно к верхней части главного стояка. Уклон подающих магистралей — в сторону движения воды — обеспечивает перемещение воздуха из стояков к точке присоединения расширительного бака, посредством которого система сообщается с атмосферой. Это способствует удалению воздуха из системы в атмосферу через бак.

При верхней разводке подающих магистралей движение воды внутри отопительных приборов происходит сверху вниз, что способствует получению более высоких теплотехнических показателей приборов.

Системы с естественной циркуляцией воды более просты по устройству, эксплуатация не зависит от снабжения электроэнергией.

Системам с естественной циркуляцией воды свойственно саморегулирование, обуславливающее ровную температуру помещения. В этих системах при изменении температуры воды изменяется и ее расход вследствие возрастания или уменьшения естественного циркуляционного давления. Одновременное изменение температуры и расхода воды (качества и количества теплоносителя) обеспечивает теплоотдачу отопительных приборов, необходимую для поддержания заданной температуры помещений.

Недостатками систем с естественной циркуляцией воды являются небольшой радиус действия и повышенная опасность замерзания воды в трубах, проложенных в неотапливаемых помещениях.

Вертикальные однотрубные системы водяного отопления с нижней разводкой. Системы этого типа повышают индустриальность заготовительных, монтажных и строительных работ, а также обладают высокими технико-экономическими показателями.

В однотрубных системах с нижней разводкой теплоноситель из генератора теплоты поступает в подающие магистрали, расположенные внизу системы, откуда по восходящей части стояка поднимается вверх к отопительным приборам. В верхней части системы восходящая часть стояка переходит в нисходящую часть, которая присоединяется к обратной магистрали. Вода из нисходящей части стояка по обратной магистрали возвращается в генератор теплоты для повторного нагрева.

В П-образных стояках (состоящих из восходящей и нисходящей частей) этих систем применяют проточные, проточно-регулируемые приборные узлы как обладающие лучшими технико-экономическими показателями.

Отопительные приборы присоединяют к восходящей и нисходящей частям стояка. При непарных отопительных приборах свободной от отопительных приборов делают восходящую часть стояка (стояки 3 и 5, рис. 4.5).

Для большинства вертикальных однотрубных стояков характерно одностороннее присоединение отопительных приборов к стояку. Это, хотя и увеличивает число стояков, однако позволяет унифицировать приборные узлы как по диаметру, так и по длине труб. Одностороннее присоединение отопительных приборов к стояку позволяет размещать трубопровод стояка на любом расстоянии

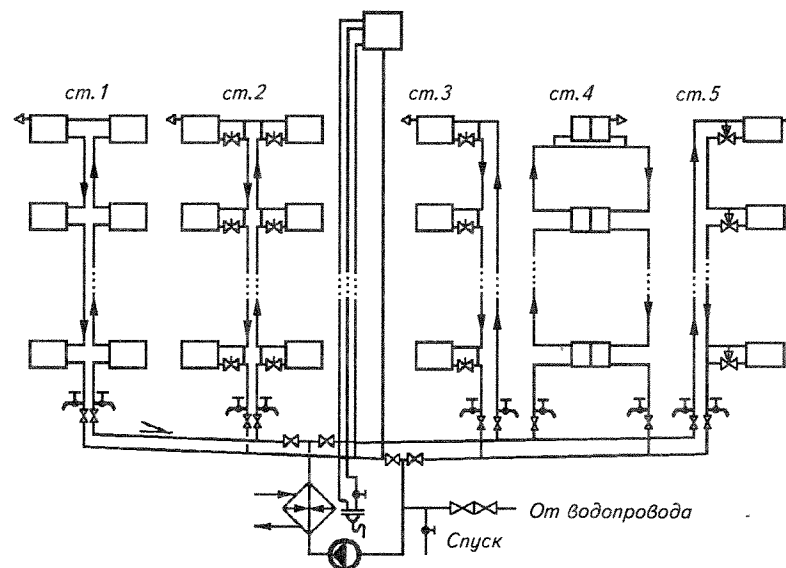


Рис. 4.5. Однотрубная система водяного отопления с нижней разводкой П-образными стояками и искусственной циркуляцией воды:

см. 1 — проточный стояк; см. 2 и см. 3 — стояки со смещенными замыкающими участками; см. 4 — проточный стояк бифилярной системы; см. 5 — проточно-регулируемый стояк

от оконных откосов со смещением осей нагревательных приборов от осей окон.

В пробках верхних радиаторов или в верхних точках стояков с конвекторами устанавливают воздушные краны (например, краны Маевского).

По сравнению с приборными узлами с замыкающими участками проточно-регулируемые приборные узлы с трехходовыми кранами обеспечивают более надежное регулирование теплоотдачи отопительных приборов. Поэтому однотрубные системы с проточно-регулируемыми приборными узлами с трехходовыми кранами, односторонним присоединением приборов к нисходящей части П-образного стояка и смещенными обходными участками (стояк 5, рис. 4.5) применяют в бесчердачных многоэтажных (три—семь этажей и более) зданиях, имеющих технические подполья или подвальные помещения.

В крупнопанельных зданиях используют также П-образные двухпоточные (бифилярные) стояки, в которых отопительные приборы каждого помещения состоят из двух половин, присоединенных отдельно к восходящей и нисходящей частям стояка (рис. 4.6).

Вода движется по трубам стояка последовательно, постепенно охлаждаясь от расчетной температуры на входе в восходящую часть стояка до расчетной температуры на выходе из нисходящей

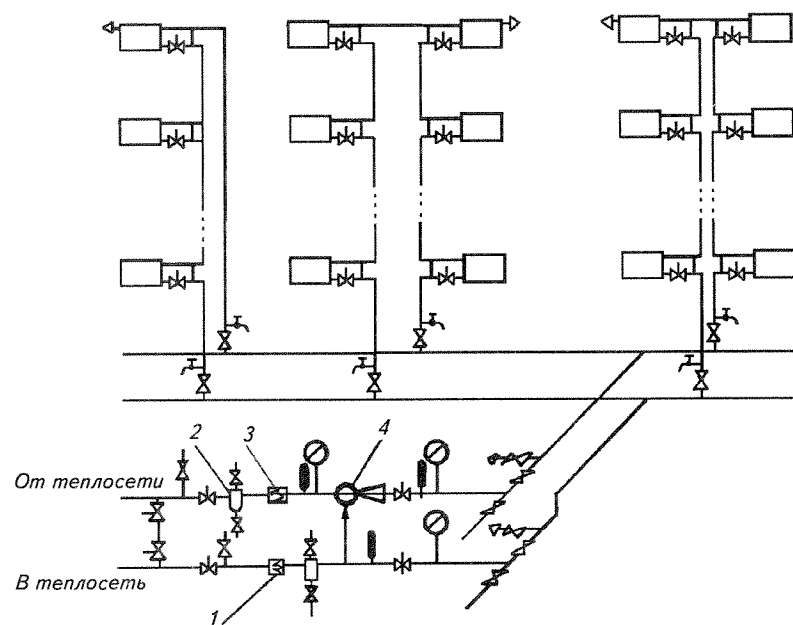


Рис. 4.6. Однотрубная система водяного отопления с непосредственным присоединением к тепловой сети централизованного теплоснабжения:

1 — водометр; 2 — грязевик; 3 — регулятор постоянства расхода воды; 4 — элемент

части стояка. В результате средние температуры в двух трубах любого участка стояка одинаковы. Изменение температуры или скорости движения воды в таком стояке одинаково отразится на всех отопительных приборах. С точки зрения гидравлического режима бифилярная система является однотрубной проточной с высокой гидравлической устойчивостью. В теплотехническом отношении она унаследовала одно из главных свойств двухтрубной системы — одинаковую среднюю температуру всех отопительных приборов. Таким образом, бифилярная система, вобрав в себя лучшие свойства однотрубной проточной и двухтрубной с нижним размещением магистральных труб систем, свободна от недостатков, им присущих: гидравлической и тепловой неустойчивости, разной площади поверхности отопительных приборов при одинаковой тепловой мощности.

Систему отопления с П-образными стояками можно включить в действие в процессе монтажа, поэтажно, используя временные перемычки между восходящей и нисходящей частями стояка. Эту особенность системы используют в зимнее время для прогрева помещений зданий при подготовке систем к сдаче в эксплуатацию.

Вертикальные однотрубные системы водяного отопления с «опрокинутой» циркуляцией воды (с нижним расположением подающей магистрали и верхней прокладкой обратной магистрали). Такие системы применяют в зданиях повышенной этажности (10 этажей и более). В них горячая вода из теплообменника поступает в подающие магистрали, проложенные внизу системы. Из подающей магистрали вода поднимается вверх по вертикальным стоякам, последовательно проходит через отопительные приборы, присоединенные к стоякам, охлажденная вода после отопительных приборов поступает в обратную магистраль, откуда по главному стояку опускается вниз, в теплообменник для повторного нагрева. Перемещение воды в системе осуществляется насосом. В этих системах иногда применяют проточные расширительные баки (рис. 4.7). Приборные узлы таких систем делают проточными (стояк 2, рис. 4.7) со смещенными замыкающими (стояк 3) и обводными (стояки 1 и 4) участками.

Горизонтальные однотрубные системы водяного отопления. Подобные системы применяют как в одноэтажных, так и многоэтажных зданиях, особенно в зданиях с ленточными световыми проемами. Наличие ленточных световых проемов определяет размещение отопительных приборов не отдельными группами, а в виде цепочек. Соединяя последовательно отопительные приборы увеличенной длины короткими трубными вставками, получают горизонтальные однотрубные ветви.

В горизонтальных однотрубных системах горячая вода из теплообменника (генератора теплоты) поступает в подающие стояки, откуда распределяется по горизонтальным ветвям. Остывшая в нагревательных приборах вода поступает из горизонтальных

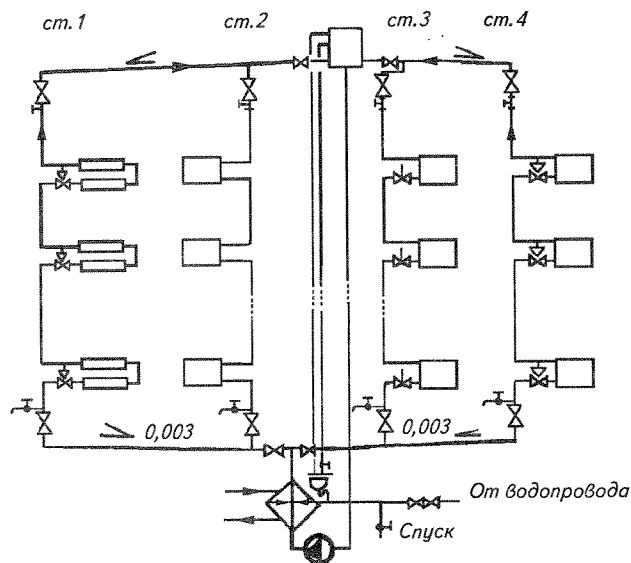


Рис. 4.7. Однотрубная система водяного отопления с нижним расположением подающих магистральных трубопроводов и верхним расположением обратных магистральных трубопроводов и проточным расширительным баком:

ст. 1 — проточно-регулируемый стояк с конвекторами КА; ст. 2 — проточный стояк с радиаторами; ст. 3 — стояк со смещенными замыкающими участками; ст. 4 — проточно-регулируемый стояк с радиаторами

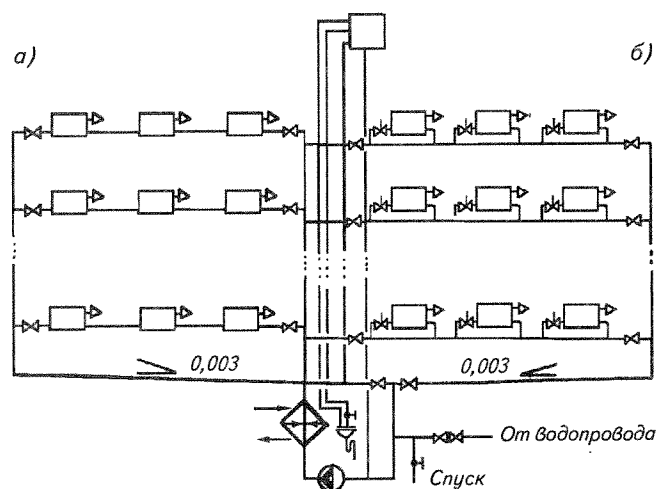


Рис. 4.8. Горизонтальная однотрубная система водяного отопления с искусственной циркуляцией воды: проточные ветви (а); ветви с замыкающими участками (б)

ветвей в обратные стояки, из них — в обратную магистраль и далее в генератор теплоты для повторного нагрева.

В горизонтальных однотрубных ветвях могут применяться проточные ветви (рис. 4.8, а), ветви с замыкающими (рис. 4.8, б) и обходными участками, однако чаще используют проточные узлы и узлы с замыкающими участками.

4.3. ДВУХТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Вертикальные двухтрубные системы водяного отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией воды (рис. 4.9) применяют для отопления небольших одноэтажных зданий, а с искусственной циркуляцией воды — малоэтажных (2–3 этажа) зданий.

Вертикальные двухтрубные системы с нижней разводкой (рис. 4.10) применяют как с естественной, так и искусственной циркуляцией воды.

Горизонтальные двухтрубные системы водяного отопления используют только при специальном обосновании, когда приме-

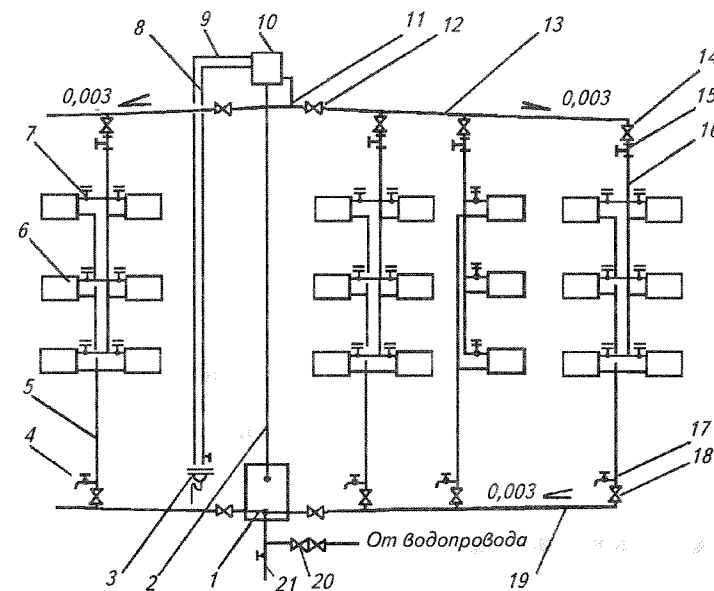


Рис. 4.9. Двухтрубная система водяного отопления с верхней разводкой подающих магистралей и естественной циркуляцией воды:

1 — котел водогрейный; 2 — главный стояк; 3 — умывальник; 4 — спускной кран; 5 — обратный стояк; 6 — отопительный прибор; 7 — кран двойной регулировки; 8 — контрольная труба; 9 — переливная труба; 10 — расширительный бак; 11 — циркуляционная труба; 12 — запорный вентиль; 13 — подающий магистральный трубопровод; 14, 18 — проходной кран; 15 — тройник с заглушкой; 16 — подающий стояк; 17 — спускной кран; 19 — обратный магистральный трубопровод; 20 — обратный клапан; 21 — спускной трубопровод

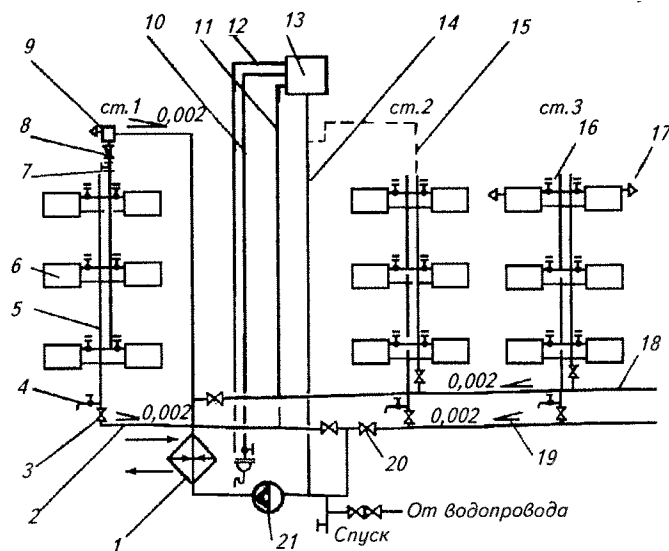


Рис. 4.10. Двухтрубная система водяного отопления с искусственной циркуляцией воды:

ст. 1 — с верхней разводкой подающей магистрали; ст. 2 и ст. 3 — с нижней разводкой; 1 — теплообменник; 2, 19 — обратный трубопровод; 3, 8 — проходной кран; 4 — спускной кран; 5 — обратный стояк; 6 — отопительный прибор; 7 — тройник с заглушкой; 9 — воздухоотборник; 10 — контрольная труба; 11 — расширительная труба; 12 — переливная труба; 13 — расширительный бак; 14 — циркуляционная труба; 15 — воздушная линия; 16 — кран двойной регулировки; 17 — воздухоотпускной кран; 18 — подающий трубопровод; 20 — запорный вентиль; 21 — насос

нение однострунной системы невозможно по каким-либо техническим причинам.

Известные эксплуатационные достоинства двухтрубных систем — возможность независимого регулирования теплоотдачи отопительных приборов, а также их пригодность для охлаждения помещений в летнее время — дают возможность применять эти системы для отопления зданий перспективного строительства.

4.4. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Основными элементами систем водяного отопления (рис. 4.1–4.10) являются трубопроводы и элементы их соединения: отопительные приборы, запорно-регулирующая арматура, расширительный бак, устройства для удаления воздуха.

В соответствии со СНиП 2.04.05–86 системы водяного отопления изготавливают из труб с наружным диаметром до 60 мм — стальных неоцинкованных водогазопроводных (ГОСТ 3262–75*) и электросварных (ГОСТ 10704–76*).

Электросварные трубы применяют в основном для магистральных трубопроводов. Соединение труб сварное или с помощью фланцев.

Водогазопроводные трубы, используемые в системах отопления зданий соединяются с помощью сварки и резьбового соединения. Основными соединительными частями труб систем отопления являются муфты, тройники, крестовины, отводы (рис. 4.11). Резьбовые соединения могут быть разъемными и неразъемными. В тех участках трубопроводов систем отопления, в которых может возникнуть необходимость в его разборке (присоединение отопительного прибора через подводы к стоякам), предусматривается разъемное резьбовое соединение, представляющее собой отрезок трубы длиной 100–300 мм с короткой и длинной резьбой на концах, с накрученной муфтой и контргайкой (рис. 4.11). Для уплотнения соединений используют льняную прядь и пасту, изготовляемую из сурика и олифы.

Так как материал трубопроводов в системах отопления — сталь, то необходимо предусмотреть в системах устройства для компенсации удлинений трубопроводов. Температурное удлинение трубопроводов определяют по формуле

$$\Delta l = \alpha(t_1 - t_2)l, \quad (4.1)$$

где α — коэффициент линейного расширения мягкой стали, $\alpha = 0,012$ мм/(м · °С); t_1 — температура трубопровода, °С; t_2 — температура воздуха, окружающего трубопровод, °С; l — длина участка трубопровода, м.

В системах водяного отопления, где колебания температуры и длина прямолинейных участков сравнительно невелики, а также имеется много углов и поворотов, компенсаторы не требуются. В зданиях высотой более семи этажей для компенсации удли-

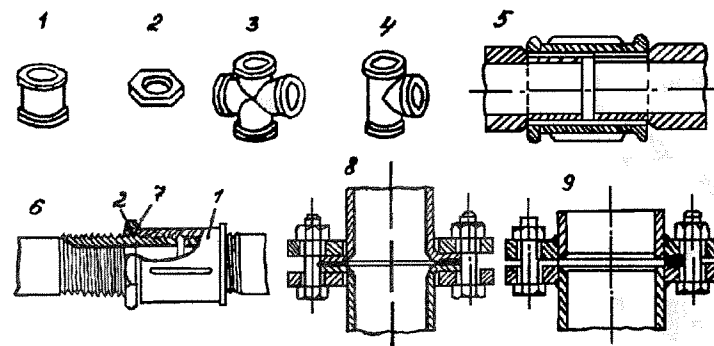


Рис. 4.11. Фасонные части труб и способы соединения труб:

1 — муфта; 2 — контргайка; 3 — крестовина; 4 — тройник; 5 — соединение труб с помощью муфты; 6 — разъемное соединение; 7 — льняной жгут; 8 — фланцевое соединение с отбортовкой концов труб; 9 — фланцевые соединения с приваркой фланцев к трубам

ния стояков и длинных прямолинейных участков применяют П-образные компенсаторы, размеры которых рассчитывают.

Отопительные приборы, применяемые в системах водяного отопления, подразделяются:

а) по преобладающему способу теплоотдачи — на радиационные (подвесные панели), конвективно-радиационные (приборы с гладкой внешней поверхностью) и конвективные (конвекторы с ребристой поверхностью и ребристые трубы);

б) по виду материала — на приборы металлические (чугунные из серого чугуна и стальные из листовой стали и стальных труб), малометаллические (комбинированные) и неметаллические (керамические радиаторы, бетонные панели);

в) по характеру внешней поверхности — на гладкие (радиаторы, панели, гладкотрубные приборы) и ребристые (конвекторы, ребристые трубы, калориферы).

Секционные радиаторы собирают из чугунных секций, представляющих собой чугунную отливку с полыми вертикальными каналами, верхним и нижним резьбовыми ниппельными отверстиями. С помощью ниппелей и резьбы в ниппельных отверстиях соединяют секции. Ниппель имеет левую на одном конце и правую на другом конце резьбы. Ниппели ввертывают одновременно вверх и вниз в две секции, для уплотнения стыков между секциями радиатора ставят прокладку из картона, смоченного в воде и проваренного в натуральной олифе со свинцовым суриком, или из термостойкой резины.

Каждый радиатор в крайних секциях имеет чугунные пробки: две сквозные для присоединения радиатора к трубопроводам и две без отверстия для герметизации дальней от подводки секции радиатора.

В настоящее время наиболее распространены чугунные радиаторы МС-140, МС-90, М-90 (ГОСТ 8690-75*) с двумя колонками по глубине (соответственно 140, 90 и 90 мм), полной высотой 582-588 мм, монтажной высотой 500 мм (рис. 4.12).

Радиаторы МС-140 и МС-90 рассчитаны на избыточное давление теплоносителя до 0,9 МПа, все остальные чугунные радиаторы — до 0,6 МПа.

Производство чугунных радиаторов требует большого расхода металла, они трудоемки в изготовлении и монтаже, для их установки требуются специальные ниши в стенах зданий. Однако высокая коррозионная стойкость и простота изменения мощности путем изменения количества секций безальтернативно позволяют

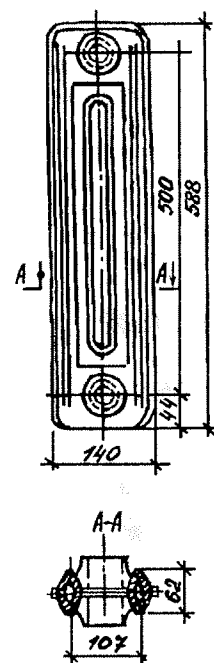


Рис. 4.12. Чугунный радиатор МО-140-108 (МС-140-98)

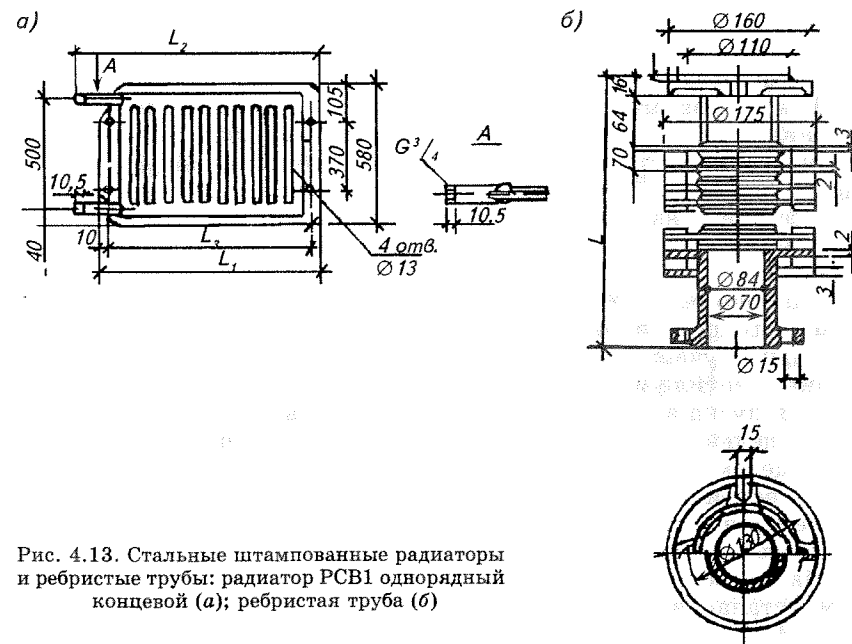


Рис. 4.13. Стальные штампованные радиаторы и ребристые трубы: радиатор РСВ1 однорядный концевой (а); ребристая труба (б)

широко использовать их в зданиях, получающих теплоту от котельных.

Для зданий, получающих теплоту от ТЭЦ, где используется вода, более умягченная, чем в котельных, рекомендуется применять стальные однорядные и двухрядные панельные радиаторы, типа РСВ (рис. 4.13, а).

Ребристые трубы (рис. 4.13, б) изготавливают чугунными длиной 0,5-2 м с круглыми ребрами и поверхностью нагрева 1-4 м². На концах трубы предусмотрены фланцы для присоединения их к фланцам трубопроводов системы отопления. Оребрение трубы увеличивает поверхность теплоотдачи в 7-8 раз по сравнению с поверхностью теплоотдачи гладкой трубы таких же диаметра и длины, но затрудняет очистку ребристых труб от пыли. Ребристые трубы применяют в системах отопления складских, производственных помещений и других помещений с кратковременным пребыванием людей.

Конвектор — отопительный прибор, передающий теплоту в основном конвективным путем и представляющий собой стальную трубу диаметром 15-20 мм, оребренную пластинами из листовой стали. Эта оребренная труба располагается открыто (конвекторы без кожуха типа «Прогресс», «Аккорд») или в металлическом кожухе (конвекторы типа «Комфорт», «Ритм», «Универсал»). Конвекторы обладают сравнительно низкими теплотехническими показателями, но благодаря простоте их изготовления и удобству их монтажа нашли широкое применение в наземных зданиях, осо-

бенно конвекторы типа «Универсал» (рис. 4.14), позволяющие регулировать тепловой поток с помощью воздушного клапана, установленного внутри конвектора.

В качестве отопительных приборов в системах водяного отопления могут быть использованы нагревательные элементы из термостойкого стекла, пластмассы, беструбные приборы из водонепроницаемого бетона, а также бетонные отопительные приборы, но все они в настоящее время не нашли широкого применения в зданиях агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства.

Запорно-регулирующая арматура, необходимая для количественного регулирования расхода теплоносителя и отключения отдельных участков системы водяного отопления, включает в себя краны, вентили и задвижки.

Для пуска системы в работу по частям, а также для отключения отдельных ветвей системы устанавливают вентили с прямым шпинделем или пробковые сальниковые краны. Пробковые краны и вентили с косым шпинделем устанавливают на стояках системы, что позволяет с их помощью регулировать расход теплоносителя, отключать и опорожнять стояки.

На подводках к отопительным приборам двухтрубных систем устанавливают краны двойной регулировки типов КРДШ (рис. 4.15, а), «Термис» и регулирующие краны с дроссельным устройством (рис. 4.15, б), обладающие повышенным гидравлическим сопротивлением.

На подводках к отопительным приборам однострунных систем используют трехходовые краны КРТП (рис. 4.15, в), обладающие пониженным гидравлическим сопротивлением, что обеспе-

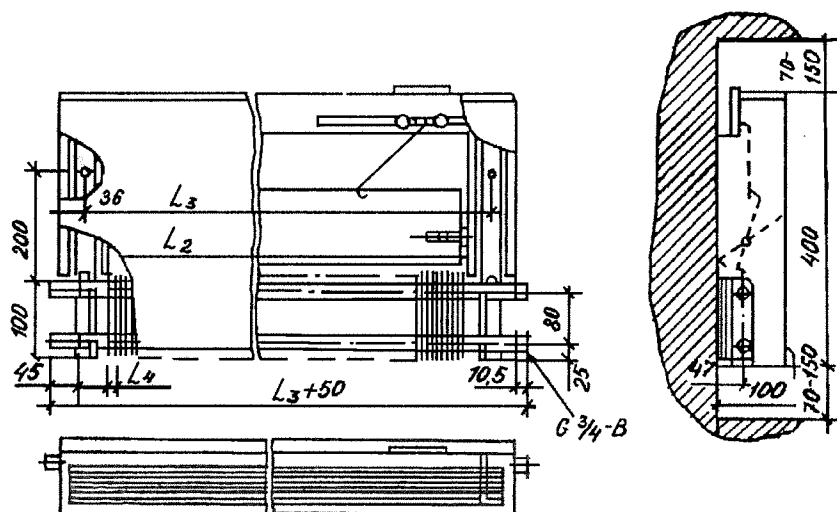


Рис. 4.14. Конвектор «Универсал» проходной

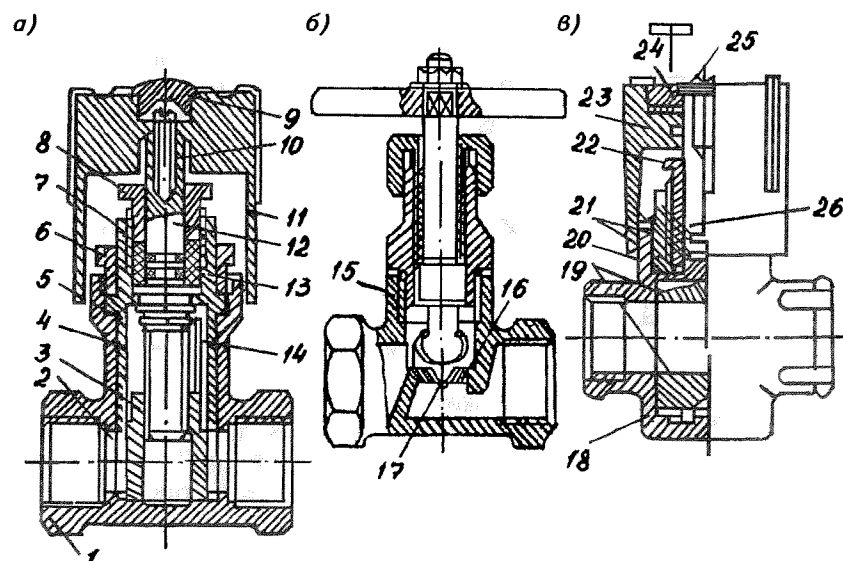


Рис. 4.15. Запорно-регулирующая арматура: кран двойной регулировки шиберного типа КРДШ (а); регулирующий кран с дроссельным устройством (б); регулирующий кран трехходового типа КРТП (в):

1, 18 — корпус; 2 — регулировочное окно; 3 — шибер; 4 — поворотная втулка; 5, 21 — прокладка; 6 — закрепительная гайка; 7 — риска на втулке; 8, 22 — гайка сальника; 9 — крышка; 10 — винт; 11 — ручка; 12 — резьбовой шпиндель; 13, 26 — сальниковое уплотнение; 14 — паз во втулке; 15 — сборка корпуса муфтового запорного вентиля $d = 15$ мм со шпинделем, крышкой, накидной гайкой и рукояткой; 16 — калиброванная диафрагма; 17 — запорно-регулирующий клапан; 19 — заслонка; 20 — крышка; 23 — рукоятка; 24 — крышка-указатель; 25 — винт с шайбой

чивает поступление в приборы достаточного количества воды для их прогрева.

Запорно-регулирующую арматуру не устанавливают во вспомогательных помещениях, лестничных клетках и других местах, где вода может замерзнуть.

Расширительный бак предназначен для приема повышенного объема воды, образующегося при нагреве ее в системе, и восполнения убыли воды при понижении ее температуры и небольших утечках из системы. Кроме того, расширительный бак поддерживает определенное гидравлическое давление в системе, служит сигнализатором уровня воды в системе, а также воздухоотделителем и воздухоотводчиком.

Расширительный бак представляет собой металлическую емкость со съемной крышкой и патрубками для присоединения труб (рис. 4.16): расширительного; переливного — для слива избытка воды; контрольного — для наблюдения за уровнем воды (при использовании АСУ-3 — реле уровня); циркуляционного — для предотвращения замерзания воды в расширительном баке и соединительной трубе.

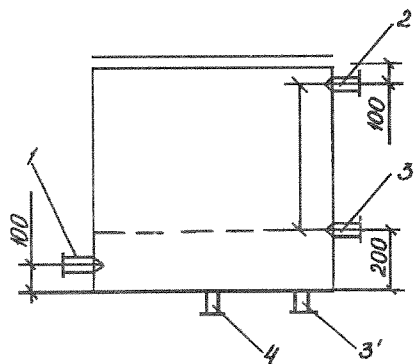


Рис. 4.16. Открытый расширительный бак с патрубками для присоединения труб:

1 — расширительной; 2 — переливной; 3 — контрольной (3' — реле уровня); 4 — циркуляционной

Открытый расширительный бак (рис. 4.17) устанавливают в наивысшей точке системы отопления, обычно на чердаке или в лестничной клетке. Расширительный бак покрывают тепловой изоляцией, а при размещении на чердаке, кроме того, помещают в утепленный бокс со свободным доступом для обслуживающего персонала.

В системах водяного отопления с естественной циркуляцией воды расширительную трубу присоединяют к подающей магистрали, а циркуляционную — к ближайшему стояку или к обратной магистрали (рис. 4.17, а).

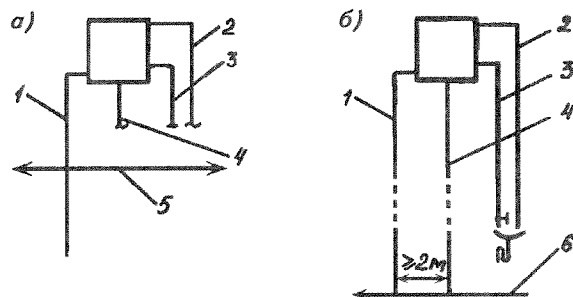


Рис. 4.17. Схемы присоединения открытого расширительного бака к трубопроводам системы водяного отопления: с естественной циркуляцией воды (а); с искусственной циркуляцией воды (б);

1 — расширительная труба; 2 — переливная труба; 3 — контрольная труба; 4 — циркуляционная труба; 5 — подающая магистраль; 6 — обратная магистраль системы отопления

Расширительный бак может быть закрытым, находящимся под переменным давлением, и открытым, сообщаемым с атмосферой.

Закрытые расширительные баки, представляющие собой герметические металлические сосуды, в верхней части которых находится газ, обычно азот, пока не нашли широкого применения в отечественных системах отопления. Наиболее целесообразно их использовать в небольших системах отопления с естественной циркуляцией теплоносителя, так как в них более просто обеспечить полную герметичность системы.

В системах с искусственной циркуляцией воды расширительную и циркуляционную трубы присоединяют к обратному магистральному трубопроводу вблизи всасывающего патрубка насоса, при этом расстояние между местами присоединения расширительной и циркуляционной труб должно быть не менее 2 м (рис. 4.17, б).

На расширительной, переливной трубах нельзя устанавливать какую-либо запорно-регулирующую арматуру. На контрольной трубе кран устанавливают перед раковиной для проверки уровня воды в расширительном баке.

Полезный объем V открытого расширительного бака определяют по формуле

$$V = \beta_w(t_1 - t_2)V_c, \quad (4.2)$$

где β_w — среднее значение коэффициента объемного расширения, при расчетах принимают $\beta_w = 0,0006$; t_1 и t_2 — температуры воды на входе и выходе из системы, °C; V_c — объем воды в системе водяного отопления, м³.

Полезный объем V расширительного бака следует считать от контрольной до переливной трубы. Объем воды в системе V_c определяют по ее расчетной тепловой мощности, равной расчетной теплотопере здания.

Удаление воздуха из нагревательных приборов и из всех участков трубопроводов системы является необходимым условием нормальной работы системы отопления здания, так как всякое газовое скопление приводит к нарушению циркуляции теплоносителя. Кроме того, газовые скопления в системе приводят к интенсивной коррозии металла.

В системах отопления с естественной циркуляцией и верхней разводкой роль воздухоотводчика играет, как правило, расширительный бак.

В системах отопления с нижним расположением подающей магистрали при естественной циркуляции устраивают специальную воздухоотводящую сеть, присоединяемую к воздухоборнику. Наиболее используемым воздухоборником является проточный воздухоборник (рис. 4.18), устанавливаемый в верхней точке системы. Воздухоборники на конечных участках горячих магистралей с верхней разводкой, т. е. у дальнего стояка, снабжают автоматическими воздухоотводчиками (рис. 4.19). Проточный

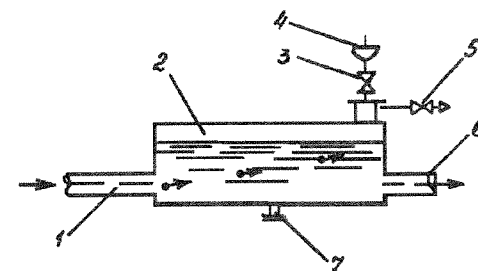


Рис. 4.18. Проточный воздухоборник с воздухоотводчиком:

1, 6 — магистральный трубопровод; 2 — воздухоборник; 3 — проходной кран; 4 — автоматический воздухоотводчик; 5 — воздуховыпускной кран; 7 — патрубок с пробкой для выпуска грязи

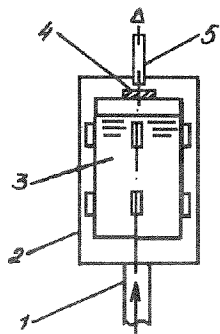


Рис. 4.19. Автоматический воздухоотводчик:

1 — патрубок для присоединения к воздухо-
сборнику; 2 — корпус
воздухоотводчика; 3 —
поплавок; 4 — клапан;
5 — трубка для выпуска
воздуха

воздухосборник рассчитывают исходя из условия всплытия пузырьков из потока воды, под-
ходящего к воздухосборнику со скоростью не
более 0,1 м/с. Автоматический воздухоотвод-
чик представляет собой сосуд, внутри которого
располагается поплавок. Поплавок при помо-
щи клапана может закрывать или открывать
отверстие, находящееся в верхней части сосу-
да. Если в пространстве между корпусом и по-
плавком накапливается воздух, то поплавок
опускается и открывает отверстие для выхода
воздуха, одновременно, по мере выхода возду-
ха, вода через патрубок 1 (рис. 4.19) поднимает
поплавок, который закрывает выходное от-
верстие.

Для удаления воздуха из верхних отопитель-
ных приборов в системах с нижней разводкой
устанавливают ручные или автоматические
воздушные краны.

Для более надежного удаления воздуха и
удобного спуска воды подводки к отопитель-
ным приборам и от приборов к стоякам, а также к магистралям
в системах с естественной циркуляцией прокладывают с уклоном
не менее 0,002 по направлению движения теплоносителя.

4.5. ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ В СИСТЕМАХ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Движение воды в системах водяного отопления обуславливается циркуляционным давлением, которое в системах с искусственной циркуляцией создается давлением насоса Δp_n и давлением, возникающим вследствие охлаждения воды в отопительных приборах и трубопроводах системы Δp_e . В системах с естественной циркуляцией циркуляционное давление создается только вследствие охлаждения воды в приборах и трубопроводах системы, т. е. только Δp_e (так называемым естественным давлением).

Определим давление, возникающее в кольце циркуляции вследствие охлаждения в приборах и трубопроводах системы, для элементарной схемы, представленной на рис. 4.20. Система состоит из источника теплоты 1, трубопроводов 2, расширительного бака 3 и отопительного прибора 4. Примем следующие условия: исключим теплотери в трубопроводах из рассмотрения, т. е. вода в трубопроводах обладает температурой t_r — в подающем трубопроводе, t_o — в обратном трубопроводе (изображен штриховой линией), причем смена температур в системе происходит в середине отопительного прибора, где вода отдает теплоту, и в середине источника теплоты, где вода нагревается.

Тогда гидростатическое давление воды, действующее на произвольное сечение А-А обратной магистрали справа, можно представить зависимостью

$$p_{пр} = g(h_o \rho_o + h_p \rho_o + h_1 \rho_r + h_2 \rho_r) + p_b, \quad (4.3)$$

а действующее слева,

$$p_{л} = g(h_o \rho_o + h_p \rho_r + h_1 \rho_r + h_2 \rho_r) + p_b, \quad (4.4)$$

где p_b — атмосферное давление, действующее на поверхность воды в расширительном баке, Па; ρ_o и ρ_r — плотность воды в обратном и подающем трубопроводах, кг/м³.

Естественное давление, обусловленное охлаждением воды в отопительном приборе, представляет разность:

$$\Delta p_e = p_{пр} - p_{л}, \quad (4.5)$$

которая после сокращения составляющих может быть представлена в виде следующего уравнения:

$$\Delta p_e = gh(\rho_o - \rho_r). \quad (4.6)$$

Таким образом, естественное циркуляционное давление равно произведению ускорения свободного падения на вертикальное расстояние от центра нагрева в источнике теплоты до центра охлаждения в отопительном приборе и разности плотностей в обратном и подающем трубопроводе.

В действительности вода охлаждается и в трубопроводах системы, причем, если система имеет верхнее расположение подающей магистрали, то такое охлаждение приводит к возникновению дополнительного давления $\Delta p_{e,тр}$ и общее естественное давление (Па) в кольце системы

$$\sum \Delta p_e = gh(\rho_o - \rho_r) + \Delta p_{e,тр}.$$

В системах с нижней разводкой охлаждение воды не учитывают, т. е. $\Delta p_{e,тр} = 0$, так как охлаждение воды в подъемных стояках, вызывающее уменьшение действующего давления, примерно равно охлаждению воды в опускных трубах, приводящему к увеличению действующего давления.

Определяя естественное циркуляционное давление, вызываемое охлаждением воды в трубах, условимся, что:

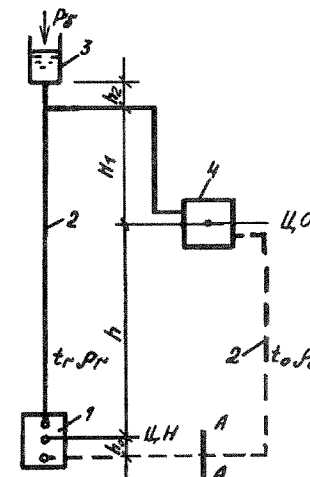


Рис. 4.20. Двухтрубная система водяного отопления

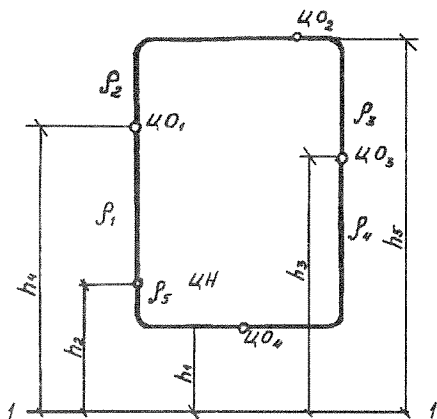


Рис. 4.21. Вертикальное циркуляционное кольцо трубопроводов с произвольно расположенными центрами нагрева (ЦН) и охлаждения (ЦО) воды

нагревательные приборы в системе отсутствуют;

вода охлаждается при теплотепередаче только через стенки труб;

температура и плотность изменяются в центрах охлаждения (ЦО), центрах нагрева (ЦН);

циркуляционное кольцо разбито на N участков.

Тогда для вертикального циркуляционного кольца трубопроводов, находящегося на некоторой высоте над плоскостью отсчета 1-1, при произвольном расположении центров нагрева и охлаждения (рис. 4.21) будет справедливо, что

$$\Delta p_{e, \text{тр}} = g[(h_5 - h_4)(\rho_3 - \rho_2) + (h_4 - h_3)(\rho_3 - \rho_1) + (h_3 - h_2)(\rho_4 - \rho_1) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_5)], \quad (4.7)$$

или после преобразования:

$$\Delta p_{e, \text{тр}} = g[h_5(\rho_3 - \rho_2) + h_4(\rho_2 - \rho_1) + h_3(\rho_4 - \rho_3) + h_2(\rho_1 - \rho_5) + h_1(\rho_5 - \rho_4)], \quad (4.8)$$

или в общем виде:

$$\Delta p_{e, \text{тр}} = g \sum_{i=1}^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i), \quad (4.9)$$

где h_i — высота расположения центров охлаждения над плоскостью 1-1, м.

Из уравнений (4.8) и (4.9) видно, что естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах вертикального циркуляционного кольца системы, состоящего из N участков, складывается из произведений высот h_i расположения центров охлаждения над некоторой плоскостью на разность плотности воды после и до каждого центра, считая по направлениям движения воды.

В системах отопления с естественной циркуляцией естественное циркуляционное давление Δp_e используется для преодоления сопротивления движению воды в системе Δp_c , т. е.

$$\Delta p_e > \Delta p_c. \quad (4.10)$$

Для квартирных систем отопления с естественной циркуляцией (см. рис. 4.21) естественное циркуляционное давление Δp_e возникает в основном из-за охлаждения воды в трубах, так как генератор теплоты находится на одном уровне с отопительными приборами, т. е.

$$\Delta p_e \approx \Delta p_{e, \text{тр}}. \quad (4.11)$$

Для таких систем величину $\Delta p_{e, \text{тр}}$ (Па) определяют по эмпирической формуле

$$\Delta p_{e, \text{тр}} = bh(l + h) \pm h_1 g(\rho_o - \rho_r), \quad (4.12)$$

где b — коэффициент, учитывающий тепловую изоляцию труб, Н/м^2 ; h — превышение подающей магистрали над центром нагрева, м; l — горизонтальное расстояние от вертикальной оси котла до рассчитываемого стояка, м; h_1 — расстояние по вертикали от центра нагрева до центра охлаждения в приборе (знак «+» соответствует расположению центра охлаждения выше центра нагрева, знак «-» — центр охлаждения ниже центра нагрева).

Коэффициент b принимают равным: при изолированном стояке и неизолированных трубах — 4 Н/м^2 ; при изолированном главном стояке и обратной магистрали — $3,4 \text{ Н/м}^2$; при всех изолированных трубах — $1,6 \text{ Н/м}^2$.

В двухтрубных системах отопления как с нижним, так и с верхним расположением подающей магистрали (см. рис. 4.9) многоэтажных зданий число циркуляционных колец равно числу отопительных приборов, так как к отопительным приборам каждого этажа, присоединенных по параллельной схеме, подведен теплоноситель с одинаковой температурой t_r , что приводит к образованию собственных циркуляционных колец на каждом этаже.

Естественное циркуляционное давление, возникающее в этих кольцах, будет различно и зависит только от высоты расположения отопительных приборов, поэтому в кольце, проходящем через прибор первого этажа, естественное давление Δp_{e1} определяют формулой

$$\Delta p_{e1} = gh_1(\rho_o - \rho_r), \quad (4.13)$$

а для кольца второго этажа —

$$\Delta p_{e2} = g(h_1 + h_2)(\rho_o - \rho_r) = \Delta p_{e1} + gh_2(\rho_o - \rho_r), \quad (4.14)$$

т. е. естественное давление в кольце верхнего этажа при нижней разводке

$$\Delta p_{eN} = g(h_1 + h_2 + \dots + h_N)(\rho_o - \rho_r) = \Delta p_{eN-1} + gh_N(\rho_o - \rho_r), \quad (4.15)$$

где h_1 — расстояние от центра нагрева до центра прибора первого этажа, м; h_2 — расстояние от центра прибора первого этажа до центра прибора второго этажа, м; h_N — расстояние от центра прибора первого этажа до центра прибора N -го этажа, м.

В однотрубных системах число циркуляционных колец равно числу отопительных стояков. Вода охлаждается последовательно в приборах, присоединенных к стояку, и на i -м участке проточного стояка температура воды ($^{\circ}\text{C}$)

$$t_i = t_{\Gamma} - \frac{\sum Q_{\text{при}i} \beta_1 \beta_2}{c_w G_{\text{ст}}}, \quad (4.16)$$

где $\sum Q_{\text{при}i}$ — суммарная тепловая нагрузка всех нагревательных приборов с примыкающими к ним открыто проложенными трубами стояка до рассматриваемого участка, считая по направлению движения воды, кДж/ч; β_1, β_2 — поправочные коэффициенты [см. формулу (4.46) и табл. 4.1 и 4.2]; c_w — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · К); $G_{\text{ст}}$ — расход воды в стояке, кг/ч.

Таким образом, в проточной однотрубной системе двухэтажного здания (рис. 4.22) возникает естественное давление

$$\Delta p_{e2} = h_1 g (\rho_o - \rho_{\Gamma}) + h_2 g (\rho_{\Pi} - \rho_{\Gamma}). \quad (4.17)$$

Эта зависимость справедлива и для проточно-регулируемых систем, а в однотрубной системе с верхней разводкой и замыкающими участками (осевыми и смещенными) (см. рис. 4.4) естественное давление определяется формулой

$$\begin{aligned} \Delta p'_{eN} = & h'_1 g (\rho_{\text{см}1} - \rho_{\Gamma}) + \\ & + h'_2 g (\rho_{\text{см}2} - \rho_{\Gamma}) + h'_{\text{пр}} g (\rho_o - \rho_{\Gamma}), \end{aligned} \quad (4.18)$$

где h'_1, h'_2 — вертикальные расстояния от низа приборов одного этажа до низа приборов следующего этажа, м; $h'_{\text{пр}}$ — вертикальное расстояние от середины центра нагрева до низа прибора первого этажа, м; $\rho_{\Gamma}, \rho_{\text{см}1}, \rho_{\text{см}2}, \rho_o$ — плотность воды, поступающей в систему, смеси воды на первом, втором участках и охлажденной воды, кг/м³.

При увеличении числа этажей в здании число слагаемых в формулах (4.17) и (4.18) и значение естественного циркуляционного давления Δp_e будут возрастать.

Выражение для определения Δp_e можно представить в другом, более удобном для вычисления виде, обозначив среднее уменьшение плотности при увеличении температуры воды на 1°C через β [кг/(м³ · К)]:

$$\beta = \frac{\rho_o - \rho_{\Gamma}}{t_{\Gamma} - t_o}. \quad (4.19)$$

Так, выражение (4.17) можно представить в виде

$$\Delta p_{e2} = \beta g [h_2 (t_{\Gamma} - t_{\Pi}) + h_1 (t_{\Gamma} - t_o)]. \quad (4.20)$$

Для получения более общей и краткой записи выразим разности температур через тепловые нагрузки и расход воды в стояке:

$$t_{\Gamma} - t_{\Pi} = \frac{(Q_2 + Q_1) \beta_1 \beta_2}{c_w G_{\text{ст}}}; \quad (4.21)$$

$$t_{\Gamma} - t_o = \frac{(Q_2 + Q_1) \beta_1 \beta_2}{c_w G_{\text{ст}}}. \quad (4.22)$$

Тогда справедливо, что

$$\Delta p_{e2} = \frac{\beta g}{c_w G_{\text{ст}}} [Q_2 (h_2 + h_1) + Q_1 h_1] \beta_1 \beta_2, \quad (4.23)$$

или в общем случае при N отопительных приборов в однотрубном стояке

$$\Delta p_{e, \text{пр}} = \frac{\beta g}{c_w G_{\text{ст}}} \sum_1^N (Q_i h_i) \beta_1 \beta_2, \quad (4.24)$$

где $Q_i h_i$ — произведение тепловой нагрузки i -го прибора на вертикальное расстояние h_i от его условного центра охлаждения до центра нагрева воды в системе.

В однотрубной системе с нижним расположением обеих магистралей (см. рис. 4.5) естественное циркуляционное давление определяется следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} \Delta p_{eN} = & h_1 g (\rho_{\text{см}1o} - \rho_{\text{см}1\text{п}}) + h_2 g (\rho_{\text{см}2o} - \rho_{\text{см}2\text{п}}) + \\ & + h_i g (\rho_{\text{см}io} - \rho_{\text{см}i\text{п}}) + \dots + h_{\text{пр}} (\rho_o - \rho_{\Gamma}) g, \end{aligned} \quad (4.25)$$

где h_1, h_2, h_i — вертикальное расстояние от центра прибора одного этажа до центра прибора следующего этажа, м; $h_{\text{пр}}$ — вертикальное расстояние от середины центра нагрева до центра приборов первого этажа, м; $\rho_{\text{см}1\text{п}}, \dots, \rho_{\text{см}i\text{п}}$ — плотности смеси воды на участке подъемного стояка (1, 2, ..., n -й этажи), кг/м³; $\rho_{\text{см}1o}, \dots, \rho_{\text{см}io}$ — плотности смеси воды на участке опускового стояка, кг/м³.

При этом плотности смеси воды определяются температурами, которые вычисляют по формуле, аналогичной выражению (4.16):

$$t_{\text{см}} = t_{\Gamma} - \frac{\sum Q_{\text{при}i}}{Q_{\text{ст}}} \Delta t_{\text{ст}}, \quad (4.26)$$

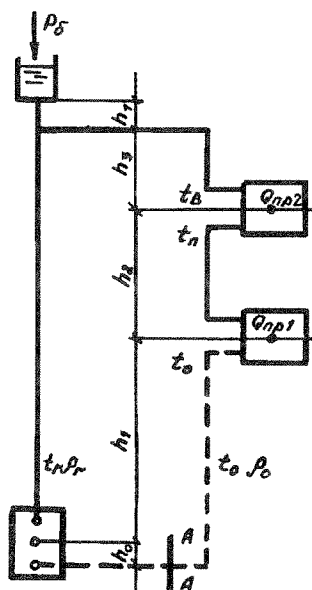


Рис. 4.22. Проточная однотрубная система водяного отопления

где $Q_{\text{ст}}$ — тепловая нагрузка стояка, кДж/ч; $\Delta t_{\text{ст}}$ — температурный перепад теплоносителя в стояке, °С.

В стояке с замыкающими участками у каждого отопительного прибора имеются свои малые циркуляционные кольца, образованные подводками к прибору и замыкающими участками. В стояке с замыкающими участками у отопительных приборов температура понижается в нижней части замыкающего участка при верхней разводке и в верхней части замыкающего участка при нижней разводке, в местах слияния двух потоков. Эти точки принято считать центрами охлаждения в стояке. Таким образом, положение центра охлаждения в приборе и соответствующего центра охлаждения в стояке отличаются на $0,5h_{\text{пр}}$, вследствие чего в малом циркуляционном кольце возникает естественное циркуляционное давление $\Delta p_{\text{е.м}}$ (Па):

$$\Delta p_{\text{е.м}} = 0,5h_{\text{пр}}g(\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}}), \quad (4.27)$$

где $h_{\text{пр}}$ — высота отопительного прибора, м; $\rho_{\text{вых}}$ и $\rho_{\text{вх}}$ — плотности воды на выходе и входе в отопительный прибор, кг/м³.

Используя β по формуле (4.19), справедливо, что

$$\Delta p_{\text{е.м}} = 0,5h_{\text{пр}}\beta(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})g. \quad (4.28)$$

В общем случае располагаемое циркуляционное давление, действующее в циркуляционном кольце, можно представить следующей зависимостью:

$$\Delta p_{\text{р.м}} = R_{\text{з.у}} \pm \Delta p_{\text{е}} = (Rl + z)_{\text{з.у}} \pm \Delta p_{\text{е.м}}, \quad (4.29)$$

где $R_{\text{з.у}}$ — потеря давления в замыкающем участке, определяемая гидравлическим расчетом стояка, Па; $\pm$ — знак «+» соответствует движению воды в стояке сверху вниз, знак «-» — снизу вверх.

Из уравнения (4.29) видно, что естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце в однетрубных системах с верхней разводкой способствует затеканию воды в отопительный прибор, особенно в малоэтажных зданиях.

В горизонтальных однетрубных системах (см. рис. 4.8) последовательно соединенные отопительные приборы на каждом этаже располагаются на одной высоте над центром нагрева. Поэтому, принимая допущение, что изменения температуры и объемной массы по горизонтали из-за охлаждения в приборах не отражаются на циркуляционном давлении, справедливо считать, что естественное циркуляционное давление в горизонтальной однетрубной системе можно, как в двухтрубной системе, определить в зависимости от разности гидростатического давления в стояках (вертикальных участках горизонтальной системы) по формулам (4.13)–(4.15).

В системах с искусственной циркуляцией воды естественное циркуляционное давление $\Delta p_{\text{е}}$ учитывают при определении расчетного циркуляционного давления $\Delta p_{\text{р}}$ следующей зависимостью

$$\Delta p_{\text{р}} = \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{е}} = \Delta p_{\text{н}} + B(\Delta p_{\text{е.пр}} + \Delta p_{\text{е.тр}}), \quad (4.30)$$

где $\Delta p_{\text{н}}$ — циркуляционное давление, создаваемое насосом или элеватором, Па; $\Delta p_{\text{е.пр}}$, $\Delta p_{\text{е.тр}}$ — естественные циркуляционные давления, возникающие из-за охлаждения воды в отопительных приборах и трубопроводах, Па; B — коэффициент, учитывающий долю действующего естественного давления от его максимального значения расчетного гидравлического режима системы.

Для двухтрубных систем водяного отопления рекомендуют принимать $B = 0,4 + 0,5$, т. е. естественное циркуляционное давление в таких системах в среднем за отопительный период должно составлять 40–50 % от максимального расчетного значения. Для однетрубных систем $B = 1$.

Необходимо отметить, что величины $\Delta p_{\text{е.пр}}$, $\Delta p_{\text{е.тр}}$ в формуле (4.30) могут быть не учтены, если их сумма составляет менее 10 % от величины $\Delta p_{\text{н}}$ — давления, создаваемого насосом или элеватором.

Циркуляционное давление, создаваемое насосом или элеватором, рекомендуется принимать:

при зависимом присоединении системы отопления к тепловым сетям без подмешивания из обратного трубопровода (прямоточная схема присоединения) — не более разности давления в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети на вводе в здание;

при зависимом присоединении системы отопления к тепловым сетям с подмешиванием из обратного трубопровода: а) насосами — равным расчетному давлению, создаваемому насосом; б) элеваторами — равным давлению, создаваемому элеватором и определяемому по специальным номограммам;

при независимом присоединении системы отопления к трубопроводам тепловых сетей, а также для систем, которые в перспективе не предполагается присоединять к тепловым сетям, — равным давлению, определяемому расчетом в зависимости от скорости движения теплоносителя в трубопроводах системы отопления.

Пример 4.1. Определить естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в приборах двухэтажного однетрубного стояка (рис. 4.22), если тепловые нагрузки отопительных приборов, включая коэффициенты β_1 и β_2 , составляют: $Q_2 = 930$ Вт, $Q_1 = 1396$ Вт. Высота $h_2 = 3$ м, $h_1 = 2$ м; температура воды $t_r = 95$ °С, $t_o = 70$ °С; $\beta = 0,64$ кг/(м² · К).

1. Расход воды в стояке из выражения (4.16)

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}}\beta_1\beta_2 3,6}{c_w(t_r - t_o)} = \frac{930 + 1396}{4,187(95 - 70)} = 80 \text{ кг/ч.}$$

2. Температура воды на участках стояка из выражения (4.26)

$$t_2 = t_r - \frac{Q_2}{c_w G_{cm}} = 95 - \frac{930 \cdot 3,6}{4,187 \cdot 80} = 85 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. Естественное циркуляционное давление из выражения (4.20)

$$\Delta p_{e2} = 0,64 \cdot 9,81 [3(95 - 85) + 2(95 - 70)] = 502,3 \text{ Па},$$

из выражения (4.23)

$$\Delta p_{e2} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4,187 \cdot 80} [930(2 + 3) + 1396 \cdot 2] 3,6 = 502,3 \text{ Па}.$$

4.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Гидравлический расчет систем водяного отопления состоит в определении диаметров труб, подводящих к каждому отопительному прибору необходимое количество теплоносителя под воздействием расчетного циркуляционного давления.

Тепловой расчет систем водяного отопления состоит в определении количества элементов или площади теплоотдающей поверхности отопительных приборов, обеспечивающих подачу в помещение расчетного теплового потока при расчетном количестве и температуре теплоносителя.

Основной целью гидравлического расчета систем водяного отопления является обеспечение при установившемся движении воды расхода расчетного циркуляционного давления на преодоление сопротивления движению воды в системе.

Гидравлический расчет систем водяного отопления выполняют двумя способами:

- по удельной линейной потере давления;
- по характеристике сопротивления и проводимости.

Гидравлический расчет по первому способу более прост и предельно ясно показывает распределение сопротивлений и их влияние на движение теплоносителя. Однако, так как расчет по этому способу выполняется с невязками потерь давления в смежных циркуляционных кольцах, требуется обязательное регулирование системы после завершения монтажных работ, чтобы исключить нарушения расчетного распределения по отопительным приборам.

Гидравлический расчет по второму способу используют при наличии повышенной скорости движения воды в системе. Данный расчет меньше используют в практике проектирования, хотя он позволяет определять действительные значения расхода температуры воды на всех участках системы. Гидравлический расчет производят по аксонометрической пространственной схеме системы отопления. На схеме системы выявляют циркуляционные кольца, делят их на участки и наносят тепловые нагрузки. В циркуляционное кольцо включают теплогенератор, насос или элеватор, а также один, если система двухтрубная, или несколько, если система одноконтурная, отопительных приборов.

Гидравлический расчет по линейной потере давления. Расчет основан на подборе диаметров труб при постоянных перепадах температуры воды во всех стояках и ветвях Δt_{ct} , таких же, как расчетный перепад температуры воды во всей системе Δt_c :

$$\Delta t_{ct} = \Delta t_c = t_r - t_o. \quad (4.31)$$

Рассчитывают расход воды на каждом участке. Определяют потери давления на трение и преодоление местных сопротивлений на участке.

Общие потери давления в циркуляционном кольце системы при последовательном соединении N участков должны быть равны сумме потерь давления на участках кольца, т. е.

$$\Delta p_{общ} = \sum_{i=1}^N (Rl + z)_i, \quad (4.32)$$

а при параллельном соединении двух участков, стояков или ветвей потери давления на этих двух участках, стояках или ветвях должны быть равны, т. е.

$$\Delta p_i = \Delta p_j. \quad (4.33)$$

Гидравлический расчет по характеристике сопротивления и проводимости. Расчет позволяет устанавливать распределение потоков воды в циркуляционных кольцах системы и получать неравные (переменные) перепады температуры воды в стояках и ветвях:

$$\Delta t_{ct} \geq \Delta t_c. \quad (4.34)$$

При этом допускают некоторое отклонение Δt_{ct} от Δt_c (на $\pm 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ при $t_r \leq 115 \text{ } ^\circ\text{C}$) и ограничивают минимальную температуру воды, уходящей из стояков и ветвей в расчетных условиях ($60 \text{ } ^\circ\text{C}$).

С учетом допустимой скорости движения воды и конструкции участка выбирают диаметр труб на каждом участке.

Потери давления на трение и преодоление местных сопротивлений определяют совместно по формуле

$$\Delta p_{уч} = S_{уч} G_{уч}^2, \quad (4.35)$$

где $S_{уч}$ — характеристика гидравлического сопротивления участка, $\text{Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2$; $G_{уч}$ — расход воды на участке, $\text{кг}/\text{ч}$.

Или исходя из проводимости участка — по формуле

$$\Delta p_{уч} = \left(\frac{G_{уч}}{\sigma_{уч}} \right)^2, \quad (4.36)$$

где $\sigma_{уч}$ — проводимость участка, $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{1/2})$.

Характеристика гидравлического сопротивления участка выражает потери давления на участке при единичном расходе воды (1 кг/ч) и определяется по формуле

$$S_{yч} = A_{yч} \left(\frac{\lambda}{d_B} l_{yч} + \sum \xi_{yч} \right), \quad (4.37)$$

где $A_{yч}$ — удельное гидродинамическое давление на участке, Па/(кг/ч²), $A_{yч} = 6,25/(10^8 \rho d_B^4)$; λ — коэффициент гидравлического трения; d_B — диаметр трубопровода, м; $l_{yч}$ — длина участка, м; $\xi_{yч}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на данном участке.

Проводимость σ (4.36) связана с характеристикой сопротивления зависимостью:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{S}}. \quad (4.38)$$

Характеристику сопротивления рассчитывают как для отдельного участка, так и для нескольких участков, соединенных между собой последовательно или параллельно.

При последовательном соединении N участков и одинаковых расходах воды на всех участках общая характеристика гидравлического сопротивления равна сумме характеристик сопротивления участков:

$$S_{общ} = \sum_{i=1}^N S_i. \quad (4.39)$$

При параллельном соединении двух участков общая характеристика сопротивления узла соединения при условии равенства естественных циркуляционных давлений, действующих в кольцах, где установлен узел, определяется зависимостью:

$$S_{y.з} = \frac{1}{(\sigma_1 + \sigma_2)^2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}} \right)^2}. \quad (4.40)$$

Если в узле имеется третий участок, то справедливо, что

$$S_{y.з} = \frac{1}{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}} + \frac{1}{\sqrt{S_3}} \right)^2}. \quad (4.41)$$

В соответствии с формулой (4.39) для однетрубного стояка, состоящего из последовательно соединенных приборных узлов и участков, справедливо, что

$$S_{ст} = \sum S_y + \sum S_{y.з}. \quad (4.42)$$

Для получения характеристики сопротивления всей системы отопления S_c параллельно соединенные стояки и ветви объединяются в сложные узлы. Общие потери давления в системе Δp_c при известном расходе воды G_c определяют по формуле

$$\Delta p_c = S_c G_c^2. \quad (4.43)$$

4.7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ПО УДЕЛЬНОЙ ЛИНЕЙНОЙ ПОТЕРЕ ДАВЛЕНИЯ

Гидравлический расчет системы водяного отопления по удельной линейной потере давления всегда начинают с основного циркуляционного кольца системы.

Основным циркуляционным кольцом является кольцо, в котором расчетное циркуляционное давление Δp_p , приходящееся на единицу длины кольца $\sum l$, имеет наименьшее значение:

$$\Delta p_1 = \frac{p_p}{\sum l} = \min. \quad (4.44)$$

В вертикальной однетрубной системе — это кольцо через наиболее нагруженный стояк из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или наиболее нагруженный стояк из средних стояков при попутном движении воды в магистралах.

В вертикальной двухтрубной системе — это кольцо через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или наиболее нагруженного из средних стояков при попутном движении воды в магистралах.

В горизонтальной однетрубной системе многоэтажного здания основное циркуляционное кольцо выбирают в двух циркуляционных кольцах на верхнем и нижнем этажах в соответствии с меньшим значением Δp_1 , определяемым по формуле (4.44).

Аналогично сравнивают значения Δp_1 в циркуляционных кольцах через отопительные приборы, находящиеся на различных расстояниях от источника теплоты в системах с естественной циркуляцией воды.

Гидравлический расчет по удельной линейной потере давления включает в себя выбор диаметра труб при равных перепадах температуры воды во всех стояках и ветвях Δt , идентичных расчетному перепаду температуры воды во всей системе ($t_r - t_o$). Для выбора диаметра труб в основном циркуляционном кольце при расчете используют расход воды на участке и среднее ориентиро-

Т а б л и ц а 4.1
Значения коэффициента β_1

Шаг номенклатурного ряда отопительных приборов, кВт	β_1
0,12	1,02
0,15	1,03
0,18	1,04
0,21	1,06
0,24	1,08
0,30	1,13

куляцией, показывающий, что $0,65 \Delta p_0$ расходуется на преодоление удельной линейной потери давления ($0,35 \Delta p_p$ — расходуется на преодоление местных сопротивлений), $k = 0,5$ — для систем с естественной циркуляцией.

Расход воды на участке $G_{yч}$ (кг/ч) определяют по формуле

$$G_{yч} = \frac{3,6 Q_{yч}}{c_w (t_g - t_o)} \beta_1 \beta_2, \quad (4.46)$$

где $Q_{yч}$ — тепловая нагрузка участка, составленная из тепловых нагрузок отопительных приборов участка, Вт; c_w — теплоемкость воды, кДж/(кг · К); $t_g - t_o$ — перепад температуры в системе, °С; β_1 — коэффициент учета дополнительного теплового потока устанавливаемых отопительных приборов за счет округления сверх расчетного значения (табл. 4.1); β_2 — коэффициент учета дополнительных потерь теплоты отопительными приборами у наружного ограждения (табл. 4.2); 3,6 — коэффициент перевода ватт в килоджоули в час.

Потери давления на расчетном участке системы отопления складываются:

из потерь давления R_r на преодоление трения на участке трубопровода с постоянным расходом воды и неизменным диаметром, определяемых по формуле:

точное значение потери давления на трение R_{cp} (Па/м), определяемое по формуле

$$R_{cp} = \frac{k \Delta p_p}{\sum l}, \quad (4.45)$$

где $\sum l$ — общая длина последовательных участков, составляющих циркуляционное кольцо, м; $k = 0,65$ — коэффициент для систем с искусственной циркуляцией.

Т а б л и ц а 4.2
Значения коэффициента β_2

Отопительный прибор	β_2 при установке прибора	
	у наружной стены, в том числе под световым проемом	у остекления светового проема
Радиатор:		
чугунный секционный	1,02	1,07
стальной панельный	1,04	1,10
Конвектор:		
с кожухом	1,02	1,05
без кожуха	1,03	1,07

$$R_r = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2} \rho l = Rl, \quad (4.47)$$

где d — диаметр теплопровода, м; λ — коэффициент гидравлического трения; ω — скорость движения воды в трубопроводе, м/с; ρ — плотность воды, кг/м³; R — удельные потери давления, Па/м; l — длина участка трубопровода, м;

из потерь давления на преодоление местных сопротивлений z , определяемых по формуле

$$z = \sum \xi \frac{\omega^2}{2} \rho = \sum \xi p_d, \quad (4.48)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на данном участке трубопровода (см. прилож. 7); $\frac{\omega^2}{2} \rho = p_d$ — динамическое давление воды на данном участке трубопроводов (см. прилож. 8).

В общем случае потери давления на преодоление сопротивлений на расчетном участке определяются зависимостью:

$$\Delta p = Rl + z. \quad (4.49)$$

Гидравлический расчет проводят на ЭВМ или вручную, используя вспомогательные таблицы, составленные с учетом зависимости коэффициентов гидравлического трения $\lambda_{тр}$ от режима движения воды в трубопроводах. Вспомогательные таблицы приводятся в «Справочнике проектировщика», «Внутренних санитарно-технических устройствах». С помощью одной из них, зная температуры горячей и обратной воды в системе, расход воды и диаметр трубопровода, определяют удельные потери давления R и скорость движения воды ω . Затем по другой таблице, зная скорость движения воды ω на участке, определяют динамическое давление воды на участке p_d , по значению которого и значениям коэффициентов местных сопротивлений вычисляют потери давления в местных сопротивлениях z .

Потери давления в основном циркуляционном кольце, состоящем из N участков, должны быть меньше расчетного циркуляционного на 5–10 % с учетом запаса на дополнительные потери давления вследствие возможного отступления от проекта, т. е.

$$\sum_{i=1}^N (Rl + z)_i = (0,9 + 0,95) \Delta p_p. \quad (4.50)$$

После расчета основного циркуляционного кольца выполняют гидравлический расчет промежуточных стояков. Так как кольца циркуляции через промежуточные стояки имеют с основным

кольцом общие участки, диаметры которых подобраны при расчете основного кольца, то остается определить диаметры труб новых участков этих колец.

Потери давления в любом промежуточном стояке должны равняться располагаемому циркуляционному давлению, выраженному разностью давлений в точках присоединения стояка к магистрали, т. е.

$$\sum (Rl + z)_{\text{ст}} = \Delta p_{\text{р.ст}}, \quad (4.51)$$

где $\Delta p_{\text{ст}}$ для двухтрубной системы выражается зависимостью

$$\Delta p_{\text{ст}} = \sum (Rl + z)_{\text{осн}},$$

а для однострунной системы —

$$\Delta p_{\text{ст}} = \sum (Rl + z)_{\text{осн}} + (\Delta p_{\text{е.ст}} - \Delta p_{\text{е.осн}}).$$

В системах отопления как тупиковых (со встречным движением воды), так и с попутным движением воды в магистралях допускается при определении потерь давления в промежуточных стояках невязка с располагаемым циркуляционным давлением. Она должна составлять для тупиковых систем 15 %, а для систем с попутным движением воды в магистралях — 5 %. Невязка, превышающая 15 % для тупиковых систем, может привести к перераспределению воды, протекающей в магистралях и стояках, т. е. может привести к разрегулировке системы с отклонением от расчетных расходов, температуры воды и теплоотдачи отопительных приборов.

Невязка более ± 5 % для систем с попутным движением воды может привести к опрокидыванию циркуляции воды в стояках системы.

При гидравлическом расчете стояков вертикальной однострунной системы каждый стояк рассматривается как один общий расчетный участок. Часто применяют унифицированные приборные узлы; потери давления в них определяют по сумме средних коэффициентов гидравлического сопротивления приборов, приведенных в справочной литературе.

Расход воды в приборах однострунной системы с замыкающими участками определяют с учетом коэффициента затекания воды в прибор

$$\alpha = \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ст}}}, \quad (4.52)$$

где $G_{\text{пр}}$ — масса воды, поступающая в прибор, кг/ч; $G_{\text{ст}}$ — масса воды, проходящая по стояку, кг/ч.

Значение α зависит от направления движения воды: если вода подается сверху вниз, то α возрастает по мере сокращения расхо-

да воды, а при подаче снизу вверх — уменьшается. Поэтому при нижней разводке целесообразно применять замыкающие участки у приборов и устанавливать минимальный расход воды в стояке.

Как видно из уравнения (4.52), необходимо стремиться к повышению α , так как увеличение коэффициента затекания воды способствует уменьшению площади отопительного прибора и увеличению температуры воды в приборе.

Значение коэффициента затекания воды повышается в следующих случаях: при смещении замыкающего участка от оси стояка, увеличении диаметра и сокращении длины подводов к прибору, а также при уменьшении диаметра замыкающего участка.

Гидравлический расчет квартирных систем отопления выполняют в два этапа, включающие предварительный и уточняющий расчет.

После выбора основного циркуляционного кольца, которым, как правило, является кольцо, проходящее через прибор, наиболее близко расположенный к генератору теплоты вследствие его наименьшего естественного циркуляционного давления из-за малой протяженности трубопроводов охлаждения воды, определяют расчетное циркуляционное давление $\Delta p_{\text{р}}$ по формуле (4.12) и среднее значение потерь давления на трение $R_{\text{ср}}$ по зависимости (4.45).

Предварительный расчет выполняют при условии, что расход теплоты в помещениях возмещается только отопительными приборами, т. е. теплоотдача трубопроводов не учитывается. Поэтому расход воды на расчетных участках определяют по зависимости (4.46). После выбора диаметра труб и определения потерь давления в системе вычисляют температуры в начале ($t_{\text{нач}}$) и в конце ($t_{\text{кон}}$) каждого участка системы.

Так как теплоотдача участка трубопровода $Q_{\text{уч}}$ может быть представлена зависимостями

$$Q_{\text{уч}} = q_{\text{тр}} l_{\text{тр}}; \quad (4.53)$$

$$Q_{\text{уч}} = G_{\text{уч}} c_w (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}), \quad (4.54)$$

где $q_{\text{тр}}$ — теплоотдача 1 м неизолированной трубы, Вт/м (прилож. 9), то температура в конце каждого участка может быть определена по формуле

$$t_{\text{кон}} = t_{\text{нач}} - \frac{q_{\text{тр}} l_{\text{тр}}}{c_w G_{\text{уч}}}. \quad (4.55)$$

На правом участке от генератора теплоты полагают, что $t_{\text{нач}} = t_{\text{г}}$. Принимая найденную $t_{\text{кон}}$ в качестве $t_{\text{нач}}$ для последующего участка, продолжают расчет, определяя температуру, а следовательно, и плотность воды в каждой точке системы, в том числе при входе воды в прибор.

Уточняющий расчет проводят в том случае, если обнаружится значительное различие между потерями давления в системе $\Delta p_{\text{с}}$ и действительным циркуляционным давлением

$$\Delta p_{p1} = \sum_{i=1}^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i) g \pm h_1 (\rho_{o1} - \rho_r) g. \quad (4.56)$$

Первый член правой части уравнения (4.56) характеризует естественное циркуляционное давление в системе, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах (4.9), второй — включает плотность обратной воды при действительной ее температуре.

Гидравлический расчет квартирных систем уточняют, если $0,85\Delta p_{p1} > \Delta p_c > \Delta p_{p1}$, при этом определение температур по формуле (4.55) можно не производить. Если же окажется, что $0,7\Delta p_{p1} > \Delta p_c > 1,15\Delta p_c$, то расчет производят вновь в полном объеме. Если $\Delta p_c = (0,85 \pm 1,0)\Delta p_{p1}$ — то расчет остается без изменений.

Данные расчета труб используют при тепловом расчете нагревательных приборов. Необходимую теплоотдачу каждого прибора уменьшают на суммарную полезную теплоотдачу труб, имеющих в помещении, в размере $0,9Q_{пр}$.

Пример 4.2. Выполнить гидравлический расчет основного циркуляционного кольца вертикальной однотрубной системы водяного отопления (рис. 4.23), присоединенной через водоструйный элеватор к наружным тепловым сетям, $t_1 = 150^\circ\text{C}$. Давление, создаваемое элеватором, $\Delta p_n = 16,4$ кПа. Параметры теплоносителя в системе отопления: $t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_o = 70^\circ\text{C}$. Тепловые нагрузки отопительных приборов и участков (Вт), длины участков (м) указаны на рис. 4.23. Отопительные приборы (радиаторы стальные РСВ) установлены у остекления световых проемов, присоединены к стояку 2 без уток со смещенными обходными участками (проточно-регулируемые приборные узлы), к стояку 1 — со смещенными замыкающими участками. Основное циркуляционное кольцо — через стояк 2, длина кольца $\sum l = 65$ м.

1. Расход воды в стояке [см. формулу (4.46)]

$$G_{ст} = \frac{3,6(1700 + 1650 + 1500 + 1800)1,06 \cdot 1,1}{4,187(95 - 70)} = 267 \text{ кг/ч.}$$

2. Температура и плотность воды на участках стояка [см. формулу (4.16)]:

$$t_4 = 95 - \frac{1700 \cdot 1,06 \cdot 1,1 \cdot 3,6}{4,187 \cdot 267} = 89^\circ\text{C}; \quad \rho_4 = 966,01 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_3 = 95 - \frac{3,6(1700 + 1650)1,06 \cdot 1,1}{4,187 \cdot 267} = 83^\circ\text{C}; \quad \rho_3 = 969,94 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_2 = 95 - \frac{3,6(1700 + 1650 + 1500)1,06 \cdot 1,1}{4,187 \cdot 267} = 78^\circ\text{C}; \quad \rho_2 = 973,07 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_1 = t_o = 70^\circ\text{C}; \quad \rho_o = 977,81 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_r = 95^\circ\text{C}; \quad \rho_r = 961,92 \text{ кг/м}^3.$$

3. Естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах [см. формулу (4.17)],

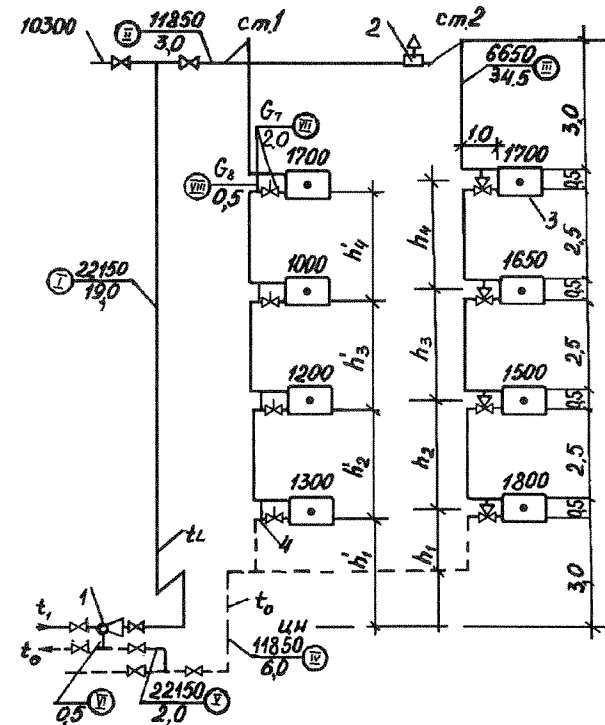


Рис. 4.23. Однотрубная система водяного отопления с верхним расположением подающей магистрали и тупиковым движением воды в магистралях:

1 — водоструйный элеватор; 2 — воздушосборник; 3 — центр охлаждения в отопительных приборах; 4 — обратный трубопровод; ЦН — центр нагрева воды; I-VIII — номера участков

$$\Delta p_{e. пр} = 3 \cdot 9,81(966,01 - 961,92) + 3 \cdot 9,81(969,94 - 961,92) + 3 \cdot 9,81(973,07 - 961,92) + 3,25 \cdot 9,81(977,81 - 961,92) = 1191 \text{ Па.}$$

4. Располагаемое циркуляционное давление в основном кольце циркуляции (пренебрегая незначительным значением $\Delta p_{e. пр}$) [см. формулу (4.30)]

$$\Delta p_p = \Delta p_n + \Delta p_e = 16 \cdot 400 + 1191 = 17 \cdot 591 \text{ Па.}$$

5. Средние удельные потери давления на трение [см. формулу (4.45)]

$$R_{cp} = \frac{0,65 \cdot 17 \cdot 591}{65} = 176 \text{ Па/м.}$$

6. Диаметры труб, подобранные по расчетным таблицам (см. прилож. 10), потери давления R сведены в табл. 4.3.

Количество воды $G_{уч}$, протекающей по каждому участку циркуляционного кольца, определяют по формуле (4.46). Расход на участке VI при коэффициенте смешивания

Т а б л и ц а 4.3

Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца системы

Номер участка	Q, Вт	$G_{\text{уч}}$, кг/ч	l, м	D_y , мм	ω , м/с	R , Па/м	Rl , Па	$\Sigma \xi$	z, Па	$Rl + z$, Па
I	22 150	890	19	25	0,480	136	2584	10,5	958	3 542
II	11 850	476	3	20	0,368	124	372	7,5	502	874
III	6 650	276	34,5	15	0,389	216	7452	36,3	2691	10 143
IV	11 850	476	6	20	0,368	124	744	7,4	495	1 239
V	22 150	890	2	25	0,430	136	272	2,0	182	454
VI	—	612	0,5	25	0,260	65	33	3,4	113	146

$$u = \frac{t_1 - t_r}{t_r - t_o} = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2$$

составляет

$$G_{VI} = \frac{G_1 u}{1 + u} = \frac{890 \cdot 2,2}{1 + 2,2} = 612 \text{ кг/ч.}$$

7. Коэффициенты местных сопротивлений на участках (см. прилож. 7.11).

Значения коэффициента местных сопротивлений ξ тройников для стальных водогазопроводных труб при слиянии и делении потоков определяют по следующей зависимости:

$\bar{G}_{\text{срок}} = G_{\text{прох}}/G_{\text{отв}}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ξ	70	16	6,7	3,56	2,20	1,61	1,00	0,86	0,76	0,70

Участок I:

ξ :	
для вентиля с $D_y = 25$ мм	9
для отводов (3 шт.) с $D_y = 25$ мм	$0,5 \times 3 = 1,5$
$\Sigma \xi_I$	10,5

Участок II:

ξ :	
для тройника на растекание (прилож. 11) при $G_{\text{отв}} = 0,53$	6
для крана пробочного проходного длиной 20 мм	1,5
$\Sigma \xi_{II}$	7,5

Участок III:

ξ :	
для тройника на проходе (табл. 4.3) при $G_{\text{прох}} = 0,56$	1,9
для воздухоотборника	1,5
для отводов с D_y 15 мм (11 шт.)	$0,8 \times 11 = 8,8$
для радиатора стального с D_y 15 мм (4 шт.)	$2 \times 4 = 8,0$
для крана трехходового с D_y 15 мм при проходе (4 шт.)	$3,5 \times 4 = 14,0$
для тройника на проходе при $G_{\text{прох}} = 0,56$	1,9
$\Sigma \xi_{III}$	36,3

Участок IV:

ξ :	
для отводов с $D_y = 20$ мм (2 шт.)	$0,6 \times 2 = 1,2$
для крана пробочного проходного с $D_y = 20$ мм	1,5
для тройника на противотоке при $G_{\text{отв}} = 476/890 = 0,53$	4,7
$\Sigma \xi_{IV}$	7,4

Участок V:

ξ :	
для отвода с $D_y = 25$ мм	0,5
для крана пробочного проходного	1,5
$\Sigma \xi_V$	2,0

Участок VI:

 ξ для тройника на ответвление при $G_{\text{отв}} = 612/890 = 0,69$ 3,48. Используя данные прилож. 8 по скорости движения воды ω (м/с), определяем динамическое давление P_d (Па) для каждого из участков. Определяем потери давления на преодоление местных сопротивлений для каждого из участков [см. формулу (4.48)]:

$$\begin{aligned} z_I &= 10,5 \cdot 91,2 = 958 \text{ Па;} \\ z_{II} &= 7,5 \cdot 66,89 = 502 \text{ Па;} \\ z_{III} &= 36,3 \cdot 74,14 = 2691 \text{ Па;} \\ z_{IV} &= 7,4 \cdot 66,89 = 495 \text{ Па;} \\ z_V &= 2,0 \cdot 91,2 = 182 \text{ Па;} \\ z_{VI} &= 3,4 \cdot 33,34 = 113 \text{ Па,} \end{aligned}$$

данные сводим в табл. 4.3 и определяем суммарные потери на участках.

9. Запас в основном циркуляционном кольце

$$\frac{17\,591 - 16\,398}{17\,591} 100 = 7 \%,$$

что удовлетворяет условию (4.50).

Пр и м е р 4.3. Определить располагаемое циркуляционное давление и средние удельные потери давления на трение для гидравлического расчета второстепенного циркуляционного кольца системы отопления (на рис. 4.23 стояк I). Гидравлический расчет второстепенного кольца через стояк I сводится к расчету самого стояка I.

1. Расход воды в стояке I [см. формулу (4.46)]

$$G_{\text{ст}} = \frac{3,6(1700 + 1000 + 1200 + 1300)1,06 \cdot 1,1}{4,187(95 - 70)} = 208 \text{ кг/ч.}$$

2. Температура и плотность воды на участках стояка I [см. формулу (4.16)]

$$t_4 = 95 - \frac{3,6 \cdot 1700 \cdot 1,06 \cdot 1,1}{4,187 \cdot 208} = 87^\circ \text{C}; \quad \rho_4 = 967,34 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_3 = 95 - \frac{3,6(1700 + 1000)1,06 \cdot 1,1}{4,187 \cdot 208} = 82^\circ \text{C}; \quad \rho_3 = 970,57 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_2 = 95 - \frac{3,6(1700 + 1000 + 1200)1,06 \cdot 1,1}{4,187 \cdot 208} = 76^\circ \text{C}; \quad \rho_2 = 974,29 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_1 = t_o = 70^\circ \text{C}; \quad \rho_o = 977,81 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_r = 95^\circ \text{C}; \quad \rho_r = 961,92 \text{ кг/м}^3.$$

3. Естественное циркуляционное давление, возникающее в циркуляционном кольце через стояк I вследствие охлаждения воды в приборах [см. формулу (4.18)]

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{е. ст}} &= 3 \cdot 9,81(967 - 961,92) + 3 \cdot 9,81(970,57 - 961,92) + \\ &+ 3 \cdot 9,81(974,29 - 961,92) + 3 \cdot 9,81(977,81 - 961,92) = 1245,7 \text{ Па.} \end{aligned}$$

4. Располагаемое циркуляционное давление для расчета стояка I [см. формулу (4.51), в примере 4.1 общие потери для участка III]

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{р. ст1}} &= \sum (Rl + z)_3 + (\Delta p_{\text{е. ст1}} - \Delta p_{\text{р. ст2}}) = \\ &= 10\,143 + 1245,7 - 1191 = 10\,197,7 \text{ Па.} \end{aligned}$$

5. Средние потери давления на трение [см. формулу (4.45)] при длине стояка l
 $\Sigma l_1 = 16,5$ м

$$R_{cp} = \frac{0,65 \cdot 10 \cdot 197,7}{16,5} = 401 \text{ Па/м.}$$

6. Гидравлический расчет стояка проводят аналогично расчету, приведенному в примере 4.1:

$$d_{\text{ст}} = d_{3, \text{v}} = d_{\text{полв}} = 15 \text{ мм.}$$

Пример 4.4. Выполнить гидравлический расчет малого циркуляционного кольца отопительного прибора на четвертом этаже в стояке I системы отопления (см. рис. 4.23). Расход воды в стояке $G_{ст} = 208$ кг/ч.

1. Расход воды через нагревательный прибор [см. формулу (4.52)] при коэффициенте затекания $\alpha = 0,5$ (см. табл. 4.7)

$$G_{\text{ин}} = 0,5G_{\text{ср}} = 0,5 \cdot 208 = 104 \text{ кг/ч.}$$

2. Перепад температуры теплоносителя в отопительном приборе [см. формулу (4.70)]

$$\Delta t = t_{\text{BX}} - t_{\text{ВЫХ}} = \frac{3,6 Q_{\text{гп}} \beta_1 \beta_2}{c_{\text{п}} G_{\text{гп}}} = \frac{3,6 \cdot 1700 \cdot 1,06 \cdot 1,1}{4,187 \cdot 104} = 16,4^\circ \text{C}.$$

3. Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце отопительного прибора верхнего этажа [см. формулу (4.28)]

$$\Delta p_{\text{CM}} = 0,5 \frac{977,81 - 961,92}{95 - 70} \cdot 0,5 \cdot 16,4 \cdot 9,81 = 26 \text{ Па}.$$

4. Располагаемое циркуляционное давление при движении воды сверху вниз

$$\Delta p_{\text{д.м}} = (Rl + z)_{\text{з.в}} + \Delta p_{\text{е.м}} = 182 + 26 = 208 \text{ Па},$$

где $(Rl + z)_{3,y} = 182$ Па принято из расчета по примеру 4.2.

Результаты гидравлического расчета подводок к прибору на VII участке представлены ниже.

$G, \text{кг/ч} \dots 104$	$\omega, \text{м/с} \dots 0,15$	$\Sigma \xi \dots 13,1$
$l, \text{м} \dots 2$	$R, \text{Па/м} \dots 34$	$z, \text{Па} \dots 158$
$D, \text{мм} \dots 15$	$Rl, \text{Па} \dots 68$	$Rl + z \dots 192$

5. Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ на участке VII (табл. П5 и П8):

для тройника на ответвлении при $\alpha = 0,5$ и делении потоков	6
то же, при слиянии потоков	2
для радиатора с $D_v = 15$ мм	2
для крана КРП с $D_v = 15$ мм	3,5

ξ	13,5
-------	------

$$6. \sum_{\text{ПОДВ}} (Rl + z) < \Delta p_{\text{р. м.}}$$

Так как невязка не превышает 15 %, то расчет оставляем без изменений.

4.8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В системах водяного отопления расчетная тепловая потребность помещения возмещается через тепловой поток, который подается в помещение через отопительные приборы и частично через открыто расположенные в пределах помещения трубы, по которым

горячая вода из источника теплоты транспортируется в отопительные приборы системы отопления.

Расчетную теплоотдачу отопительного прибора в отапливаемом помещении определяют по формуле

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{потр}} - \alpha_0 Q_{\text{тр}}, \quad (4.57)$$

где $Q_{\text{потр}}$ — теплотребность помещения, Вт; α_0 — коэффициент, учитывающий долю теплового потока от трубопроводов системы отопления, полезную для поддержания температуры воздуха в помещении (для систем водяного отопления $\alpha_0 = 0,9$); $Q_{\text{тр}}$ — суммарная теплоотдача открыто расположенных в пределах помещения стояков, подводов, к которым присоединен отопительный прибор.

Тепловой поток любого теплообменника куперативного типа может быть описан зависимостью

$$Q = F\kappa(t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}), \quad (4.58)$$

где F — рабочая площадь поверхности теплообменника (отопительного прибора), м^2 ; κ — коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}$ — температурный напор по всей поверхности нагрева, $^{\circ}\text{C}$.

Использование коэффициента теплопередачи для расчета площади поверхности отопительных приборов предъявляет ряд требований к расчету, прежде всего из-за конструктивных особенностей отопительных приборов.

На практике для упрощения расчетов площадь отопительного прибора определяют с учетом всех факторов через плотность теплового потока отопительного прибора $q_{\text{пр}}$. Для этого используют так называемую номинальную плотность теплового потока $q_{\text{ном}}$ ($\text{Вт}/\text{м}^2$), которую получают путем тепловых испытаний отопительного прибора для стандартных условий работы в системе водяного отопления, когда средний температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{ст}} = 70^\circ \text{C}$, расход воды в приборе $G_{\text{ср}}^{\text{ст}} = 360 \text{ кг}/\text{ч}$, а атмосферное давление $p_6 = 101.3 \text{ кПа}$.

Значения $q_{\text{ном}}$ для некоторых типов отопительных приборов указаны в табл. 4.4.

В конкретных условиях работы отопительного прибора, отличных от стандартных условий, используя значение $q_{\text{ном}}$, можно определить расчетную плотность теплового потока прибора $q_{\text{пр}}$ (Вт/м²) по формуле

$$q_{\text{np}} = q_{\text{nom}} \left(\frac{\Delta t_{\text{cp}}}{\Delta t_{\text{cp}}^{\text{cr}}} \right)^{1+n} \left(\frac{G_{\text{np}}}{G_{\text{np}}^{\text{cr}}} \right)^p c_{\text{np}}, \quad (4.59)$$

где $\Delta t_{\text{ср}}$ — температурный напор отопительного прибора, °C; $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{ст}}$ — стандартный температурный напор отопительного прибора, $\Delta t_{\text{ср}}^{\text{ст}} =$

Т а б л и ц а 4.4
Основные теплотехнические показатели отопительных приборов

Отопительные приборы	$q_{ном}, \text{Вт/м}^2$	n	p	$c_{пр}$
Радиаторы чугунные секционные МС-90-108	790	0,3	0	1,0
Радиаторы чугунные секционные М-140 АО	595	0,3	0,02	1,039
Радиаторы стальные панельные типа РСВ	730	0,25	0,04	0,97
Конвекторы с кожухом «Универсал-20»	357	0,3	0,18	1,0
Чугунные ребристые трубы	388	0,2	0,70	1,0
Конвекторы без кожуха «Аккорд»	330	0,2	0,03	1,0

$= 70^\circ\text{C}$; $G_{пр}$ — действительный расход воды в отопительном приборе, кг/ч; $G_{пр}^{ст}$ — стандартный расход воды в отопительном приборе, $G_{пр}^{ст} = 360$ кг/ч; $n, p, c_{пр}$ — экспериментальные показатели отопительных приборов (табл. 4.4).

Температурный напор отопительного прибора отражает разность средней температуры нагревательного прибора $t_{ср}$ и температуры воздуха в помещении $t_{в}$, где установлен отопительный прибор:

$$\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_{в}. \quad (4.60)$$

В общем случае среднюю температуру нагревательного прибора можно выразить через температуры воды на входе и выходе отопительного прибора, т. е.

$$t_{ср} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2}. \quad (4.61)$$

Температуры на входе и выходе отопительного прибора, а следовательно, и средняя температура, в значительной степени зависят от вида систем отопления, способов установки отопительного прибора и его присоединения к стояку, магистрали.

Отопительные приборы, присоединенные параллельно к двухтрубному стояку (рис. 4.24), обеспечиваются водой с температурой, отличной от температуры в подающей магистрали $t_{г}$ на суммарное понижение температуры воды на участках подающего стояка от магистрали до рассчитываемого отопительного прибора:

$$t_{вхi} = t_{г} - \sum \Delta t_{м} - \sum \Delta t_{п}, \quad (4.62)$$

где $\sum \Delta t_{м}$ — суммарное понижение температуры воды на участках подающей магистрали от генератора теплоты до стояка с рассчитываемым прибором, $^\circ\text{C}$; $\sum \Delta t_{п}$ — суммарное понижение температуры воды на участке подающего стояка от магистрали до рассчитываемого прибора, $^\circ\text{C}$.

Понижение температуры воды на 1 м длины изолированной подающей магистрали системы водяного отопления с искусственной циркуляцией воды определяют по следующей зависимости.

$D_y, \text{мм}$	20-40	50	76-108	133-159
$\Delta t_{м}, ^\circ\text{C}$	0,04	0,003	0,02	0,01

Суммарное понижение температуры воды на участке подающего стояка от магистрали до рассчитываемого прибора определяется зависимостью:

$$\sum \Delta t_{п} = \sum \frac{q_{трi} l_{трi}}{c_w G_{учi}}, \quad (4.63)$$

где $q_{трi}$ — теплоотдача трубы i -го участка подающего стояка, Вт/м (см. прилож. 9 и 12); $l_{трi}$ — длина i -го участка подающего стояка от магистрали до рассчитываемого прибора, м; $G_{учi}$ — расход воды на i -м участке подающего стояка, кг/ч.

Расход воды на i -м участке подающего стояка

$$G_{учi} = \frac{3,6 Q_{учi} \beta_1 \beta_2}{c_w (t_{г} - \sum \Delta t_{м} - t_o)}, \quad (4.64)$$

где $Q_{учi}$ — тепловая нагрузка участка, Вт; β_1, β_2 — коэффициенты, принимаемые по табл. 4.1 и 4.2; 3,6 — коэффициент перевода ватт в килоджоули в час; c_w — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг $\cdot$ $^\circ\text{C}$), $c_w = 4,187$ кДж/(кг $\cdot$ $^\circ\text{C}$); t_o — температура воды в обратной магистрали, $^\circ\text{C}$.

Температура воды на выходе из отопительного прибора двухтрубного стояка принимается равной температуре обратной воды, т. е. $t_{вых} = t_o$ для всех отопительных приборов стояка.

Тогда с учетом вышеизложенного средняя температура поверхности отопительного прибора двухтрубного стояка может быть представлена зависимостью

$$t_{ср} = 0,5(t_{г} - \sum \Delta t_{м} - \sum \Delta t_{п} + t_o), \quad (4.65)$$

а расход воды через отопительный прибор представлен зависимостью

$$G_{пр} = \frac{3,6 Q_{пр} \beta_1 \beta_2}{c_w (t_{вх} - t_{вых})}, \quad (4.66)$$

где $Q_{пр}$ — тепловая нагрузка отопительного прибора без учета теплового потока от открыто расположенных труб рассматриваемого этажа, Вт.

В однотрубных проточных и проточно-регулируемых стояках вода полностью и последовательно проходит через все присоеди-

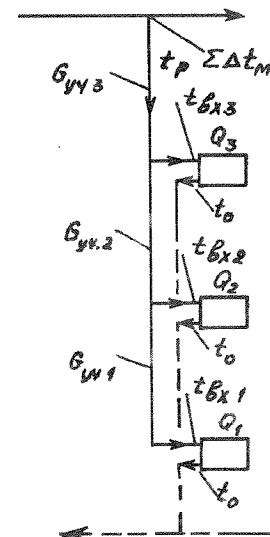


Рис. 4.24. Расчетная схема двухтрубного стояка с верхним расположением подающей магистрали

ненные к стояку отопительные приборы, постепенно охлаждаясь от прибора к прибору (рис. 4.25).

Температура воды на входе в n -й отопительный прибор по направлению движения воды в однетрубном стояке

$$t_{\text{вх}} = t_{\Gamma} - \sum \Delta t_{\text{м}} - \frac{1}{c_w G_{\text{ст}}} \sum_{i=1}^{n-1} Q_{\text{при}i} \beta_1 \beta_2, \quad (4.67)$$

где $\sum_{i=1}^{n-1} Q_{\text{при}i}$ — суммарная расчетная тепловая нагрузка всех отопительных приборов и труб, расположенных по направлению движения воды в стояке (ветви) до рассматриваемого помещения, Вт; $G_{\text{ст}}$ — расход воды в стояке, кг/ч.

Расход воды в однетрубном стояке выражается зависимостью, аналогичной (4.64):

$$Q_{\text{ст}} = \frac{3,6 Q_{\text{ст}} \beta_1 \beta_2}{c_w (t_{\Gamma} - \sum \Delta t_{\text{м}} - t_o)}, \quad (4.68)$$

где $Q_{\text{ст}}$ — суммарная расчетная теплоотдача стояка, Вт.

При двухстороннем подсоединении приборов к однетрубному стояку расход воды через прибор $G_{\text{пр}}$ связан с расходом воды через стояк зависимостью

$$G_{\text{пр}} = 0,5 G_{\text{ст}}, \quad (4.69)$$

т. е. предполагается равное распределение расходов через приборы.

Так как расход через отопительный прибор выражен зависимостью (4.66), то температура на выходе из n -го отопительного прибора по направлению движения воды в однетрубном стояке

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{вх}} - \frac{Q_{\text{пр}} \beta_1 \beta_2}{c_w G_{\text{пр}}}, \quad (4.70)$$

т. е. температуру $t_{\text{вых}}$ прибора одного этажа принимают равной температуре t_{Γ} на входе в прибор следующего по направлению движения воды этажа.

Среднюю температуру поверхности n -го отопительного прибора однетрубного проточного и проточно-регулируемого стояка $t_{\text{ср}}$

получаем как разность температуры на входе в отопительный прибор $t_{\text{вх}}$ и половины значения понижения температуры воды в приборе $\Delta t_{\text{пр}}$, т. е., выражая $\Delta t_{\text{пр}}$ через тепловую мощность прибора $Q_{\text{пр}}$ (кДж/ч), получим

$$t_{\text{ср}} = t_{\text{вх}} - 0,5 \Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{вх}} - \frac{0,5 Q_{\text{пр}} \beta_1 \beta_2}{c_w G_{\text{пр}}}, \quad (4.71)$$

или с учетом (4.37)

$$t_{\text{ср}} = t_{\Gamma} - \sum \Delta t_{\text{м}} - \frac{\left(\sum_{i=1}^{n-1} Q_{\text{при}i} + 0,5 Q_{\text{пр}} \right) \beta_1 \beta_2}{c_w G_{\text{см}}}, \quad (4.72)$$

где $Q_{\text{пр}}$ — тепловая нагрузка n -го отопительного прибора и труб, подключенных к прибору и открыто расположенных в помещении рассматриваемого этажа, кДж/ч; $G_{\text{см}} = G_{\text{пр}}$ — расход через стояк и отопительный прибор, кг/ч.

В однетрубных стояках с замыкающими участками вода частично проходит по отопительному прибору, а частично проходит по замыкающему участку (рис. 4.26).

Количество воды, проходящей через стояк $G_{\text{ст}}$ и отопительный прибор $G_{\text{пр}}$, определяется коэффициентом затекания α [см. формулу (4.52)].

Коэффициент α для унифицированных приборных узлов принимается по табл. 4.5.

При этом расход воды по стояку определяют по формуле (4.68).

Для отопительного прибора, присоединенного в соответствии со схемой на рис. 4.26 (одностороннее присоединение к однетрубному стояку с замыкающими участками), средняя температура в отопительном приборе будет выражена зависимостью

$$t_{\text{ср}} = t_{\Gamma} - \sum \Delta t_{\text{м}} - \left(\sum_{i=1}^{n-1} Q_{\text{при}i} + \frac{0,5 Q_{\text{пр}}}{\alpha} \right) \frac{\beta_1 \beta_2}{c_w G_{\text{ст}}}. \quad (4.73)$$

Расход воды в стояке выражается уравнением (4.68), но учитывая то, что после прохождения первого по направлению движения воды отопительного прибора температура снижается от $(t_{\Gamma} - \sum \Delta t_{\text{м}})$ до $t_{\text{см}}$, то рас-

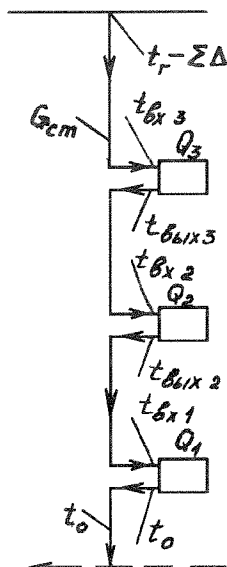


Рис. 4.25. Расчетная схема проточного стояка однетрубной системы водяного отопления

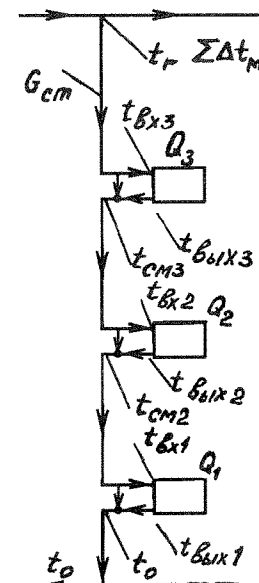


Рис. 4.26. Расчетная схема однетрубного стояка с замыкающими участками

Т а б л и ц а 4.5
Значения коэффициента затекания α в приборных узлах с секционными и капельными радиаторами

Приборный узел	Присоединение приборов к стояку	Замыкающий участок	α
С трехходовым краном КРТ	Одностороннее	—	1,0
	Двухстороннее		0,50
С проходным краном КРП	Одностороннее	Смещенный	0,50
		Смещенный с сутками	0,33
		Осевой	0,33
	Двухстороннее	Смещенный Осевой	0,20 0,17

ход воды в стояке будет выражен формулой

$$G_{ст} = \frac{\beta_1 \beta_2 Q_{пр1}}{c_w (t_{г} - \sum \Delta t_{м} - t_{см1})}. \quad (4.74)$$

Приравняв правые части (4.68) и (4.74) и полагая, что теплоотдача выражена в килоджоулях в час, получим температуру смеси за первым по направлению движения воды отопительным прибором:

$$t_{см1} = t_{г} - \sum \Delta t_{м} - \frac{Q_{пр1}}{G_{ст}} (t_{г} - \sum \Delta t_{м} - t_{о}). \quad (4.75)$$

Если принять за величины $\sum_{i=1}^n Q_{пр}$ суммарную расчетную тепловую нагрузку всех n отопительных приборов и труб, расположенных по направлению движения воды в стояке до рассматриваемой точки смешения потоков воды, прошедшей через n -й отопительный прибор и по замыкающему участку, то температура смеси за n -м отопительным прибором

$$t_{см.п} = t_{г} - \sum \Delta t_{м} - (t_{г} - \sum \Delta t_{м} - t_{о}) \frac{\sum_{i=1}^n Q_{пр}}{Q_{ст}}. \quad (4.76)$$

Температуру смеси $t_{см}$ принимают в качестве температуры воды в стояке на входе в следующий этаж здания по направлению движения воды, поэтому справедливо полагать, что температура воды на входе в $(n+1)$ -й отопительный прибор по направлению движения воды

$$t_{вх} = t_{см.п} - \frac{q_{тр} l_{тр}}{c_w G_{пр}}, \quad (4.77)$$

где $q_{тр} l_{тр}$ — теплоотдача труб стояка и подводки, открыто расположенных в помещении до отопительного прибора.

На выходе из $(n+1)$ -го отопительного прибора температура воды

$$t_{вых} = t_{вх} - \frac{Q_{пр} \beta_1 \beta_2}{c_w G_{пр}}, \quad (4.78)$$

где расход через отопительный прибор определяется через коэффициент затекания:

$$G_{пр} = \alpha G_{ст}. \quad (4.79)$$

Определив температуру $t_{ср}$ для отопительных приборов, по зависимости (4.59) устанавливают плотность теплового потока.

Если известна плотность теплового потока $q_{пр}$, то тепловой поток прибора $Q_{пр}$ (Вт), пропорциональный площади его нагревательной поверхности $F_{пр}$, справедливо выразить следующей зависимостью:

$$Q_{пр} = q_{пр} F_{пр}, \quad (4.80)$$

т. е. расчетная площадь отопительного прибора с учетом дополнительных факторов, обуславливающих работу отопительного прибора [с учетом коэффициентов β_1 и β_2 — см. табл. 4.1 и 4.2, зависимость (4.46)], может быть отображена формулой

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{q_{пр}} \beta_1 \beta_2, \quad (4.81)$$

или [с учетом зависимости (4.27)] —

$$F_{пр} = \frac{Q_{потр} - \alpha_o Q_{тр}}{q_{пр}} \beta_1 \beta_2. \quad (4.82)$$

Суммарную теплоотдачу трубопроводов системы отопления определяют формулой

$$Q_{тр} = q_{в} l_{в} + q_{г} l_{г}, \quad (4.83)$$

где $q_{в}$, $q_{г}$ — теплоотдачи вертикально и горизонтально проложенных труб, Вт/м (см. прилож. 9, 12); $l_{в}$, $l_{г}$ — длины вертикальных и горизонтальных трубопроводов в пределах помещения, м.

Для определения расчетного количества секций чугунных радиаторов используют формулу

$$n_{пр} = \frac{F_{пр} \beta_4}{f \beta_3}, \quad (4.84)$$

где f — площадь поверхности нагрева одной секции, м^2 ; β_4 — коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении (табл. 4.6), при открытой установке $\beta_4 = 1$; β_3 — коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе.

Для радиаторов типа М-140 коэффициент β_3 определяют по формуле

$$\beta_3 = 0,97 + \frac{0,06}{F_{\text{пр}}}, \quad (4.85)$$

для остальных типов радиаторов —

$$\beta_3 = 0,92 + \frac{0,16}{F_{\text{пр}}}. \quad (4.86)$$

Расчетное количество секций, определяемое по формуле (4.84), обычно при расчетах бывает нецелым. Допускается уменьшение расчетной площади $F_{\text{пр}}$ не более чем на 5 %, но не более чем на 0,1 м^2 . Однако рекомендуется при расчетах принимать ближайшее большее число секций.

Количество панельных радиаторов типа РСГ или РСВ и конвекторов с кожухом определенной площади f_1 (м^2) определяют формулой

$$n_p = \frac{F_{\text{пр}}}{f_1}, \quad (4.87)$$

а количество конвекторов без кожуха или ребристых труб по вертикали и в ряду по горизонтали —

$$n_p = \frac{F_{\text{пр}}}{nf_1}, \quad (4.88)$$

где n — число ярусов и рядов элементов, составляющих прибор.

Т а б л и ц а 4.6
Значения коэффициента β_4 , учитывающего способ установки отопительных приборов

Способ установки прибора	Расстояние в свету от верха отопительного прибора до низа подоконной доски или до верха уступа ниши А, мм	β_4
Прибор установлен у стены без ниши и перекрыт сверху подоконной доской	40	1,05
	80	1,03
	100	1,02
Прибор установлен в открытой стенной нише	40	1,11
	80	1,07
	100	1,06

Длину греющей трубы в ярусе или в ряду гладкотрубного прибора определяют по формуле

$$l = \frac{F_{\text{пр}}\beta_4}{nf_1}, \quad (4.89)$$

где β_4 — коэффициент, определяемый способом установки нагревательного прибора (см. табл. 4.6).

П р и м е р 4.5. Определить число секций чугунного радиатора М-140 АО, устанавливаемого у светового проема без ниши под подоконником на расстоянии от него 40 мм на верхнем этаже четырехэтажного здания (см. рис. 4.23, стояк 2) в одноконтурной проточно-регулируемой системе. Радиатор присоединен к стояку с $D_y = 15$ мм с краном КРТ на подводке длиной 1 м. Общая тепловая нагрузка отопительного прибора и открытого расположенных труб на верхнем этаже $Q = 1700$ Вт.

Параметры теплоносителя: $t_r = 95$ °С, $t_o = 70$ °С. Температура воздуха в помещении $t_b = 20$ °С.

1. Суммарное понижение температуры воды на участках подающей магистрали от источника теплоты системы до стояка 2 при $D_y = 20$ мм

$$\Delta t_m = (19 + 3 + 6)0,04 = 1,1$$
 °С.

2. Расход воды через радиатор

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{ст}} = \frac{1700 \cdot 1,06 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,187(95 - 1,1 - 70)} = 66$$
 кг / ч.

3. Средняя температура поверхности отопительного прибора

$$t_{\text{ст}} = 95 - 1,1 - \frac{0,5 \cdot 1700 \cdot 1,06 \cdot 1,02 \cdot 3,6}{4,187 \cdot 66} = 82$$
 °С.

4. Фактический температурный напор отопительного прибора

$$\Delta t_{\text{ср}} = 82 - 20 = 62$$
 °С.

5. Теплоотдача горизонтальных и вертикальных труб, учитывая температуру воды в трубах

$$l_b = 3 + 0,5 = 3,5$$
 м при $t_r = 95 - 1,1 = 93,9$ °С, $t_r - t_b = 73,9$ °С;

$$l_r = 1$$
 м при $t_r = 93,9$ °С, $t_r - t_b = 73,9$ °С;

$$l_r = 1$$
 м при $t_r = 82$ °С, $t_r - t_b = 62$ °С;

$$Q_{\text{тр}} = 3,5 \cdot 64 + 83 + 1 \cdot 66 = 373$$
 Вт.

6. Тепловой поток от секции отопительного прибора

$$q_{\text{пр}} = 595 \left(\frac{62}{70} \right)^{1,3} \left(\frac{66}{360} \right)^{0,02} \cdot 1,039 = 508$$
 Вт/ м^2 .

7. Тепловой поток от отопительного прибора

$$Q_{\text{пр}} = 1700 - 373 \cdot 0,9 = 1364$$
 Вт.

8. Расчетная площадь радиатора

$$F_p = \frac{1364 \cdot 1,06 \cdot 1,02}{508} = 2,9$$
 м^2 .

9. Коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе,

$$\beta_3 = 0,97 + \frac{0,06}{2,9} = 0,99.$$

10. Расчетное число секций радиатора М-140 АО при площади одной секции $0,254 \text{ м}^2$

$$n_p = \frac{2,9 \cdot 1,05}{0,254 \cdot 0,99} = 12.$$

Пример 4.6. Определить число секций чугунного радиатора М-140 АО, установленного без ниши и перекрытого сверху подоконной доской при расстоянии в свету отопительного прибора до низа подоконной доски 80 мм на втором этаже четырехэтажного здания (см. рис. 4.23, стояк 1). Система отопления однострунная с верхним расположением подающей магистрали, приборные узлы со смещенными замыкающими участками, присоединение приборов к стояку одностороннее с проходным краном КРП, подводки с утками. Параметры теплоносителя: $t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_o = 70^\circ\text{C}$. Температура воздуха в помещении $t_b = 20^\circ\text{C}$. Тепловая нагрузка отопительного прибора и открыто расположенных в помещении труб $Q = 1200 \text{ Вт}$. Диаметры труб стояка, замыкающего участка и подводок: $d_{ст} = d_{з.у} = d_{подв} = 15 \text{ мм}$.

1. Суммарное понижение температуры воды на участках подающей магистрали от источника теплоты до стояка 1 при $D_y = 25 \text{ мм}$

$$\sum \Delta t_m = \sum l_m \Delta t_m = (19 + 3)0,04 = 0,9^\circ\text{C}.$$

2. Расход воды в стояке [см. формулу (4.68)]

$$G_{ст} = \frac{3,6(1700 + 1000 + 1200 + 1300)1,06 \cdot 1,02}{4,187(95 - 0,9 - 70)} = 193 \text{ кг/ч}.$$

3. Расход воды через отопительный прибор при $\alpha = 0,33$

$$G_{пр} = 0,33 \cdot 193 = 63,7 \text{ кг/ч}.$$

4. Средняя температура поверхности отопительного прибора

$$t_{cp} = 95 - 0,9 - \left(1700 + 1000 + \frac{0,5}{0,33} \cdot 1200 \right) \frac{3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,02}{4,187 \cdot 193} = 72,3^\circ\text{C}.$$

5. Фактический температурный напор отопительного прибора

$$\Delta t_{cp} = 72,3 - 20 = 52,3^\circ\text{C}.$$

6. Тепловой поток от секции отопительного прибора

$$q_{пр} = 595 \left(\frac{52}{70} \right)^{1,3} \left(\frac{193}{360} \right)^{0,02} 1,039 = 415 \text{ Вт/м}^2.$$

7. Температура воды в стояке на входе в рассматриваемое помещение

$$t_{ш} = 95 - 0,9 - \frac{(95 - 0,9 - 70)(1700 + 1000)}{1700 + 1000 + 1200 + 1300} = 81,6^\circ\text{C}.$$

8. Теплоотдача горизонтальных и вертикальных труб, учитывая температуру воды в трубах [см. прилож. 9 и формулу (4.83)]:

$$l_b = 3 \text{ м при } t_r = 81,6^\circ\text{C}, t_r - t_b = 61,6^\circ\text{C};$$

$$l_r = 1 \text{ м при } t_r = 81,6^\circ\text{C}, t_r - t_b = 61,6^\circ\text{C};$$

$$l_r = 1 \text{ м при } t_r = 72^\circ\text{C}, t_r - t_b = 52^\circ\text{C};$$

$$Q_{тр} = 3 \cdot 50 + 1,06 \cdot 66 + 1 \cdot 70 = 286 \text{ Вт}.$$

9. Тепловой поток от отопительного прибора

$$Q_{пр} = 1200 - 286 = 914 \text{ Вт}.$$

10. Расчетная площадь радиатора [см. формулу (4.82)]

$$F_p = \frac{914 \cdot 1,06 \cdot 1,02}{415} = 2,33 \text{ м}^2.$$

11. Коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе [см. формулу (4.85)],

$$\beta_3 = 0,97 + \frac{0,06}{2,38} = 1.$$

12. Расчетное число секций радиатора М-140 АО при площади одной секции $0,254 \text{ м}^2$

$$n_p = \frac{2,38 \cdot 1,03}{0,254 \cdot 1} = 10.$$

4.9. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Основными мероприятиями технической эксплуатации систем водяного отопления после их приемки в эксплуатацию при завершении монтажа, реконструкции, ремонта или после остановки систем являются:

а) подготовка систем к пуску, включающая внешний осмотр, осмотр оборудования, промывку системы, гидравлическое испытание системы;

б) пуск системы отопления в действие;

в) регулирование системы отопления;

г) техническое обслуживание системы.

Подготовка систем отопления к пуску

Важным мероприятием подготовки систем водяного отопления к пуску является проведение внешнего осмотра оборудования систем, в результате которого устанавливают: соответствие проекту диаметров, уклонов, окраски, теплоизоляции и прокладки трубопроводов; правильность установки и исправность запорно-регулирующей арматуры, грязевиков, элеваторов, контрольно-измерительных приборов, подпиточных насосов и другого оборудования; соответствие проекту типа и количества нагревательных приборов, а также правильность их установки.

Гидравлическое испытание систем осуществляется с целью определить герметичность (плотность) трубопроводов, нагревательных элементов, соединительных элементов и другого оборудования систем. Гидравлическое испытание системы водяного отопления при наличии элеваторного узла в системе проводят в два этапа:

1-й этап — испытание местной системы отопления без элеваторного узла;

2-й этап — испытание элеваторного узла.

При отсутствии элеваторного узла вся система отопления подвергается гидравлическому испытанию.

Система отопления перед испытанием отключается от трубопроводов теплоцентрали или местной котельной путем установки после входных задвижек металлических заглушек толщиной не менее 3 мм. В системе открываются все запорно-регулирующие органы, включая краны у нагревательных приборов.

Для испытания систем отопления с чугунными радиаторами используют как сетевую, так и водопроводную воду, а систем отопления со стальными радиаторами — только сетевую воду. Заполнение системы водой констатируется появлением воды из воздухоотводчиков или кранов в верхних частях системы, после чего все воздухоотводные краны закрываются. При наличии в системе расширительного бака он должен быть перекрыт от испытываемой системы.

Давление в системе создается за счет фактического давления воды в системе водоснабжения или опрессовочным агрегатом, который присоединяют к обратному трубопроводу системы отопления с помощью временного трубопровода, оборудованного запорным вентилям и обратным клапаном. На обратном трубопроводе устанавливают манометр, рассчитанный на испытательное давление.

Испытательное давление принимают равным 1,25 рабочего давления в нижней точке системы, но не ниже:

0,75 МПа — для систем отопления с чугунными и штампованными стальными радиаторами;

1,0 МПа — для систем отопления с панельными и конвекторными нагревательными приборами;

0,9 МПа — для калориферов систем отопления и вентиляции.

Гидравлическое испытание производят в следующей последовательности: с помощью опрессовочного агрегата (гидравлического пресса) повышают давление до рабочего значения (фактическое давление в обратном трубопроводе), отключают пресс вентилем и осматривают трубопроводы, арматуру и радиаторы систем. Осмотр проводят в течение не менее 10 мин. Если при осмотре не обнаружено трещин, свищей, течи и других неплотностей, то вентиль открывают и повышают давление до испытательного, а затем вентиль закрывают. Система считается выдержавшей испытание, если:

не обнаружено течи в трубопроводах, арматуре, радиаторах и другом оборудовании;

в системе с чугунными и штамповочными стальными радиаторами в течение 5 мин после отключения пресса давление снизилось не более чем на 0,02 МПа;

в системе панельного отопления в течение 15 мин после отключения пресса давление снизилось не более чем на 0,01 МПа.

Если результаты испытаний не удовлетворяют указанным требованиям, то после выявления и устранения неплотностей испытание повторяют. Необходимо отметить, что устранять неплотности без спуска воды путем подчеканки течей не разрешается.

Если испытания проводились с чугунными радиаторами, то после завершения испытаний необходимо удалить из системы водопроводную воду и заполнить ее сетевой водой.

При наличии в системе отопления элеваторного узла испытание оборудования узла производят отдельно от испытания всей системы отопления здания. Для этого оборудование элеваторного узла отсоединяют металлическими заглушками, устанавливаемыми на входных и выходных задвижках, от тепловой сети и системы отопления здания. Все запорно-регулирующие устройства элеваторного узла должны находиться в открытом состоянии. Для гидравлических испытаний элеваторный узел присоединяют к опрессовочному агрегату временным трубопроводом, на котором устанавливают запорный вентиль и обратный клапан. После заполнения узла водой и полного удаления воздуха из его верхних точек гидравлическим прессом доводят давление в узле до рабочего, равного давлению в подающем трубопроводе тепловой сети в месте присоединения элеваторного узла. В данном состоянии узел выдерживают в течение не менее 10 мин, после чего, если не будет обнаружено каких-либо дефектов в соединениях трубопроводов и арматуре, давление поднимают до испытательного, равного 1,25 рабочего, но не ниже 1 МПа, и затем отключают пресс вентилем.

Результаты гидравлического испытания элеваторного узла считаются удовлетворительными, если в течение 10 мин после отключения пресса в узле не произошло падения давления и не обнаружено признаков течи или отпотевания в сварных швах и арматуре.

Сильно загрязненные системы отопления, например, после монтажа и ремонта, а также все системы отопления ежегодно в процессе летней подготовки систем к зимней эксплуатации подвергают промывке. Системы промывают в три этапа:

1) продувают сжатым воздухом каждый стояк снизу вверх при заполненной водой системе отопления;

2) промывают каждый стояк водовоздушной смесью;

3) промывают водовоздушной смесью все разводящие трубопроводы системы.

Продувку и промывку систем водяного отопления осуществляют воздухом с давлением $(2 \div 3) \cdot 10^5$ Па. Расход воздуха для промывки трубопроводов систем отопления определяют из расчета оптимального значения скорости $v = 1,5 \div 2$ м/с и оптимального коэффициента промывки $m = 1 \div 2$ по следующей формуле:

$$L = mW, \quad (4.90)$$

где W — расход воды при промывке системы, $\text{м}^3/\text{мин}$.

Систему отопления здания для ее промывки отключают от тепловой сети задвижками или заглушками из листовой стали толщиной не менее 3 мм. Для промывки систем отопления на вводе должны быть врезаны штуцеры следующих диаметров: для присоединения трубопровода холодной воды $d = 50$ мм; для присоединения трубопровода сжатого воздуха $d = 32$ мм; для отвода тренируемой воды $d = 50$ мм. Все штуцеры желательно присоединить с помощью полугаек к гибким рукавам.

Промывка систем осуществляется в следующей последовательности. Перед промывкой производят снятие сопла из элеватора.

Заполнение системы водой производят через задвижку 4 (рис. 4.27) при открытом кране 6 воздухооборника и открытых кранах (задвижках) 5, 7, 9 и 11 и закрытых кранах (задвижках) 2, 3, 8 и 10. После появления в кране 6 воды задвижку 4 закрывают.

Продувку воздухом каждого стояка производят начиная с последнего, наиболее удаленного от ввода стояка. Для этого закрывают задвижку 5 и все краны 9 на стояках. Затем подают воздух: открывают задвижки 3 и 11 и воздух из компрессора через обратный клапан 1 подается в систему. Последовательно открывая краны 9 и 7 на каждом из стояков, при открытом кране 6 продувают стояки воздухом снизу вверх. Воду отводят в канализацию с помощью гибкого шланга, подключаемого к штуцеру крана 6.

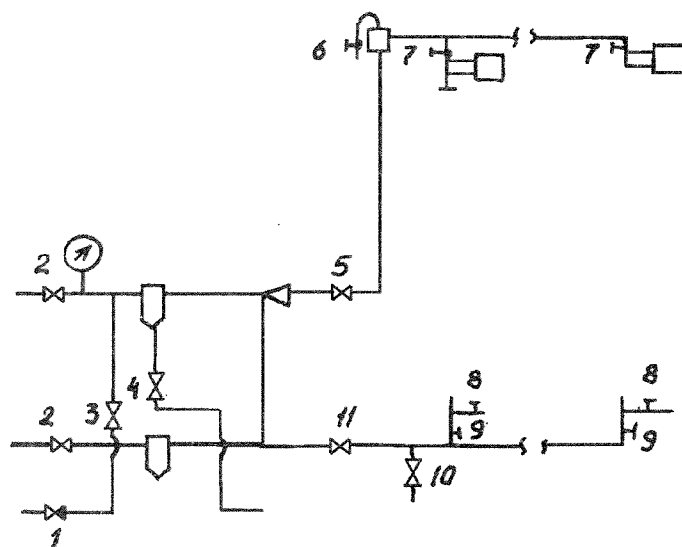


Рис. 4.27. Схема промывки системы водяного отопления

Стояки промывают также поочередно, начиная с самого удаленного. Только при ежегодной промывке в летний период разрешается промывать одновременно не более пяти стояков. Для промывки стояков открывают задвижку 5, закрывают краны 10 и 11, а также краны 6, 8, 9. Краны 7 открыты. Открывают краны подачи воды 4 и воздуха 3 и последовательно открывают краны 8 на каждом стояке. Магистраль промывают последовательным включением стояков и дренажем воды через задвижку 10. Открывают задвижку 5 и краны 7, закрывают краны 6, 8, 9 и задвижку 11. Включают воду и воздух кранами 4 и 3 и при открытом кране 10 выключают последовательно стояки путем открытия кранов 9 начиная с наиболее удаленного стояка.

Разрешается производить промывку и без подачи воздуха, т. е. только водой, при этом скорость воды в трубопроводах системы должна быть в 3–5 раз больше эксплуатационной, что достигается с помощью установки насоса на линии промывки.

Любая промывка продолжается до тех пор, пока из дренажного трубопровода (через кран 10) не будет выходить осветленная вода.

Пуск в действие систем отопления

Пуск системы отопления возможен только после промывки и опрессовки, а также проверки качества проведенных на системе работ, состояния контрольно-измерительной аппаратуры, автоматических устройств и наличия рабочих документов и документации на систему и ее оборудование (паспорта, актов промывок и испытаний, рабочих схем, инструкций и указателей на оборудование системы).

Пуск систем отопления зданий осуществляют в соответствии с графиком, утвержденным главным инженерами эксплуатационной организации. При массовом включении систем отопления в населенных пунктах рекомендуется для быстрого удаления воздуха из систем следующий порядок пуска систем в действие: при ровном и понижающемся профиле местности от источника теплоты — в направлении от источника к конечным потребителям, а при повышающемся профиле местности от источника теплоты — в направлении от конечного потребителя к источнику.

Пуск в действие системы отопления является ответственным мероприятием по эксплуатации системы, поэтому его проводит в строгом соответствии с графиком бригада (команда) слесарей, разбитая на пары, каждая из которых выполняет операции при пуске системы на 3–4 стояках. В момент наполнения системы все воздухооборники в верхних точках должны быть открыты. Если в обратном трубопроводе давление выше возможного гидростатического давления в системе отопления, наполнение системы производится плавным открытием задвижки на обратном трубопроводе.

воде так, чтобы давление снизилось не более чем на 0,03–0,5 МПа. Если на обратном трубопроводе установлен водомер, то систему наполняют по обводному трубопроводу, а при его отсутствии водомер снимают и на его место устанавливают патрубок с фланцем.

Если давление в обратном трубопроводе ниже возможного гидростатического давления в системе отопления, то наполнение производят следующим образом.

1. При отсутствии регулятора подпора — первоначально подачей воды из обратного трубопровода, а затем из подающего трубопровода через подсасывающую линию к элеватору в обратную магистраль, при этом наполнение производят медленно, контролируя показания манометров.

2. При наличии регулятора подпора (регулятора давления «до себя») система не может быть заполнена обычным открытием задвижки на обратном трубопроводе, так при отсутствии воды в системе отопления и циркуляции в ней на клапан регулятора будет действовать одностороннее усилие от пружины, стремящейся закрыть клапан. Поэтому для заполнения необходимо в этом случае провести следующие операции: открыть воздухоотборники в верхней части системы, открыть задвижку на обратном трубопроводе, ослабить пружину клапана, приоткрыть задвижку на подающем трубопроводе и начать медленно заполнять систему со стороны подающего трубопровода. При этом необходимо наблюдать за манометром со стороны системы отопления в тепловом узле здания. Как только давления перед клапаном и за клапаном (на обратном трубопроводе) сравняются, производят натяжение пружины. Пружину натягивают до тех пор, пока из системы не будет удален весь воздух и из воздухоотборников не будет поступать вода. После этого воздушные краны закрывают и производят дальнейшее натяжение пружины с тем, чтобы давление перед регулятором было равно высоте системы плюс 3–5 м.

При пуске любой системы отопления в летний период после заполнения система должна быть отключена от тепловой сети закрытием задвижек вначале на обратном трубопроводе, а затем на подающем. После осмотра всей системы отопления и создания циркуляции в наружной тепловой сети систему отопления «запускают» в действие, для чего открывают задвижки вначале на обратном, а затем на подающем трубопроводе.

Затем необходимо проконтролировать наличие циркуляции в системе отопления, прежде всего в нагревательных приборах, а также удалить воздух из верхних точек системы (через каждые 2–3 ч после пуска системы в действие до полного удаления воздуха из системы).

При пуске систем отопления в зимнее время, кроме вышеуказанных операций, необходимо выполнить следующие мероприятия по предупреждению замораживания системы:

1) систему отопления следует наполнять отдельными участками (по 3–5 стояков) начиная с наиболее удаленных участков от ввода;

2) наполнение и пуск стояков и приборов лестничных клеток могут быть осуществлены после наполнения и пуска основных стояков системы отопления здания;

3) стояки и приборы, находящиеся в помещениях, которые сообщаются с наружным воздухом (неутепленные помещения, помещения с отсутствующим остеклением окон, неутепленные проходы, тамбуры и т. п.), должны быть отключены.

Системы отопления с нижней разводкой и горизонтальные одноструйные системы наполняются водой из подающего трубопровода теплосети через обе магистрали системы отопления — прямую и обратную. Для этого в тепловом вводе устраивают перемычку.

После пуска системы отопления в действие определяют расход тепловой энергии, идущей на отопление, по формулам:

при установке приборов расхода воды на подающем и обратном трубопроводах

$$Q_0 = c (W_1 t_1 - W_2 t_2); \quad (4.91)$$

при установке приборов расхода воды на обратном трубопроводе

$$Q_0 = c W_2 (t_1 - t_2), \quad (4.92)$$

где c — теплоемкость воды, кДж/(кг · °С); W_1 и W_2 — расходы воды в подающем и обратном трубопроводах, кг/с; t_1 и t_2 — температуры воды в подающем и обратном трубопроводах, °С.

При несоответствии требуемым значениям тепловой нагрузки систему отопления регулируют.

Регулирование систем отопления

Системы отопления зданий и сооружений подвергают регулировке, чтобы обеспечить расчетные температуры воздуха помещений. Для этого измеряют температуру поверхностей нагревательных приборов с помощью термоэлектрических термометров — термошупов (термопар).

Регулирование теплоотдачи систем отопления может быть осуществлено двумя способами:

качественным регулированием, т. е. изменением параметров теплоносителя (температуры или давления);

количественным регулированием, т. е. изменением количества теплоносителя.

Качественное регулирование систем центрального отопления осуществляют централизованно на котельной или на другом источнике теплоты. Количественное регулирование систем отопления производят непосредственно на системе отопления зданий.

Регулирование системы отопления здания начинают с определения расходов теплоносителя по водомерам и расходомерам, установленным в тепловом пункте. Если водомеры или расходомеры

ры отсутствуют, при элеваторном присоединении системы отопления фактический расход может быть определен по формуле

$$W = 1,2d_c^2 \sqrt{\Delta H}, \quad (4.93)$$

где d_c — диаметр сопла элеватора, см; $\Delta H = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}$ — располагаемый напор перед элеватором, м.

Давление p_1 и p_2 измеряют с помощью манометров класса не выше 1,5 (рис. 4.28).

Расход смешанной воды определяют по формуле

$$W = (1 + u)W, \quad (4.94)$$

где $u = \frac{t_1 - t_3}{t_3 - t_2}$ — коэффициент смешения.

Температуры сетевой воды на входе в узел (t_1), воды в обратном трубопроводе (t_2) и воды в подающем трубопроводе системы отопления после элеватора (t_3) замеряют с помощью термометров, опущенных в гильзы, заполненные маслом, показания отсчитывают через 8 мин после опускания термометра в гильзу.

При отсутствии контрольно-измерительных приборов регулирование системы отопления базируется на проверке соответствия фактических расходов воды расчетным. При этом под расчетным расходом понимается расход воды в системе отопления, обеспечивающий заданную теплоотдачу (потребляемую тепловую энергию). Степень соответствия фактического расхода воды расчетному определяется температурным перепадом воды в системе, при этом фактическая температура воды в тепловой сети не должна отклоняться от расчетной более чем на 2 °С.

Если перепад ниже допустимого, то это указывает на завышенный расход воды и соответственно завышенный диаметр отверстия дроссельной диафрагмы или сопла на входе в систему отопления. Если температурный перепад выше допустимого значения, то это указывает на заниженный расход воды и соответственно на заниженный диаметр дроссельной диафрагмы или сопла.

Соответствие фактического расхода сетевой воды W_Φ в системе отопления здания расчетному расходу W_p при отсутствии при-

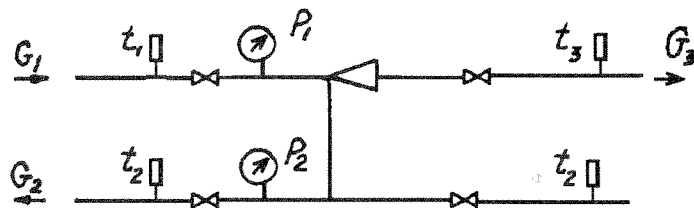


Рис. 4.28. Схема измерения напоров и температур в элеваторном узле

боров учета (расходомеров) с достаточной для практики точностью определяется по отношению $y = \frac{W_\Phi}{W_p}$.

Величину y определяют по зависимостям:

1) для системы отопления, присоединенной к тепловой сети через элеватор или смесительные насосы,

$$y = \frac{(t_1 - t_2)(t_3^\Phi + t_2^\Phi - 2t_B^\Phi)}{(t_1^\Phi - t_2^\Phi)(t_3 + t_2 - 2t_B)}; \quad (4.95)$$

2) для системы отопления, присоединенной к тепловой сети непосредственно,

$$y = \frac{(t_1 - t_2)(t_1^\Phi + t_2^\Phi - 2t_B^\Phi)}{(t_1^\Phi - t_2^\Phi)(t_1 + t_2 - 2t_B)}; \quad (4.96)$$

3) для системы отопления зданий, ограждающие конструкции которых не обладают значительной теплоаккумулирующей способностью, а также для отопительно-вентиляционных калориферных установок, забирающих наружный воздух,

$$y = \frac{(t_1 - t_2)(t_1^\Phi + t_2^\Phi - 2t_H^\Phi)}{(t_1^\Phi - t_2^\Phi)(t_1 + t_2 - 2t_H)}; \quad (4.97)$$

где t_1, t_2, t_3 — расчетные температуры воды, т. е. по температурному графику, при фактической температуре наружного воздуха в подающем трубопроводе, обратной и смешанной; $t_1^\Phi, t_2^\Phi, t_3^\Phi$ — фактические температуры воды, определенные путем измерения; t_B^Φ и t_B — фактическая и расчетная температуры воздуха внутри помещений; t_H^Φ — фактическая температура наружного воздуха.

Если коэффициент y значительно отличается от единицы ($0,9 > y > 1,15$), а установленная поверхность нагрева соответствует теплопотерям помещения, то заменяют сопло элеватора или дроссельную шайбу. Новый диаметр сопла элеватора определяют по формуле

$$d_H = \frac{d_\Phi}{\sqrt{y}}, \quad (4.98)$$

где d_H и d_Φ — новый (скорректированный) и фактический (существующий) диаметры отверстия сопла или дроссельной шайбы, мм.

При непосредственном присоединении новый диаметр дроссельной шайбы определяют по формуле

$$d_{ш} = d_{ш.п} \sqrt{\frac{\Delta H - \Delta h_{\phi}}{y^2 \Delta H - \Delta h_{\phi}}}, \quad (4.99)$$

где $d_{ш}$ и $d_{ш.п}$ — новый и первоначальный диаметры шайбы, мм; ΔH — располагаемый напор перед системой отопления, м; Δh_{ϕ} — фактические потери напора в системе, м.

Фактические потери напора в системе отопления измеряют с помощью манометров (класса не выше 1,0), устанавливаемых на подающем и обратном трубопроводах системы отопления.

Фактические потери в системе отопления при элеваторном подсоединении системы могут быть определены по формуле

$$\Delta h_{\phi} = \frac{\Delta H}{1,4(1-u)^2}. \quad (4.100)$$

При невозможности определения фактических потерь напора в системе определение нового диаметра дроссельной шайбы или сопла может быть осуществлено с помощью расчетного значения потерь напора по формуле

$$d_{ш} = d_{ш.п} \sqrt{\frac{\frac{\Delta H}{y^2} - \Delta h_p}{\Delta H - \Delta h_p}}. \quad (4.101)$$

Если после замены сопла или дроссельной шайбы внутренняя температура отапливаемых помещений будет отличаться больше, чем на 2 °С по сравнению с расчетной, то необходимо вторично изменить диаметр сопла или дроссельной шайбы по вышеприведенным формулам, подставив в них значение y , определяемое по формуле

$$y = \frac{\frac{t_1 - t_2}{t_{в.р} - t_{н}}}{(t_1^{\phi} - t_2^{\phi})(t_{в.р} - t_{н})}, \quad (4.102)$$

где $t_{в.р}$ — расчетная температура воздуха в помещении.

При регулировании системы отопления, оборудованной калориферными установками, регулировке подлежит каждая установка в отдельности. Однако в тех случаях, когда большая часть подключенных к одной системе калориферных установок имеет одинаковое (с точностью до $\pm 10\%$) значение y , целесообразно сначала скорректировать диаметр шайбы или сопла, а потом регулиро-

вать отдельные установки. Работу калориферных установок при регулировке проверяют после стабилизации температуры обратной воды от установки. Теплопроизводительность калориферной установки определяют по формуле

$$Q_{\phi} = G c_{в} (t_{в.к}^{\phi} - t_{в}^{\phi}), \quad (4.103)$$

где G — расход воздуха через калорифер, кг/с; $c_{в}$ — теплоемкость воздуха, Дж/(кг · с), $c_{в} = 1005$ Дж/(кг · с); $t_{в}^{\phi}$, $t_{в.к}^{\phi}$ — температуры воздуха до и после калорифера, °С.

Если при испытании калорифера температура наружного воздуха ($t_{в}$) не соответствует принятой по расчету ($t_{в}^p$), то расчетная теплопроизводительность может быть определена из выражения

$$Q_p = Q_{\phi} \frac{t_1^p + t_2^p - 2t_{в}^p}{t_1^{\phi} + t_2^{\phi} - 2t_{в}^{\phi}}, \quad (4.104)$$

где t_1^p , t_2^p — расчетные значения температуры воды до и после калорифера, °С.

При этом необходимо определить коэффициент теплопередачи калорифера K_{ϕ} при известной площади поверхности нагрева калорифера F по формуле

$$K_{\phi} = \frac{2Q_{\phi}}{F(t_1 + t_2 - t_{в.к} - t_{в})}. \quad (4.105)$$

Внутреннюю температуру в помещениях зданий следует измерять через 3–4 ч после включения в работу системы отопления здания при соблюдении температурного графика воды в подающем трубопроводе.

Вследствие того что системы отопления, как правило, регулируют не при расчетной наружной температуре, а при сравнительно высоких наружных температурах летом или в начале отопительного сезона, в системе отопления возникают разрегулировки:

1) вертикальная — определяется несоответствием теплоотдачи нагревательных приборов различных этажей требуемым значениям;

2) горизонтальная — определяется неравномерным изменением теплоотдачи нагревательных приборов одного этажа.

Вертикальная разрегулировка двухтрубных систем водяного отопления с постоянным расходом воды возникает вследствие неодинакового изменения гравитационного давления в нагревательных приборах разных этажей при изменении наружной температуры. В однетрубных системах вертикальная разрегулировка возникает вследствие изменения расхода воды в системе. Уменьшение расхода приводит к большему охлаждению воды в прибо-

рах вышележащих этажей; следовательно, в нижние приборы будет поступать сильно охлажденная вода, что резко уменьшит теплоотдачу нижних приборов. Для повышения теплоотдачи нижних приборов можно повысить температуру сетевой воды, но это приведет к повышенной теплоотдаче верхних приборов. В однотрубных системах с замыкающими участками вертикальная разрегулировка, как правило, меньше, чем в однотрубных проточных системах.

Горизонтальная разрегулировка систем отопления возникает из-за охлаждения воды в магистральных трубопроводах и стояках. Превышение теплоотдачи через трубы выше расчетных значений приводит к снижению температуры воды, поступающей в отдельные стояки. В стояках, ближайших к тепловому вводу, температура воды будет выше, чем в стояках, удаленных от теплового ввода.

Разрегулировка систем водяного отопления устраняется в процессе эксплуатационного регулирования систем.

Эксплуатационное регулирование тупиковых систем отопления

В течение всего времени регулирования температура сетевой воды, поступающей в систему отопления, должна поддерживаться постоянной.

Наибольшей разрегулировке подвергают двухтрубные системы отопления. Такие системы необходимо регулировать при температурах воды в системе, которые соответствуют средней наружной температуре отопительного периода, с поправками на температурный перепад в приборах, расположенных на разных этажах: для приборов верхних этажей — на 1,5–3 °C выше нормального; для приборов нижних этажей — на 1 °C ниже нормального.

Эксплуатационное регулирование систем производят по требуемому перепаду температур, в тепловом вводе путем изменения количества поступающей в систему воды по выше приведенным требованиям в зависимости от типа систем и теплового ввода. Так как перепад температур Δt связан с расходом воды W обратной пропорциональной зависимостью $\Delta t = Q/W$, то для увеличения перепада температур до требуемого необходимо уменьшить расход воды путем прикрытия задвижки на вводе или, наоборот, увеличить расход при повышенном перепаде температур. Чем больше расход воды через нагревательные приборы, тем больше скорость ее движения, а следовательно, вода в приборе остывает меньше, средняя температура в приборе увеличится, что вызовет повышенную теплоотдачу прибора Q , так как

$$Q_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} \cdot F_{\text{пр}} (t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}). \quad (4.106)$$

После завершения наладки в тепловом узле приступают к наладке отдельных стояков системы. В тупиковых системах регулировку производят кранами на стояках или дроссельными шайбами, установленными на стояках.

Если на стояках имеются только краны, то вначале проводят предварительную регулировку исходя из правила: чем ближе расположен к вводу стояк, тем больше должен быть прикрыт кран, так чтобы на ближайшем стояке кран производил минимальный пропуск воды, а на самом дальнем стояке кран должен быть полностью открыт. После предварительной регулировки проверяют прогреваемость каждого стояка и приступают последовательно к регулировке стояков, начиная с самого дальнего стояка и заканчивая самым ближним к вводу стояком.

Если на стояках установлены дроссельные шайбы, то распределение воды по стоякам проверяют по расчетному перепаду температур для системы отопления $\Delta t_{\text{расч}}$ исходя из зависимости

$$W_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{c \Delta t_{\text{расч}}}, \quad (4.107)$$

где $W_{\text{ст}}$ — расчетный расход воды по каждому стояку, кг/с; $Q_{\text{ст}}$ — суммарная мощность нагревательных приборов, Вт; $\Delta t_{\text{расч}} = t_3 - t_2 = t_1 - t_2$.

При этом напоры принимают из условия: для первых по ходу воды стояков — 0,4–0,6 м; для средних — 0,1–0,4 м; для последних — 0,1–0,05 м.

Закончив наладку стояков, приступают к регулированию теплоотдачи нагревательных приборов путем замера перепада температур на входе и выходе воды из прибора ($\Delta t_{\text{пр}}$). При регулировании системы с помощью термомуф допускается отклонение от расчетного $\Delta t_{\text{пр}}$ на $\pm 10\%$.

В двухтрубных системах вследствие влияния напора перегреваются, как правило, приборы верхних этажей. Если в нижних этажах перегрева нет, то снижают теплоотдачу приборов верхних этажей, уменьшая проходное сечение кранов двойной регулировки. При отсутствии таких кранов перед приборами устанавливают дроссельные шайбы, определив диаметр из условия прохождения через нее расчетного расхода воды и приняв потери напора в приборе равными 0,05 м, или уменьшают поверхность нагрева нагревательного прибора. При перегреве приборов в верхних этажах и недогреве в нижних следует с помощью кранов двойной регулировки уменьшить проходное сечение на верхних этажах и увеличить в нижних этажах. При отсутствии кранов на обратном трубопроводе, в стояке между перегреваемыми и недогреваемыми этажами разрешается устанавливать дроссельную шайбу.

При перегреве приборов верхних этажей и недогреве нижних в однотрубных системах с замыкающими участками могут проводиться следующие мероприятия: устанавливают дроссельные

шайбы перед приборами верхних этажей; уменьшают поверхность нагрева приборов; демонтируют замыкающие участки у приборов нижних этажей (1-го и 2-го этажей) и при необходимости увеличивают диаметры подводок.

При равномерном недогреве отопительных приборов верхних этажей и одновременном перегреве приборов нижних этажей уменьшают коэффициент смещения элеватора.

Расход воды в отопительных приборах однотрубной системы регулируют по перепаду температуры воды в приборах

$$\Delta t_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}} \Delta t_{\text{ст}}}{Q_{\text{ст}}}, \quad (4.108)$$

где $Q_{\text{ст}}$ и $Q_{\text{пр}}$ — расходы теплоты соответственно в стояке и приборах данного этажа, Вт; $\Delta t_{\text{ст}}$ — перепад температуры воды на входе и выходе из стояка, °С.

Если на стояках отсутствуют краны, то при помощи кранов у приборов можно одновременно перераспределить расходы воды как по отдельным стоякам, так и по отдельным приборам. Степень открытия кранов при регулировании увеличивается по мере удаления приборов от теплового ввода.

В системах с верхней разводкой, кроме того, степень открытия кранов в пределах стояка уменьшается с движением воды от верхнего этажа к нижнему, а в системах с нижней разводкой — она одинакова.

В двухтрубных системах отопления равномерность прогрева приборов повышается с увеличением расхода воды в системе. Общий расход воды в системе отопления при элеваторном подсоединении системы может быть достигнут благодаря увеличению коэффициента смещения. Для однотрубных систем отопления значительно увеличивать расход воды в системе по сравнению с расчетным не рекомендуется, так как это может привести к поэтажной разрегулировке системы.

Регулирование тупиковой системы требует значительных трудозатрат и времени, так как его проводят в несколько этапов, постепенно приближая теплоотдачу приборов к требуемой.

Эксплуатационное регулирование систем с попутным движением воды. В двухтрубной системе с верхней разводкой и попутным движением воды, где длина всех циркуляционных колец примерно одинакова, разница в прогреве приборов может быть вызвана только дополнительным естественным давлением (напором), возникающим у приборов верхних этажей. Для этого при наладке прикрывают краны у приборов верхних этажей, при этом степень прикрытия кранов у приборов одного этажа должна быть одинаковой, так как все стояки находятся в равных условиях. После этого окончательно регулируют теплоотдачу приборов.

В системах с нижней разводкой и попутным движением воды дополнительное естественное давление, возникающее у приборов

верхних этажей, мало влияет на работу нижележащих приборов ввиду большой длины циркуляционного кольца. Поэтому в таких системах возможны лишь незначительные неравномерности в прогреве отдельных приборов, которые легко устраняются регулированием.

В вертикальных однотрубных системах с попутным движением воды все нагревательные приборы и стояки находятся в равных условиях и регулирование таких систем не представляет затруднений.

Эксплуатационное регулирование систем отопления с естественной циркуляцией. Это наиболее простое регулирование, так как в таких системах обычно не бывает полностью непрогрываемых приборов.

До начала регулировки краны на всех стояках и у приборов должны быть полностью открыты. Неравномерности прогрева устраняются регулировкой кранов. Температура воды во время наладки должна поддерживаться в пределах 50–60 °С.

По окончании регулировки системы температуру в котлах местной системы отопления доводят до 90 °С и при этой температуре еще раз проверяют прогреваемость приборов.

Техническое обслуживание систем водяного отопления

В общем случае при эксплуатации систем водяного отопления зданий и сооружений проводят четыре вида технического обслуживания.

Е ж е д н е в н о:

осматривают оборудование системы;

проверяют параметры теплоносителя в тепловом вводе;

удаляют пыль с оборудования;

в течение смены два раза проверяют уровень воды в системе, равномерность прогрева отопительных приборов и температурный режим в помещении.

Е ж е н е д е л ь н о кроме работ, выполняемых при ежедневном техническом обслуживании:

проверяют работу основных агрегатов систем (насосов, электродвигателей);

проверяют положение запорно-регулирующей арматуры.

Е ж е м е с я ч н о кроме работ, выполняемых при еженедельном техническом обслуживании:

осматривают оборудование систем;

удаляют воздух, скопившийся в системе;

проверяют и проворачивают задвижки на тепловом вводе, чтобы не прикипали;

подтягивают сальники, фланцевые соединения;

удаляют отстой из грязевика.

Полугодовое обслуживание не проводят.

Ежегодное техническое обслуживание проводят, как правило, в летний период эксплуатации для качественной подготовки систем отопления к зимней эксплуатации; для этого:

проверяют крепление трубопроводов, нагревательных приборов и запорно-регулирующей арматуры;

проверяют состояние теплоизоляции трубопроводов, при необходимости ее заменяют или ремонтируют;

вскрывают запорно-регулирующую арматуру, грязевики, воздухоосборники, элеваторы и другое оборудование, очищают их от загрязнений, притирают, заменяют сальниковую набивку;

демонтируют контрольно-измерительные приборы и сдают их на проверку;

окрашивают поврежденные поверхности;

промывают системы;

испытывают системы с пробным протапливанием.

Если при пробном протапливании обнаружены серьезные дефекты, то после их устранения проводят повторное пробное протапливание.

После завершения всех этих работ система считается подготовленной к зимней эксплуатации.

Для того чтобы металлические элементы систем отопления не подвергались интенсивной коррозии и не высыхали уплотнительные материалы, рекомендуется до начала отопительного периода оставить систему заполненной водой.

Особенности эксплуатации оборудования систем водяного отопления

Основным фактором, указывающим на неудовлетворительную работу системы отопления, является непрогрев в отопительных приборах, который может быть обусловлен как неисправностями проектного или монтажного характера, так и неисправностями, вызванными неправильной эксплуатацией оборудования систем.

Неудовлетворительная работа системы отопления может быть вызвана следующими причинами:

- 1) неисправностью элеватора;
- 2) несоответствием диаметров дроссельных шайб расчетным значениям;
- 3) недостаточным уровнем воды в системе;
- 4) недостаточным напором воды в системе;
- 5) наличием воздушных пробок в оборудовании системы;
- 6) наличием засоров и других добавочных сопротивлений;
- 7) нарушением герметичности системы;
- 8) неисправностями монтажного или проектного характера (несоответствие диаметров трубопроводов, типов и марок оборудования, контруклоны и другие неисправности);

9) замораживанием трубопроводов и отопительных приборов.

Неисправности элеватора могут быть вызваны как плохим качеством изготовления отдельных узлов элеватора, так и неправильной сборкой или несоответствием требуемого диаметра сопла.

Элеватор может издавать значительный шум вследствие наличия трещин, заусенец и неровностей на выходной части сопла или же его перекосов. Шум может также возникать при гашении в сопле элеватора большого напора.

Уменьшенный расход сетевой воды через элеватор может быть по причине частичного засорения сопла.

Частичный засор сопла элеватора устраняют пропуском воды через сопло. Для этого закрывают задвижку на подающем и обратном трубопроводах со стороны тепловой сети, закрывают задвижку на обратном трубопроводе системы отопления, открывают дренажный патрубок между закрытыми задвижками на обратных трубопроводах. Сопло прочищается за счет статического напора системы отопления. В случае, если напор через элеватор изменяется, то в период максимального напора избыточный напор дросселируется регулятором расхода.

Уровень воды в системе проверяют в высших точках системы — в расширительных сосудах, воздухоосборниках, воздухоотводных устройствах, а также по показанию одного из манометров при оставленных насосах.

Застой воздуха в виде воздушных пробок ликвидируют следующим образом: останавливают насос, через 10–15 мин, когда весь находящийся воздух займет верхнее положение, открывают воздушный (воздухоотводный) кран и выпускают воздух, после чего вновь включают насос. Застой воздуха чаще всего возникает вследствие наличия обратных уклонов трубопроводов (контруклонов), которые должны быть устранены для восстановления циркуляции или же, если это невозможно, в верхней точке участка, имеющего контруклон, устанавливают воздухоосборник или кран для периодического выпуска скопившегося воздуха.

Одной из главных причин неудовлетворительной работы системы отопления является образование засоров в системе, в результате чего сужаются или полностью перекрываются проходные отверстия и циркуляция воды прекращается. Чаще всего засоры образуются в местах изменения направления движения воды (крестовины, тройники, отводы), местах установки запорно-регулирующей арматуры, местах сужения сечений вследствие слишком глубокого заворачивания труб и пробок в тройники и крестовины, местах вмятин, изгибов, а также в местах, где значительно снижается скорость течения воды (нагревательные приборы, проточные воздухоосборники и пр.). Для предупреждения засоров в ходе эксплуатации систем необходимо регулярно в соответствии с «Инструкцией по эксплуатации системы отопления» проводить обслуживание грязевиков.

Причинами неплотностей в системах отопления являются нарушение герметичности трубопроводов (трещины, места коррозии и т. п.) и плохое уплотнение в резьбовых соединениях элементов системы. Трещины в трубопроводах появляются вследствие механических повреждений, гидравлических ударов, возникновения внутренней и внешней коррозии.

Трещины на трубопроводе, дающие течи, заваривают сваркой. Подчеканивать места течи нельзя. Если сварка невозможна, места повреждения герметичности трубопроводов устраняют временными хомутами. Все участки с временными хомутами считаются аварийными, их следует ежедневно проверять. Проводя годовое техническое обслуживание, неисправные участки трубопроводов заменяют или при возможности их дальнейшей эксплуатации на трещины, небольшие по длине и ширине, устанавливают накладку на сварке из листовой стали толщиной не менее 4 мм, а узкие длинные трещины заваривают сплошным швом.

Течи в резьбовых соединениях устраняют, перематывая уплотнения или заменяя участок трубы.

Течи в нагревательных приборах можно также устранить сваркой, однако, как правило, при эксплуатации систем поврежденные приборы демонтируют и заменяют новыми.

Неисправности проектного и монтажного характера, связанные с неправильной установкой запорно-регулирующей арматуры, неправильным резьбовым соединением трубопроводов, недостаточной тепловой изоляцией трубопроводов, должны быть устранены при их выявлении.

По ряду причин при пуске систем отопления в действие в зимнее время или в процессе эксплуатации трубопроводы и нагревательные приборы могут быть заморожены. Замороженные трубы и нагревательные приборы можно отогревать горячей водой, паром, электрическим током. Разрешается отогревать замороженные трубы и приборы в железобетонных сооружениях (гаражах, ангарах и т. п.), если полы и стены не деревянные, с помощью паяльных ламп и газосварочных горелок.

Замороженные трубы чаще всего отогревают горячей водой, для чего замороженные участки трубопроводов и приборов обертывают тканевым материалом, а затем поливают горячей водой. Недостатки этого способа: потребность в значительном количестве горячей воды и попадание этой воды на пол и стены помещений.

Отогрев паром требует отсоединения замороженного участка, но дает возможность отогревать трубопроводы без снятия теплоизоляции. Паром отогревают обычно в нежилых производственных помещениях, чаще всего — трубопроводы наружных тепловых сетей.

Для отогрева трубопроводов наружных тепловых сетей, а также скрытых трубопроводов применяют электроотогрев. При электроотогреве применяют установки переменного тока, установки

с постоянным током не используют, чтобы избежать коррозии трубопроводов. По условиям техники безопасности напряжение тока не должно превышать 60 В. Отогреваемый участок должен быть отсоединен и изолирован от системы отопления.

Отогрев с помощью паяльных ламп и газосварочных горелок осуществляется за счет высокой температуры открытого пламени, что позволяет быстро оттаивать ледяные пробки даже в трубопроводах значительного диаметра. Трубы отогреваются снаружи, без разборки, при этом, чтобы пар не образовывался в трубе, пламя не держат долго на одном месте.

При отогреве трубопроводов и нагревательных приборов любым из вышеперечисленных методов необходимо помнить, что неповрежденные замороженные участки должны отогреваться по ходу воды, так как в этом случае отогрев ускоряется за счет циркулирующей воды и отогретые участки будут вводиться в действие без дополнительных работ по сборке.

Если трещины будут обнаружены в радиаторах, то после отключения радиаторов приступают к отогреву стояков для обеспечения циркуляции. В однотрубных системах с замыкающими участками можно отключить все радиаторы, а в двухтрубных системах для циркуляции необходимо оставить хотя бы один радиатор.

Отогревать начинают с границы замерзшей части системы. При отогреве с середины замороженного участка можно повредить трубопровод или прибор.

Стояки обычно начинают отогревать снизу, обеспечивая тем самым местную циркуляцию воды. Причем в однотрубной системе с замыкающими участками после отогрева стояка, спускаясь сверху вниз, отогревают подводы к радиаторам и у каждого радиатора одну ближайшую к стояку секцию. Остальные секции радиаторов будут отогреты циркулирующей водой.

4.10. ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Системы воздушного отопления используются человечеством на протяжении нескольких столетий. В настоящее время воздушное отопление основано на передаче теплоты потоку воздуха в теплообменном агрегате от пара, горячей воды или от электрических нагревательных элементов и других теплоисточников. Так, в Зимнем дворце в XIX веке воздух нагревался огневыми печами.

Как правило, воздушное отопление применяют в производственных, общественных и административных помещениях при рециркуляции воздуха или при совмещении с системами вентиляции и кондиционирования воздуха.

Воздух нагревается в воздушно-отопительном агрегате до температуры, более высокой, чем температура воздуха отапливаемого помещения. Нагретый воздух от отопительного агрегата в мест-

ных системах отопления подается непосредственно в это же отапливаемое помещение, в центральных системах воздушного отопления нагретый воздух от агрегата в заданных количествах по воздуховодам транспортируется в помещения, где нагретый воздух смешивается с воздухом помещений и отдает ему то количество теплоты, которое необходимо для возмещения теплопотерь.

В местных системах воздушного отопления рекомендуется устанавливать не менее двух воздушно-отопительных агрегатов так, чтобы нагретый воздух подавался сверху наклонными струями в направлении рабочей зоны помещения.

Местные системы и центральные системы по схеме нагрева воздуха могут быть полностью рециркуляционные, частично-рециркуляционные и прямоточные. Все центральные системы канальные, рациональность использования той или иной схемы для помещений определяется санитарно-гигиеническими и экономическими показателями. Самые высокие эксплуатационные затраты у прямоточных систем отопления, использование этих систем обосновано только для тех помещений, где выделяются вредные для жизнедеятельности людей газы и пары жидкостей, т. е. для помещений, в которых повторное использование нагретого воздуха невозможно. Применение рециркуляционных систем и систем с частичной рециркуляцией более экономично, особенно при использовании естественной циркуляции воздуха в помещениях.

Целесообразность использования местной или центральной системы воздушного отопления устанавливается, прежде всего, теплопотребностью помещений и расходом нагретого воздуха. Теплопотребность помещений представляет собой величину, равную теплопотерям (гл. 2) и при расчетной температуре воздуха в помещении t_B , температуре нагретого воздуха t_r , подаваемого в помещение с расходом $G_{r.B}$ (кг/с), представляет собой зависимость

$$Q_{\Pi} = Q_{r.B} c (t_r - t_B), \quad (4.109)$$

где Q_{Π} — теплопотери помещения, Вт; c — удельная массовая теплоемкость воздуха, $c = 1005$ Дж/(кг · °С).

Из уравнения (4.109) видно, что изменения теплопотерь могут быть компенсированы регулированием расхода или разностью температур.

Увеличивая температуру нагретого воздуха t_r , можно снизить и расход воздуха, проходящий через систему воздушного отопления. Однако существует предельная температура нагретого воздуха, который может подаваться в помещения с длительным пребыванием людей. Она не должна превышать + 60 °С, так как при большем значении воздух теряет ряд важных санитарно-гигиенических свойств, необходимых для дыхания людей.

Исключение составляют воздушно-тепловые завесы у внешних ворот и теплотехнических проемов зданий и сооружений, для них допустимая температура нагретого воздуха $t_r \leq 70$ °С.

Расход воздуха $G_{r.B}$, подаваемого с температурой t_r , для рециркуляционных систем воздушного отопления, осуществляющих только функции отопления, определяют по зависимости (4.109). Когда система воздушного отопления совмещена с системой вентиляции, то расход воздуха на вентиляцию $G_{\text{вент}}$ может быть отличным от расхода $G_{r.B}$. Если $G_{r.B} \geq G_{\text{вент}}$, то совмещенная система должна функционировать по расходу, определяемому зависимостью (4.109).

В случае $G_{\text{вент}} \geq G_{r.B}$ расход воздуха совмещенной системы принимается равным $G_{\text{вент}}$, а температуру подаваемого воздуха в помещение определяют по формуле

$$t_r = t_B + \frac{Q_{\Pi}}{c G_{\text{вент}}}. \quad (4.110)$$

Часто для расчетов используют объемы подаваемых масс воздуха, которые могут быть выражены зависимостями:

$$L_{r.B} = 3600 G_{r.B} / \rho; \quad (4.111)$$

$$L_{\text{вент}} = 3600 \frac{G_{\text{вент}}}{\rho_{\text{в.вент}}}, \quad (4.112)$$

где $L_{r.B}$ и $L_{\text{вент}}$ — объемы подаваемого горячего воздуха и воздуха системы вентиляции, м³/ч.

Местное воздушное отопление

Местные системы отопления оборудуют, как правило, отопительными агрегатами, стационарно устанавливаемыми на полу помещения, или агрегатами подвесной конструкции. В конструкцию воздушно-отопительных агрегатов подвесной модификации (например, АПВ А02-4) и напольных воздушно-рециркуляционных отопительных агрегатов (например, СТД-100, СТД-300) входят пластинчатый калорифер, осевой (или центробежный) вентилятор и регулирующий многостворчатый клапан. Мощности воздушно-отопительных агрегатов достигают нескольких сот киловатт (например, для СТД-300п тепловая мощность $Q = 349$ кВт), они просты в эксплуатации, но из-за высокого уровня звуковой мощности (до 100 дБА) неприемлемы для использования в помещениях с долговременным пребыванием людей. Местное воздушное отопление чаще всего используют в культивационных сооружениях сельскохозяйственных комплексов.

Нагретый воздух при использовании отопительных агрегатов подают двумя способами: наклонными струями сверху в направлении рабочей зоны под углом 35° к горизонту или сосредоточенно

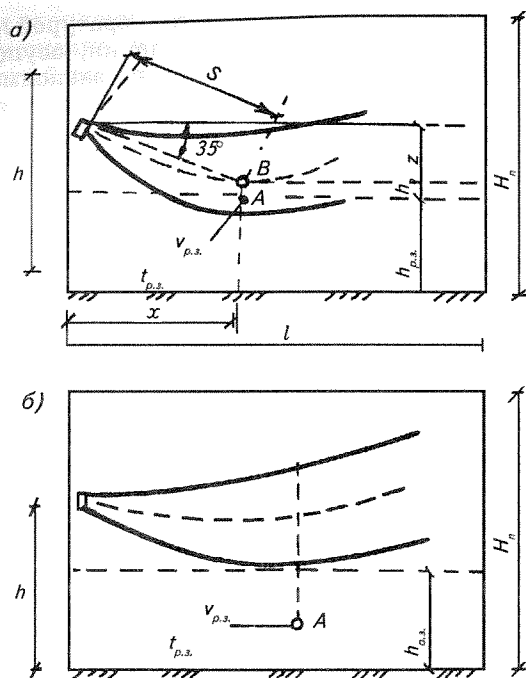


Рис. 4.29. Подача нагретого воздуха воздушно-отопительными агрегатами, установленными на высоте h : наклонная (а) и горизонтальная (б) подача

выше рабочей зоны (рис. 4.29). Предпочтение отдается подаче нагретого воздуха наклонными струями. В помещениях со значительными объемами отопительные агрегаты размещают таким образом, чтобы в результате работы агрегатов создавалось свободное развитие воздушных струй в помещении на расстояниях $b \leq 3H_{\text{п}}$ ($H_{\text{п}}$ — высота помещения) для параллельных струй (рис. 4.30, а), $b \leq 10H_{\text{п}}$ для неполных вверных струй (рис. 4.30, б).

При наклонной подаче воздуха необходимо учитывать, что расстояние между агрегатами должно соответствовать значению $b = (0,5 + 2)l$, где l — рекомендуемая справочной литературой протяженность зоны обслуживания одним агрегатом (для агрегата А02-4 $l = 9 + 12$ м). Протяженность зоны обслуживания одним агрегатом для отапливаемого помещения при сосредоточенной подаче нагретого воздуха проверяют по зависимости

$$l \leq 0,7m(bH_{\text{п}})^{0,5}, \quad (4.113)$$

где m — скоростной коэффициент воздушной струи, для агрегата А02 $m = 4,5$, для агрегата СТД-300 $m = 6$; b — расстояние между агрегатами, м; $H_{\text{п}}$ — высота помещения, м.

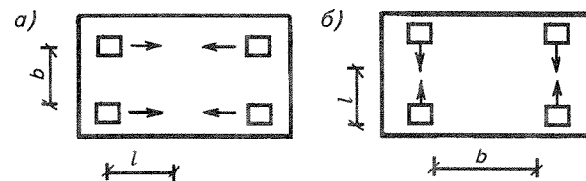


Рис. 4.30. Расположение воздушно-отопительных агрегатов

Так как тепловая мощность агрегата, которая указывается в паспорте на агрегат, в силу ряда эксплуатационных условий, не может поддерживаться в процессе эксплуатации в строго определенном значении, рекомендуется применять при расчете местного воздушного отопления коэффициенты запаса.

Таким образом, количество воздушно-отопительных агрегатов, необходимых для отопления помещений, определяют по формуле

$$N_{\text{агр}} = k \frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\text{агр}}}, \quad (4.114)$$

где k — коэффициент запаса, при расчетах принимают $k = 1,1 + 1,3$; $Q_{\text{п}}$ — теплототери помещения, Вт; $Q_{\text{агр}}$ — тепловая мощность агрегата, Вт.

Центральное воздушное отопление

Центральное воздушное отопление применяют в помещениях агропромышленного комплекса при наличии центральной системы приточной вентиляции, которая должна содержать фильтр, основной и резервный вентилятор, воздухопроводы и калориферы, рассчитанные на тепловую мощность системы отопления.

Нагретый воздух из системы подается в обогреваемое помещение преимущественно сосредоточенной подачей одной или несколькими горизонтальными струями. При такой подаче начальная температура нагретого воздуха не должна превышать следующего значения:

$$t_{\text{г}} \leq t_{\text{в}} + \frac{1300v_0^2 F_0^{0,5}}{mnbH_{\text{п}}}, \quad (4.115)$$

где v_0 — начальная скорость подаваемого воздуха, м/с; F_0 — площадь воздухораспределяющего устройства, м²; $H_{\text{п}}$ — высота помещения, м; b — расстояние между воздухораспределительными устройствами, м; m и n — скоростной и температурный коэффициенты воздушной струи, зависящие от конструкции воздухораспределительного устройства (табл. 4.7).

Таблица 4.7
Значения скоростного и температурного коэффициентов
воздухораспределителей

Воздухораспределитель	m	n
Цилиндрическая труба	6,8	4,8
Цилиндрическая труба с конфузорм	7,7	5,5
Цилиндрическая труба с сеткой	6,0	4,5
Решетка воздухоприточная регулируемая типа РР	4,5	3,2
Воздухораспределитель типа ВГК	6,2	5,1
Воздухораспределитель типа ВСП	5,7	3,8

Воздух при сосредоточенной подаче, если высота помещения H_n менее 8 м, выпускается поступающими струями, а при высоте более 8 м — ненастилающими струями с расположением воздухораспределителя на высоте не менее

$$h = h_{p.з} + 0,3(bH_n), \quad (4.116)$$

где b — расстояние между воздухораспределителями, м; $h_{p.з}$ — высота рабочей зоны, м.

При сосредоточенной подаче воздуха необходимо, чтобы скорость движения обратного потока (после точки А — рис. 4.29) воздуха в рабочей зоне удовлетворяла следующей зависимости:

$$v_{p.з} = kv_0 \left(\frac{F_0}{bH_n} \right)^{0,5} \leq 0,7 \text{ м/с}, \quad (4.117)$$

где k — поправочный коэффициент, учитывающий число воздухораспределительных устройств, расположенных в один ряд (для двух агрегатов $k = 1,15$, для четырех $k = 1,05$, для десяти $k = 0,9$).

При этом избыточная температура обратного потока воздуха (воздуха, поднимающегося из рабочей зоны) не должна превышать значения:

$$\Delta t_{обр} = 1,4(t_r - t_b) \left(\frac{F_0}{bH_n} \right)^{0,5} \leq 2^\circ \text{C}. \quad (4.118)$$

Для центральных отопительно-вентиляционных систем, подающих воздух в различные помещения, часто требуется подавать воздух в помещения с неодинаковой температурой. Хотя технически это не представляет трудности (при необходимости можно установить доводчики), желательно подавать воздух системой воздушного отопления с одинаковой температурой.

Расход теплоты в системах воздушного отопления определяют в зависимости от конструкции системы: для системы с частичной рециркуляцией

$$Q = c \left[(G_{г.в} - G_{вент}) (t_r - t_b) + G_{вент} (t_r - t_n) \right]; \quad (4.119)$$

для прямоточных систем теплотраты определяют по формуле (4.110), а для рециркуляционных систем — по формуле (4.109).

Воздушно-тепловые завесы

Для локального нагрева часто используют воздушно-тепловые завесы, которые нагревают холодный воздух, протекающий снаружи, а также отсекают холодные массы наружного воздуха от воздушного пространства помещений в технологических проемах, дверях, воротах при их открытии. В настоящее время для ворот и технологических проемов применяют высокоскоростные воздушные завесы шиберующего типа ($v \geq 25$ м/с), а для дверей — воздушно-тепловые завесы смешительного типа ($v \leq 8$ м/с). В данном учебнике рассмотрим только воздушно-тепловые завесы смешительного типа.

Воздушно-тепловую завесу рассчитывают на определенную тепловую мощность

$$Q_{вх} = G_{вх} c (t_b - t_n) = G_3 c (t_r - t_b), \quad (4.120)$$

где $G_{вх}$ — количество холодного наружного воздуха, поступающего в помещение через вход, кг/с; c — теплоемкость воздуха, $c = 1005$ Дж/(кг · °С); G_3 — количество нагретого воздуха с температурой t_r , кг/с; t_n и t_b — температуры наружного воздуха и воздуха в помещении, °С.

Формула (4.120) справедлива при условии того, что в тепловую завесу забирается воздух помещения с температурой t_b . При использовании тепловых завес иногда решают двойную задачу: нагрев наружного воздуха и вентиляцию этим воздухом прилегающих ко входу помещений. В этом случае тепловую мощность воздушно-тепловой завесы определяют по уравнению

$$Q_3 = G_{вх} = G c (t_r - t_n). \quad (4.121)$$

В завесах смешительного типа смешиваются холодные потоки воздуха с нагретым воздухом тепловой завесы, в результате чего снаружи в помещение не попадает холодный воздух.

Смесительные воздушно-тепловые завесы рекомендуется устанавливать у наружных дверей общественных и административно-бытовых зданий со значительным числом проходящих людей в течение часа. Установка завес обосновывается также расчетной температурой наружного воздуха (параметры Б).

Количество наружного воздуха $G_{вх}$, поступающего в помещение через вход, определяют в зависимости от размеров входа и времени его открытия. Для входов людей через двери в здания $G_{вх}$ определяют по формуле

$$G_{вх} = 2,5 \cdot 10^{-4} j_{вх} F_{дв} \tau_a N, \quad (4.122)$$

где $G_{\text{вх}}$ — количество наружного воздуха, кг/с; $j_{\text{вх}}$ — удельный поток холодного воздуха, кг/(с · м²); $F_{\text{дв}}$ — площадь открываемой двери или створки двери, м²; τ_3 — эквивалентное время открывания дверей, с; N — число входящих людей через вход в 1 ч; $2,5 \cdot 10^{-4}$ — коэффициент, учитывающий задерживающее влияние фигуры человека, отнесенный к 1 с.

Эквивалентное время τ_3 определяют экспериментально, для расчетов принимают при проходе одного человека через одинарные двери $\tau_3 = 2$ с, через двойные $\tau_3 = 1,5$ с, через тройные двери $\tau_3 = 1,0 + 1,2$ с.

Удельный поток холодного воздуха представляет количественную характеристику воздуха, проникающего в здание через 1 м² открытого проема наружной входной двери:

$$j_{\text{вх}} = v_{\text{вх}} \rho_{\text{н}}, \quad (4.123)$$

где $v_{\text{вх}}$ — средняя скорость движения холодного воздуха в открытом проеме наружной входной двери, м/с; $\rho_{\text{н}}$ — плотность наружного воздуха, кг/м³.

Поток холодного воздуха, проникающего внутрь помещения через открытые проемы, зависит от действия ветра и сил гравитации.

В общем случае совместное действие сил ветровых потоков и сил гравитации можно оценить через разность аэростатических давлений наружного холодного воздуха и воздуха внутри помещений.

Однако, рассчитывая тепловую мощность воздушно-тепловой завесы, действие сил ветра в соответствии с рекомендациями СНиП 2.04.05–86 учитывать не следует. Это объясняется тем, что по результатам многолетних наблюдений скорость ветра с понижением температур в зимнее время в основном резко уменьшается. Анализ аэродинамических свойств строительных конструкций зданий и сооружений позволяет утверждать, что разность давлений, создаваемая ветром во входах, сравнительно невелика даже на наветренной стороне зданий. Данное обстоятельство дает основание выражать расчетную разность давления $\Delta p_{\text{вх}}$ (Па) для зданий через гравитационную разность давлений на уровне середины входных дверей при сбалансированном действии вентиляции в здании следующими зависимостями:

для зданий с числом этажей три и меньше

$$\Delta p_{\text{вх}} = g(H_{\text{зд}} - 0,5h_{\text{дв}})(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}); \quad (4.124)$$

для зданий с числом этажей больше трех

$$\Delta p_{\text{вх}} = 0,5g(H_{\text{зд}} + 2h_{\text{эт}} - h_{\text{дв}})(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}), \quad (4.125)$$

где $H_{\text{зд}}$ — высота здания от поверхности земли до верха карниза, шахты, центра фонаря, м; $h_{\text{эт}}$ — полная высота одного этажа, м;

Таблица 4.8

Значения коэффициента расхода $\mu_{\text{вх}}$ для завес смешивающего типа

Конструкция входа	$\mu_{\text{вх}}$
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 (турникетные)	0,1

$h_{\text{дв}}$ — высота створки входных дверей, м; $\rho_{\text{н}}$ и $\rho_{\text{в}}$ — плотности наружного и внутреннего воздуха, кг/м³.

Расчетная разность давления $\Delta p_{\text{вх}}$ может быть выражена через сопротивление конструкции входа и динамическую составляющую движения воздуха:

$$\Delta p_{\text{вх}} = (1 + \xi_{\text{вх}}) \rho_{\text{н}} \frac{v_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (4.126)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления конструкции входа, определяемый экспериментально.

С учетом уравнения (4.124) справедлива формула

$$\Delta p_{\text{вх}} = (1 + \xi_{\text{вх}}) \frac{j_{\text{вх}}^2}{2\rho_{\text{н}}}. \quad (4.127)$$

Из уравнения (4.127) находим выражение для удельного потока холодного воздуха без учета действия воздушно-тепловой завесы и влияния габаритных размеров вводимой техники или людей, проходящих через вход:

$$j_{\text{вх}} = \left(\frac{2\rho_{\text{н}} \Delta p_{\text{вх}}}{1 + \xi_{\text{вх}}} \right)^{0,5} = \mu_{\text{вх}} (2\rho_{\text{н}} \Delta p_{\text{вх}})^{0,5}. \quad (4.128)$$

Коэффициент расхода воздуха $\mu_{\text{вх}} = 1/(1 + \xi)^{0,5}$ отражает сопротивление воздухопроницанию входа. С увеличением $\mu_{\text{вх}}$ сопротивление воздухопроницанию снижается. Для уменьшения $\mu_{\text{вх}}$ производят конструктивные изменения входа и сооружают двух- и трехдверные входы, делают зигзагообразные входы в здания и т. д. При создании зигзагообразного пути под углом 90° в двухдверном входе с тамбуром коэффициент расхода воздуха уменьшается почти на 30 %, а установка трехдверного входа снижает приток холодного воздуха в помещение почти в два раза.

Некоторые значения коэффициента $\mu_{\text{вх}}$ приведены в табл. 4.8.

Пример 4.7. Рассчитать воздушно-тепловую завесу для входа в трехэтажное здание магазина г. Владимира с потоком людей 500 чел. в час через вход, состоящий из двух дверей, расположенных зигзагообразно в тамбуре под углом

90°, со створками размерами $0,8 \times 2,5$ м. Температура наружного воздуха $t_n = -27^\circ\text{C}$. Температура воздуха в помещении $t_p = 20^\circ\text{C}$.

1. Расчетная разность давления по обе стороны входа [см. формулу (4.124)]

$$\Delta p_{\text{вх}} = 9,8 (3 \cdot 3 - 0,5 \cdot 2,5)(1,437 - 1,205) = 17,6 \text{ Па.}$$

2. Удельный поток холодного воздуха [см. формулу (4.128)]

$$j_{\text{вх}} = 0,55 (2 \cdot 1,437 \cdot 17,6)^{0,5} = 3,9 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

3. Количество холодного воздуха, поступающего в здание [см. формулу (4.122)],

$$G_{\text{вх}} = 2,5 \cdot 10^{-4} \cdot 3,9 \cdot 0,8 \cdot 2,5 \cdot 1,5 \cdot 500 = 1,46 \text{ кг/с.}$$

4. Теплотраты на нагрев холодного воздуха [см. формулу (4.120)]

$$Q = 1,46 \cdot 1005 (20 + 27) = 68\,963 \text{ Вт.}$$

5. Расход холодного воздуха, подаваемого для воздушно-тепловой завесы, нагретого до $t_r = 50^\circ\text{C}$ [см. формулу (4.120)],

$$G_3 = \frac{68\,963}{1005(50 - 20)} = 2,29 \text{ кг/с,}$$

т. е. объем подаваемого воздуха [см. формулу (4.111)]

$$L_3 = 3600 \frac{2,29}{1,098} = 7500 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

5.1. ВИДЫ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

По способу перемещения воздуха системы вентиляции делят на системы с естественным побуждением движения воздуха и системы с искусственным побуждением. В системах с естественным побуждением воздух перемещается за счет гравитационных сил, ветрового давления и их совместного действия. В системах с искусственным побуждением воздух перемещается, как правило, посредством вентилятора, поэтому такие системы чаще называют системами механической вентиляции.

По назначению системы вентиляции подразделяют на приточные, вытяжные и рециркуляционные. Приточные системы подают воздух в помещения или в его отдельные зоны. Вытяжные системы удаляют загрязненный воздух из помещений, отдельных его зон или от оборудования. Рециркуляционные системы перемещают воздух из помещений или его отдельных зон в эти же помещения или его отдельные зоны после соответствующей обработки этого воздуха.

По способу организации воздухообмена и удаления вредных выделений системы вентиляции бывают общеобменные и местные.

При общеобменной вентиляции воздух сменяется во всем объеме помещения или во всей его рабочей зоне, требуемое состояние воздуха обеспечивается во всем объеме помещения или его рабочей зоны. Общеобменную вентиляцию применяют при наличии в помещении рассредоточенных по всей его площади или значительной ее части рабочих мест либо животных, птиц и других открытых источников вредных выделений.

Требуемое состояние воздуха в помещении достигается подачей в помещение свежего, обычно должным образом подготовленного воздуха в количестве, достаточном для разбавления вредных выделений до ПДК во всем объеме рабочей зоны помещения. Воздух, проходя через помещение, ассимилирует вредные выделения и при достижении нормативных значений ПДК удаляется из помещения.

При общеобменной вентиляции поступающий в помещение воздух должен быть распределен так, чтобы весь его объем участвовал в ассимиляции вредных выделений, чтобы равномерным потоком воздуха была охвачена вся рабочая зона помещения, чтобы не было застойных зон с повышенной концентрацией вредных примесей и повышенных скоростей движения воздуха в помещении.

Местная вентиляция действует только в части помещения в части его рабочей зоны. Применяют ее в том случае, если не требуется обеспечивать должное состояние воздуха во всем помещении или рабочей зоне, если нормируется состояние воздуха только на отдельных участках помещения или на фиксированных рабочих местах либо если необходимо удалять вредные выделения непосредственно от мест их образования.

Местные приточные системы подают воздух непосредственно на рабочее место или в определенную зону помещения. Местные вытяжные системы применяют для удаления загрязненного воздуха непосредственно от источника вредных выделений.

Воздух в системах вентиляции перемещается по каналам или без каналов, например, через проемы в ограждениях.

В сооружениях агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства применяют:

общеобменные приточные и вытяжные системы вентиляции с естественным и механическим побуждением движения воздуха;

местные приточные системы вентиляции с механическим побуждением движения воздуха;

местные вытяжные системы вентиляции с естественным и механическим побуждением движения воздуха.

Естественная вентиляция

Системы вентиляции с естественным побуждением движения воздуха могут обеспечивать организованное и неорганизованное проветривание помещений. В таких системах воздух перемещается под действием естественных сил природы — ветрового и гравитационного давлений.

Гравитационное давление возникает вследствие разности удельных весов воздуха внутри помещения и снаружи, которая, в свою очередь, обуславливается разницей температур воздуха в помещении и снаружи его. Если температура воздуха в помещении выше температуры наружного воздуха, то в помещении создается тепловое давление, которое в верхней части помещения больше, чем снаружи, а в нижней части, наоборот, меньше, чем снаружи. Вследствие разности давлений у вертикального ограждения помещения воздух, находящийся в верхней части, стремится выйти из помещения наружу, а в нижней части — снаружи проникнуть в помещение. Вот это давление, под воздействием которого происходит такое перемещение воздуха, называется гравитационным.

Гравитационное давление определяют как произведение разности удельных весов наружного и удаляемого из помещения воздуха на расстояние по вертикали от центра вентиляционного отверстия в помещении до центра воздуховыбросного отверстия (рис. 5.1):

$$H = h (\rho_n - \rho_v), \quad (5.1)$$

где h — расстояние по вертикали от центра вентиляционного отверстия до центра воздуховыбросного отверстия, м; ρ_n и ρ_v — удельные веса наружного и удаляемого воздуха, Н/м³.

Гравитационное давление — постоянно действующий фактор, изменяющийся лишь по значению.

Ветровым называется давление, оказываемое ветром на поверхность обдуваемых предметов. При набегаии воздушного потока на препятствие динамическое давление преобразуется в статистическое. При этом с наветренной стороны создается избыточное давление, а с заветренной — разрежение. Возникающий таким образом перепад давления вызывает перемещение воздуха через неплотности, щели и отверстия в ограждениях или движение воздуха по каналам. Ветровое давление

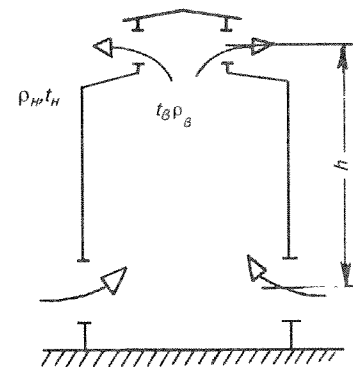


Рис. 5.1. Аэрация здания под воздействием гравитационного давления ($t_n < t_v$)

$$H_v = A \frac{\rho v^2}{2}, \quad (5.2)$$

где A — аэродинамический коэффициент, показывающий, какая доля динамического давления преобразовалась в статическое при взаимодействии воздушного потока с ограждением здания; v — скорость ветра, м/с.

Обычно давление, создаваемое естественными силами, невелико, и поэтому за счет него оказывается возможным осуществлять общеобменную вентиляцию или отсасывание воздуха в местных вытяжных системах при небольшой протяженности каналов (воздуховодов), а также через открываемые отверстия в ограждениях. Это давление зависит от состояния наружного воздуха (температуры, скорости и направления ветра), поэтому интенсивность смены воздуха в помещениях при естественной вентиляции оказывается зависимой от внешних факторов. Это является существенным недостатком естественной вентиляции.

В сооружениях агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства применяют общеобменную и местную, приточную и вытяжную, каналную и бесканальную естественную вентиляцию. На рис. 5.1 представлена схема общеобменной естественной вентиляции однопролетного здания. Вследствие различия гравитационного давления для отверстий, расположенных на различных уровнях, перемещение воздуха через помещения при $t_n < t_v$ происходит так, как показано на схеме. Через нижние отверстия поступает в помещение наружный воздух, а через верхние отверстия выходит загрязненный воздух.

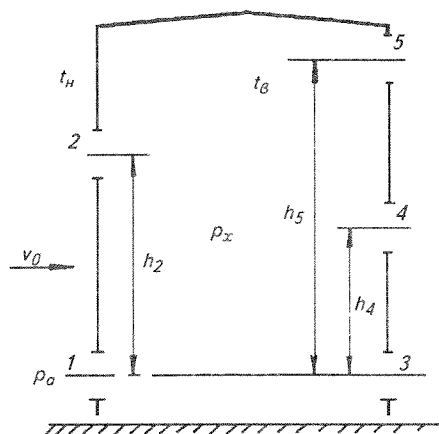


Рис. 5.2. Расчетная схема аэрации здания

В помещениях животноводческих комплексов в переходный период года применяют активную аэрацию помещений. Для этого открывают оконные проемы и ворота, через которые поступает свежий и удаляется загрязненный воздух. Важно, чтобы подвижность воздуха в зоне содержания животных не превышала допустимую норму.

Аэрацию широко применяют для вентиляции помещений с большими избытками тепла. В таких помещениях не возникает опасности переохлаждения в зимний период. Кроме того, разность плотностей нагретого внутреннего и холодного наружного воздуха обеспечивает создание необходимого гравитационного давления. Основным видом вредных выделений, на которые рассчитывается аэрация, является избыточная теплота, поэтому максимальное количество воздуха при аэрации требуется в летний период, когда гравитационное давление вследствие незначительного различия температур внутреннего и наружного воздуха весьма мало. Зимой вследствие увеличения гравитационного давления требуемый воздухообмен достигается при меньшей площади отверстий.

Расход воздуха через отверстие в ограждении

$$L = \mu F v = \mu F \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (5.3)$$

где μ — коэффициент расхода воздуха, зависящий от конструктивных форм отверстия; F — площадь сечения отверстия, м^2 ; v — скорость движения воздуха в отверстии; м/с ; Δp — перепад давления по обе стороны стенки, Па ; ρ — плотность воздуха, кг/м^3 .

Значение коэффициента расхода воздуха μ для проемов в ограждениях помещений колеблется в пределах от 0,6 до 0,7.

Естественная вентиляция, при которой воздух поступает в помещение и удаляется из него через специально предусмотренные отверстия в наружных ограждениях, называется организованным проветриванием, или аэрацией. Воздух, поступающий в помещение при аэрации, обработке не подвергается, но его количество при данном состоянии наружного воздуха можно регулировать за счет изменения площади отверстия их прикрытия.

В условиях стационарного режима вентиляции количество поступающего в помещение воздуха $G_{\text{пр}}$ (кг/с) равно количеству удаляемого из помещения воздуха $G_{\text{ух}}$ (кг/с), т. е. $G_{\text{пр}} = G_{\text{ух}}$, или

$$\mu_{\text{пр}} F_{\text{пр}} \rho_{\text{н}} v_{\text{пр}} = \mu_{\text{ух}} F_{\text{ух}} \rho_{\text{в}} v_{\text{ух}}, \quad (5.4)$$

где $\rho_{\text{н}}$ и $\rho_{\text{в}}$ — плотности приточного и удаляемого воздуха.

Перепад давления определяют исходя из следующих положений. На уровне нижнего отверстия принимают давление снаружи отверстия равным атмосферному давлению p_a (рис. 5.2). Давление воздуха в помещении принимают условным, равным p_x , и считают его неизменным по высоте помещения, т. е. одинаковым для всех отверстий помещения. С учетом гравитационного при $t_{\text{в}} > t_{\text{н}}$ и ветрового при v_0 давлений перепад давления у отверстия 1

$$\Delta p_1 = p_a - A_1 \frac{v_0^2 \rho_{\text{н}}}{2} - p_x, \quad (5.5)$$

у отверстия 2

$$\Delta p_2 = p_x - \left[p_a + A_2 \frac{v_0^2 \rho_{\text{в}}}{2} - h(\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) \right]. \quad (5.6)$$

Здесь A_1 и A_2 — аэродинамические коэффициенты для наветренной и подветренной сторон здания; $\gamma_{\text{н}}$ и $\gamma_{\text{в}}$ — удельные веса наружного и уходящего из помещения воздуха, Н/м^3 .

Расход воздуха через отверстие 1

$$G_1 = \mu_1 F_1 \rho_{\text{н}} \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{н}}} \left(p_a + A_1 \frac{v_0^2 \rho_{\text{н}}}{2} - p_x \right)}, \quad (5.7)$$

через отверстие 2

$$G_2 = \mu_2 F_2 \rho_{\text{в}} \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{в}}} \left[p_x - p_a - A_2 \frac{v_0^2 \rho_{\text{н}}}{2} + h(\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) \right]}. \quad (5.8)$$

Приравняв $G_1 = G_2$, находят значение p_x . Получив значение p_x , вычисляют G_1 и G_2 .

При наличии большого числа отверстий в ограждениях однопролетного здания (рис. 5.2) составляют уравнение баланса воздуха $G_{\text{пр}} = G_{\text{ух}}$, предварительно распределив отверстия на приточные и вытяжные. Например, считаем отверстия 1, 2 и 3 приточными, отверстия 4 и 5 вытяжными. Тогда уравнение баланса расхода воздуха

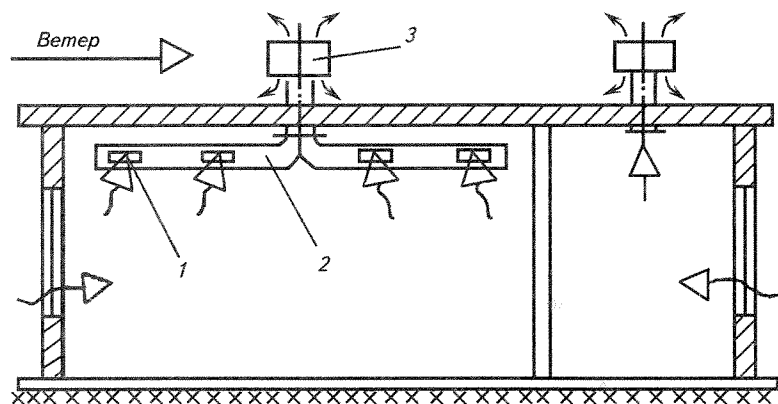


Рис. 5.3. Естественная вентиляция здания под действием ветра:

1 — отверстие; 2 — воздуховод; 3 — дефлектор

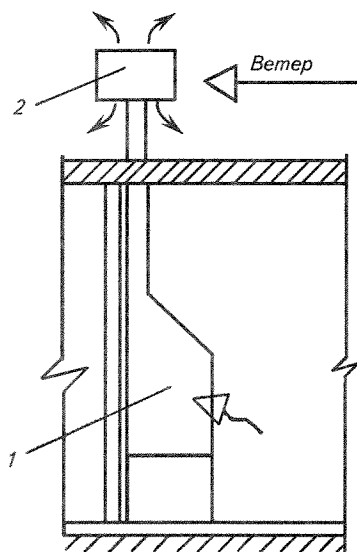


Рис. 5.4. Местная вытяжная система естественной вентиляции:

1 — вытяжной шкаф; 2 — дефлектор

$$\mu_1 F_1 \rho_H \sqrt{\frac{2g}{\gamma_H} \left(p_a + A_1 \frac{v_0^2 \gamma_H}{2g} - p_x \right)} +$$

$$+ \mu_2 F_2 \rho_H \sqrt{\frac{2g}{\gamma_H} \left[p_a + A_2 \frac{v_0^2 \gamma_H}{2g} - h_2 (\gamma_H - \gamma_B) - p_x \right]} +$$

$$+ \mu_3 F_3 \rho_H \sqrt{\frac{2g}{\gamma_H} \left[p_a + A_3 \frac{v_0^2 \gamma_H}{2g} - p_x \right]} =$$

$$= \mu_4 F_4 \rho_H \sqrt{\frac{2g}{\gamma_B} \left[p_x - p_a - A_4 \frac{v_0^2 \gamma_H}{2g} + h_4 (\gamma_H - \gamma_B) \right]} +$$

$$+ \mu_5 F_5 \rho_H \sqrt{\frac{2g}{\gamma_B} \left[p_x - p_a - A_5 \frac{v_0^2 \gamma_H}{2g} + h_5 (\gamma_H - \gamma_B) \right]}.$$

Зная площади F , коэффициенты μ величины ρ_B , ρ_H , γ_B , γ_H , и приняв $p_a = 0$, находят значение p_x из уравнения баланса расхода

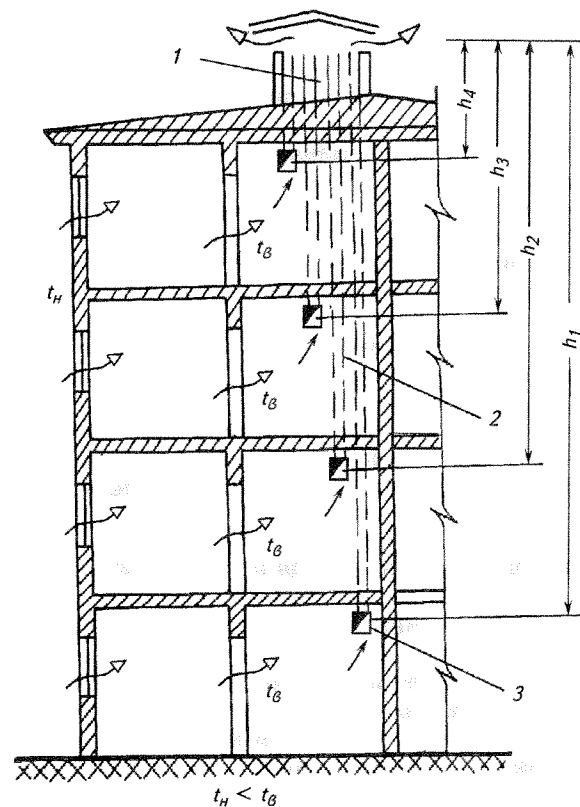


Рис. 5.5. Естественная гравитационная система вентиляции помещений многоэтажного здания:

1 — воздуховыбросная шахта; 2 — каналы; 3 — воздухоприемное отверстие

воздуха, после чего вычисляют расход воздуха через каждое отверстие. Баланс воздуха будет свидетельствовать о правильном разделении отверстий на приточные и вытяжные. Если баланса нет, то надо снова разделить отверстия на приточные и вытяжные, составить уравнение баланса и решение повторить.

В системе общеобменной естественной вентиляции здания, показанной на рис. 5.3, используют ветровое давление. Ветер обдувает специальное устройство — дефлектор, позволяющий создавать разрежение при любых направлениях ветра. К отверстию дефлектора может быть присоединена сеть воздуховодов, через которую из различных точек помещения удаляется загрязненный воздух. Дефлекторы применяют в системах общеобменной вентиляции, а также для обеспечения местных отсосов воздуха. Пример местной вытяжной естественной вентиляции показан на рис. 5.4. Местная система удаляет загрязненный воздух из вытяжного шкафа. Воздух вытягивается за счет ветрового давления через дефлектор.

Для вентиляции жилых, общественных и некоторых производственных зданий применяют каналные гравитационные системы естественной вентиляции (рис. 5.5). В таких системах воздух удаляется из помещения по специальным каналам под действием гравитационного давления. Компенсация удаляемого воздуха осуществляется наружным воздухом, поступающим в помещение через неплотности или отверстия в ограждениях.

Гравитационные каналные системы естественной вентиляции широко применяются благодаря простоте их устройства, незначительным капитальным затратам по их возведению и мизерным эксплуатационным затратам.

Однако зависимость воздухообмена от параметров наружного воздуха не позволяет с помощью этих систем обеспечивать строго заданные параметры воздуха в помещениях.

Кроме того, радиус действия (транспортирования воздуха по горизонтальным каналам) гравитационных каналных систем из-за ограниченности гравитационного давления невелик.

Механическая (искусственная) вентиляция

Воздух в системах механической вентиляции перемещается с помощью специальных машин, называемых вентиляторами.

В отличие от естественной вентиляции системы механической вентиляции обеспечивают подачу воздуха на значительные расстояния непосредственно к рабочим местам или в определенную зону помещения в заданных количествах с необходимыми скоростями выпуска его, а также удаление воздуха из определенных мест помещения в необходимых объемах.

Воздух, подаваемый в помещения и удаляемый из них, может подвергаться необходимой обработке. Для этих целей в состав систем с механическим побуждением движения воздуха вклю-

чают комплекс оборудования. Количество подаваемого в помещения воздуха системами механической вентиляции и удаляемого из помещений не зависит от состояния наружного воздуха. Радиус действия таких систем определяется давлением, создаваемым вентилятором, и может быть весьма большим. Известны системы, в которых расстояние от вентилятора до наиболее удаленных точек сети воздуховодов составляет сотни метров.

Системы механической вентиляции применяют в тех случаях, если количество и токсичность вредных выделений требуют постоянной интенсивности смены воздуха в помещении независимо от внешних метеорологических условий, а также в случаях, если в помещении нет значительных избытков теплоты, необходимых для подогрева холодного наружного воздуха, поступающего в помещение при естественной вентиляции.

В сооружениях агропромышленного комплекса и коммунального хозяйства применяют каналные и бесканалные системы механической вентиляции, приточные и вытяжные, обеспечивающие общеобменную и местную вентиляцию. Очень часто здания имеют разнохарактерные помещения, образующие так называемую «чистую» и «грязную» зоны, причем воздух из помещений грязной зоны не должен попадать в чистую зону. В таких случаях отдельные помещения в зависимости от их назначения и характера вредных выделений оборудуют только приточной или только вытяжной системой. При этом часть помещений может иметь приточную и вытяжную системы.

На рис. 5.6 изображена принципиальная схема каналной общеобменной вентиляции с механическим побуждением движения воздуха.

Помещение I оборудовано только приточной системой, подающей в помещение расчетное количество воздуха. В общем случае в состав приточной системы вентиляции входят оборудование и устройства, забирающие наружный воздух, очищающие его от пыли, вредных веществ, паров и газов, нагревающие, перемещающие его по сети воздуховодов и подающие воздух в помещения в расчетных количествах. Поступающий в помещение воздух ассимилирует вредные выделения, разбавляет их до ПДК. Загрязненный воздух удаляется через неплотности в ограждениях или через специально устраиваемые для этой цели отверстия и каналы либо наружу, либо в соседние помещения. Воздух удаляется под действием давления, создаваемого приточной системой. В установившемся состоянии количество подаваемого воздуха равно количеству удаляемого независимо от суммарной площади неплотностей или отверстий в ограждениях.

Приточную вентиляцию применяют для помещений чистой зоны, которые нужно оградить от проникания в них вредных газов из соседних помещений или холодного наружного воздуха.

Помещение II оборудовано приточной и вытяжной системами, с помощью которых организовано подается и удаляется воздух. В зависимости от соотношения количеств приточного и удаляе-

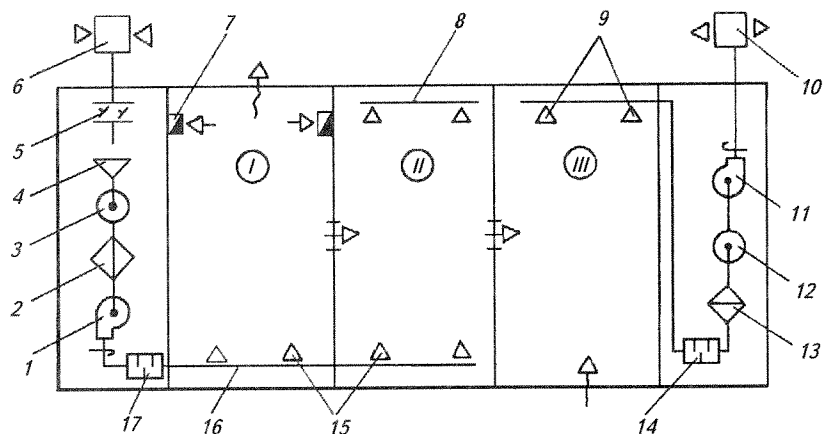


Рис. 5.6. Принципиальная схема общеобменной механической вентиляции:

1 — вентилятор приточной системы; 2 — воздушонагревательная установка; 3 — фильтр для очистки воздуха от вредных паров и газов; 4 — фильтр для очистки воздуха от пыли; 5 — утепленный клапан; 6 — воздуховозаборное устройство; 7 — канал для удаления воздуха; 8 — воздуховод вытяжной системы; 9 — воздухоприемные отверстия; 10 — воздуховыбросное отверстие; 11 — вентилятор вытяжной системы; 12 — фильтр для очистки удаляемого воздуха от вредных паров и газов; 13 — фильтр для очистки удаляемого воздуха от пыли; 14, 17 — шумоглушители; 15 — воздухоораздаточные устройства; 16 — воздуховод приточной системы

мого воздуха в помещениях могут быть созданы подпор или разрежение. Устройство в одном помещении приточной и вытяжной систем обеспечивает наиболее организованное движение воздуха в нем и, как правило, применяется для помещений с большим расходом вентиляционного воздуха.

Помещение III оборудовано только вытяжной вентиляцией, состоящей из воздухоприемных устройств, воздуховодов, устройств для очистки удаляемого воздуха от загрязняющих атмосферу веществ, вентилятора и воздуховыбросного устройства. С помощью такой системы загрязненный воздух забирается в расчетных количествах из определенных мест помещения, при необходимости очищается от вредных примесей, выброс которых в атмосферу недопустим.

Применение только вытяжной системы без организованной подачи воздуха в помещение создает в вентилируемых помещениях разрежение по отношению к соседним помещениям и атмосфере. Вследствие этого разрежения удаляемый из помещения воздух компенсируется наружным воздухом, поступающим в помещение через неплотности и отверстия в наружных ограждениях, или воздухом, поступающим из соседних помещений. Устройство только вытяжных систем необходимо для помещений, из которых загрязненный воздух не должен попадать в соседние помещения. К числу таких помещений, оборудуемых только вытяжными системами, относятся химические лаборатории, кухни, санузлы и т. п.

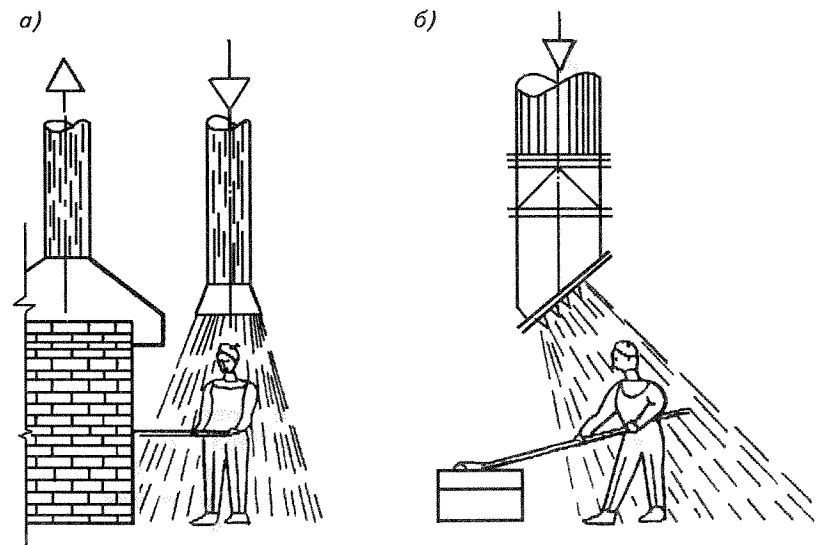


Рис. 5.7. Воздушный душ: вертикальный (а); наклонный (б)

Неорганизованный приток холодного наружного воздуха через неплотности в ограждениях обуславливает охлаждение помещений, а при больших количествах поступающего воздуха создает сквозняки. Кроме того, если наружный воздух загрязнен, он поступает в помещение без очистки. Если холодный наружный воздух поступает через неплотности в ограждениях, охлаждение помещения компенсируется увеличением теплоотдачи системы отопления. Возможная недоброкачественность засасываемого воздуха и холодное дутье не могут быть ликвидированы, что учитывается при устройстве вытяжных систем и их эксплуатации.

Кроме систем общеобменной вентиляции применяют местные системы механической вентиляции, реже приточные, чаще вытяжные. Местные приточные системы подают воздух в определенную зону помещения (чаще всего на рабочее место), в пределах которой создаются условия, отличающиеся от условий в остальном объеме помещения и удовлетворяющие требованиям к воздуху этой зоны.

К местным приточным системам вентиляции относятся воздушные души, воздушные и воздушно-тепловые завесы.

Воздушный душ (рис. 5.7) представляет собой направленный на рабочее место поток воздуха. В зоне действия воздушного душа создаются условия, благоприятные для человека по температуре, влажности, подвижности и чистоте воздуха и отличающиеся от условий во всем остальном объеме помещения. Воздушный душ устраивают на фиксированных рабочих местах, в ограниченных зонах преимущественного пребывания работающих и в местах отдыха в производственных помещениях с большими тепловыде-

лениями. В таких помещениях воздушное душирование является наиболее эффективным мероприятием для создания на постоянных рабочих местах требуемых метеорологических условий. Особенно эффективно применение воздушных душей при тепловом облучении рабочих.

Для воздушного душа используют наружный воздух или воздух, забираемый из помещения. В обоих случаях исходный воздух подвергается соответствующей обработке для придания ему необходимых параметров.

Иногда применяют передвижные душирующие установки. В передвижных установках используется воздух, забираемый из помещений и обрабатываемый распылением воды в потоке выходящего из установки воздуха. Испаряющаяся вода снижает температуру воздуха.

Охлаждающий эффект воздушного душирования зависит от разности температур тела человека и потока воздуха, а также от скорости обтекания воздухом охлаждаемого тела.

Воздушно-тепловые завесы (рис. 5.8) устраивают для предотвращения поступления в здания холодного наружного воздуха че-

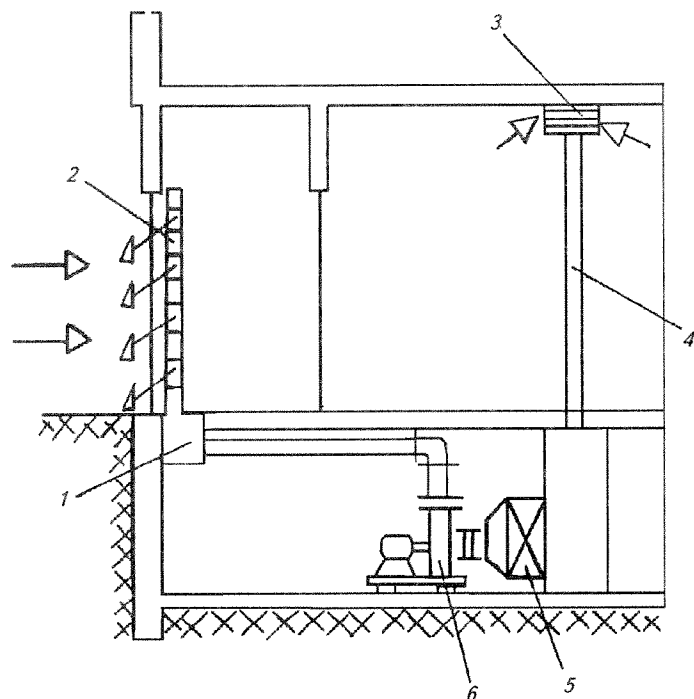


Рис. 5.8. Воздушно-тепловая завеса:

1 — канал; 2 — воздуховод равномерной раздачи воздуха; 3 — воздухозаборное отверстие; 4 — воздуховод; 5 — воздушнонагреватель; 6 — вентилятор

рез проходы или проемы в ограждениях, которые в соответствии с технологическим процессом должны быть постоянно или в течение длительного времени открытыми (ворота производственных цехов, входы в вестибюли общественных зданий и т. п.). Такие завесы позволяют поддерживать в помещениях в холодный период года требуемый температурный режим без значительного расхода теплоты на нагрев врывающегося холодного воздуха.

Воздушные завесы (без подогрева воздуха) устраивают между помещениями с одинаковыми или близкими тепловыми режимами. Их используют для предотвращения поступления воздуха через открытые ворота и двери из одних помещений, в которых выделяются вредные пары или газы, в другие, где таких выделений нет.

На рис. 5.8 показана одна из возможных схем устройства воздушно-тепловых завес. Воздух забирается из верхней зоны вестибюля, подогревается в воздушнонагревателе до температуры 50 °С, подается вентилятором в воздуховод равномерной раздачи и далее через воздуховод равномерной раздачи выпускается в непосредственной близости от открываемых дверей. Образовавшаяся плоская струя создает вертикальную воздушную завесу, которая препятствует прониканию наружного холодного воздуха через открытый проем. Воздух может выпускаться снизу у двери или сбоку. Воздух, забираемый в завесу из вестибюля, компенсируется приточной вентиляцией.

Местные вытяжные системы вентиляции применяют для улавливания и удаления вредных выделений непосредственно от мест их образования, чтобы не допустить их распространения по помещению.

Они обеспечивают локализацию вредных выделений у места их образования и удаление загрязненного воздуха за пределы помещения с концентрациями, более высокими, чем при общеобменной вентиляции. Это позволяет удалить вредные выделения меньшим объемом воздуха, сократить воздухообмен и тем самым снизить расходы на обработку воздуха.

Количество загрязненного воздуха, удаляемого местной вытяжной системой, компенсируется равным количеством наружного воздуха, поступающим в помещение организованно или неорганизованно через неплотности в наружных ограждениях. Загрязненный воздух транспортируется по вытяжному воздуховоду и затем выбрасывается в атмосферу непосредственно или после предварительной очистки. Вытяжка может быть как механической, так и естественной.

Пример местной вытяжной системы с естественным побуждением представлен на рис. 5.4. На рис. 5.9 показана принципиальная схема местной вытяжной вентиляции с механическим побуждением. Основными элементами такой системы являются устройства для приема загрязненного воздуха, вентилятор, уст-

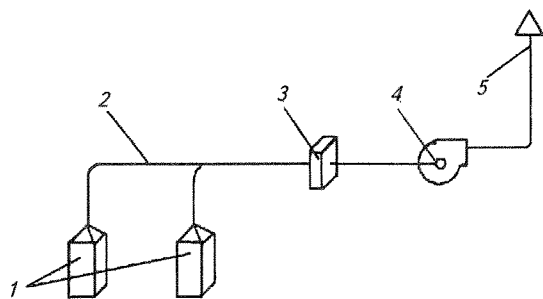


Рис. 5.9. Принципиальная схема местной вытяжной вентиляции с механическим побуждением движения воздуха:

1 — устройство для приема загрязненного воздуха; 2 — воздуховод; 3 — устройство для очистки воздуха; 4 — вентилятор; 5 — воздуховыбросная шахта

ройство для очистки воздуха, воздуховоды и воздуховыбросная шахта.

Воздухоприемные устройства конструктивно оформляются в виде разнообразных укрытий источников вредных выделений. Применяют укрытия открытые и полукрытые. К открытым относятся укрытия, находящиеся за пределами источника вредных выделений — над ним или сбоку от него.

Примерами таких укрытий являются вытяжные зонты, боковые, бортовые и кольцевые отсосы. Укрытия, внутри которых находится источник вредных выделений, называются полукрытыми. Такие укрытия имеют открытый проем или отверстие. К ним относятся вытяжные шкафы, вентилируемые кабины для пульверизационной окраски, фасонные укрытия различных станков (заточных, шлифовальных, деревообрабатывающих). В настоя-

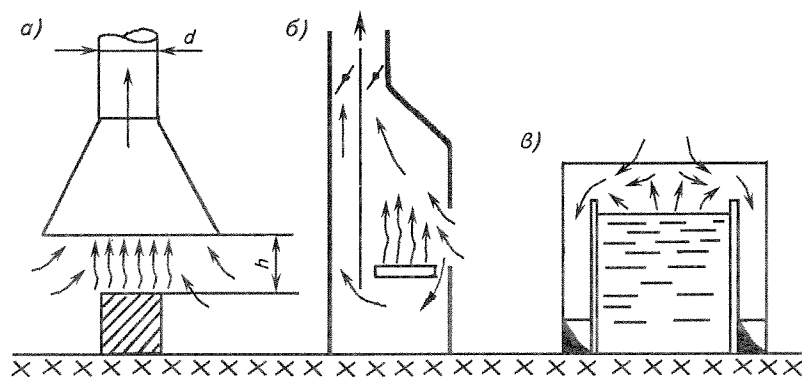


Рис. 5.10. Воздухоприемные устройства местных вытяжных систем: вытяжной зонт (а); вытяжной шкаф (б); бортовой отсос (в)

щее время некоторые виды технологического оборудования выпускаются со встроенными приемниками вредных выделений. Таковы, например, окрасочные и сушильные камеры, деревообрабатывающие, шлифовальные и полировальные станки.

На рис. 5.10 показаны схемы некоторых укрытий местных вытяжных систем.

5.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Конструктивное оформление систем вентиляции определяется видом систем и их назначением. Приточные системы с механическим побуждением движения воздуха состоят из следующих конструктивных элементов (см. рис. 5.6): воздухоприемного устройства для забора наружного воздуха; приточной камеры, в которой размещаются вентилятор с электродвигателем и аппараты для обработки воздуха (фильтры для очистки наружного воздуха от пыли, вредных веществ, паров и газов, калориферы для нагрева воздуха и др.); шумоглушителей; сети воздуховодов, по которым приточный воздух от вентилятора направляется в помещения; воздухораспределительных устройств, через которые воздух поступает в помещения; жалюзийных и декоративных решеток или сеток, устанавливаемых на выходе воздуха из приточных отверстий; регулирующих устройств (дроссель-клапаны, задвижки, шиберы, вентиляционные заслонки и др.), располагаемых в приточных отверстиях и на ответвлениях воздуховодов.

Вытяжные системы с механическим побуждением движения воздуха состоят из следующих конструктивных элементов (см. рис. 5.6): вытяжных отверстий, снабженных жалюзийными решетками или сетками; воздухоприемников различной конструкции; воздуховодов, по которым воздух, удаляемый из помещений, движется в вытяжную камеру или к вентилятору; вытяжной камеры, в которой устанавливается вентилятор с электродвигателем; устройств для очистки воздуха, выбрасываемого в атмосферу или возвращаемого на повторное использование (рециркуляцию); вытяжной шахты для удаления воздуха в атмосферу; регулирующих устройств.

Конструктивными элементами вытяжных канальных систем с естественным побуждением воздуха являются воздухоприемные отверстия с решетками, вертикальные каналы, вытяжная шахта, завершаемая иногда дефлектором.

Устройства, забирающие воздух, в системах механической вентиляции выполняют в виде отдельно стоящих или приставных шахт, а также в виде отверстий в ограждениях зданий (рис. 5.11). Конструктивное оформление шахт и отверстий выбирают в соответствии с архитектурой здания.

Воздухозаборные устройства располагаются так, чтобы в них поступал незагрязненный наружный воздух. Отверстия для за-

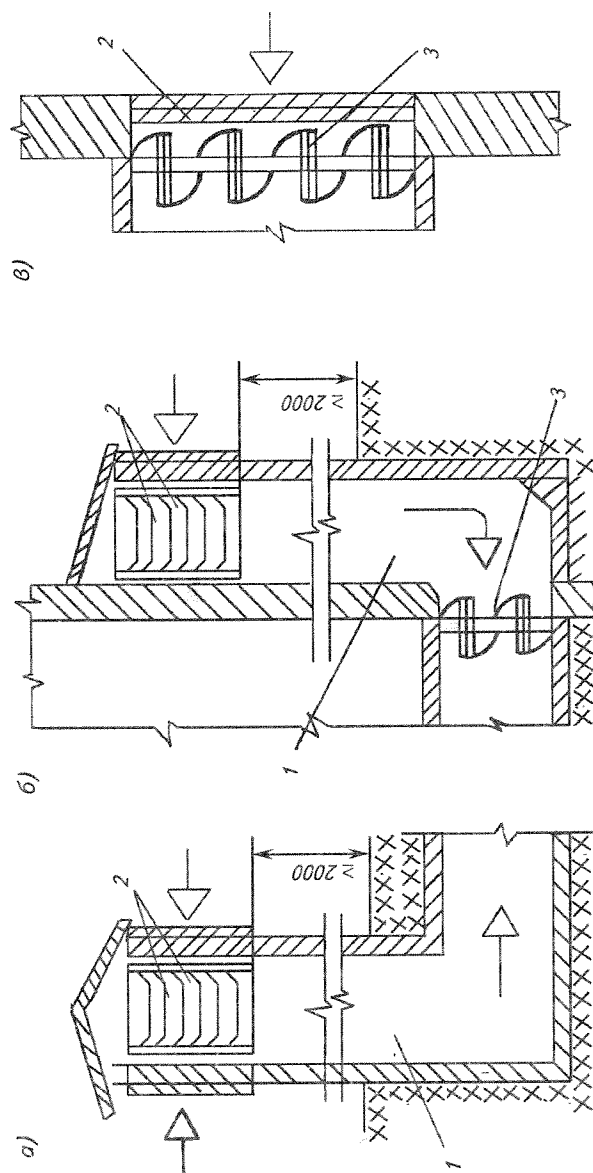


Рис. 5.11. Воздухозаборные устройства приточных систем вентиляции: отдельно стоящая шахта (а); приставная шахта (б); отверстие в стене (в):
1 — канал; 2 — жалюзийная решетка; 3 — утепленный клапан

бора воздуха располагаются на высоте не менее 2 м от уровня земли (до низа проема) и снабжаются жалюзийной решеткой. Если воздух в нижней зоне загрязнен, воздухозаборное устройство располагают над кровлей здания с таким расчетом, чтобы в него поступал наименее загрязненный воздух. Скорость движения воздуха в воздухоприемных каналах при механической вентиляции принимается в пределах 2 – 6 м/с.

При аэрации воздухозаборные и выбросные устройства выполняют в виде вращающихся фрамуг, открывающихся фонарей, окон и других перекрываемых отверстий.

Вентиляционные камеры — изолированные помещения, в которых размещается оборудование приточных и вытяжных систем вентиляции. Вентиляционные камеры выполняют из негорючих или трудногорючих материалов. Размеры вентиляционных камер должны позволять проведение ремонта, монтажа и наблюдение за работой вентиляционных установок.

Приточные камеры систем механической вентиляции располагаются на чердаках или на технических этажах, а также в специальных помещениях подвалов и на этажах. На рис. 5.12 изображена приточная камера, размещенная на первом этаже общественного здания. Наружный воздух поступает через воздухозаборное отверстие с жалюзийной решеткой, проходит через утепленный клапан и фильтр, подогревается в холодный период года в калорифере и вентилятором подается в приточную систему, предварительно пройдя через шумоглушитель.

Утепленный клапан снабжается ручным или механическим приводом, причем последний блокируется с пусковым приспособлением вентилятора. Когда установка не работает, утеплен-

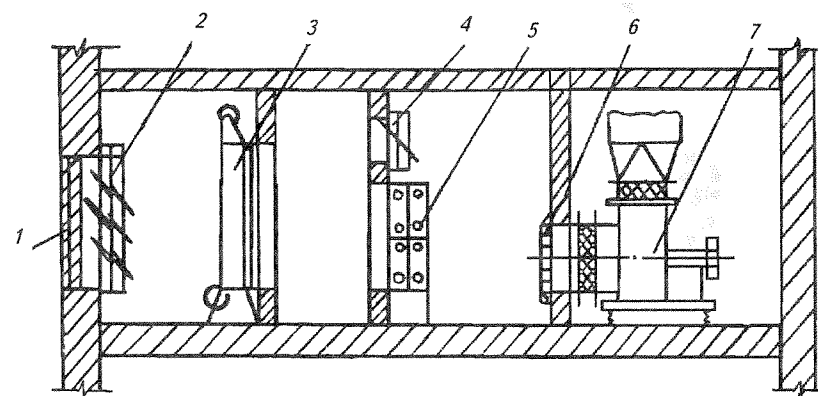


Рис. 5.12. Компонировка приточной камеры:

1 — неподвижная жалюзийная решетка; 2 — утепленный клапан; 3 — рулонный фильтр; 4 — обводной клапан; 5 — воздухонагревательная установка; 6 — предохранительная решетка; 7 — вентилятор с электродвигателем

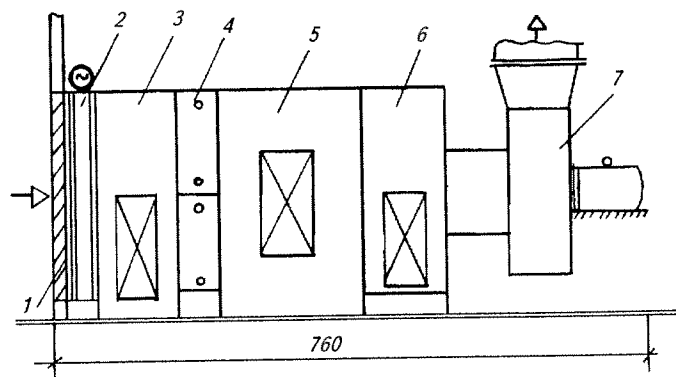


Рис. 5.13. Типовая приточная камера:

1 — жалюзийная решетка; 2 — утепленный клапан; 3 — воздухоприемная секция; 4 — воздухонагревательная секция; 5 — оросительная секция; 7 — вентилятор

ный клапан перекрывает доступ наружного воздуха в вентиляционную камеру.

С целью повышения индустриальности строительства и монтажа вентиляционных систем применяют типовые приточные камеры, изготавливаемые серийно на заводах. Пропускная способность этих камер от 3500 до 150 000 м³/ч.

Типовая приточная камера (рис. 5.13) состоит из вентиляторного агрегата, соединительной, оросительной, калориферной и приемной секций, а также секции для очистки наружного воздуха от пыли. Приточные камеры бывают левого и правого исполнения. Левая камера обслуживается с левой стороны, если смотреть на камеру со стороны входа воздуха, а правая — с правой.

Вытяжные камеры в общественных зданиях размещают на чердаке, в подвалах, на этажах. В производственных зданиях вытяжные вентиляторы устанавливают в камерах на технических этажах, площадках и без камер на кровле зданий, кронштейнах, на полу производственных помещений.

Вентиляторы — воздуходувные машины, перемещающие воздух в системах механической вентиля-

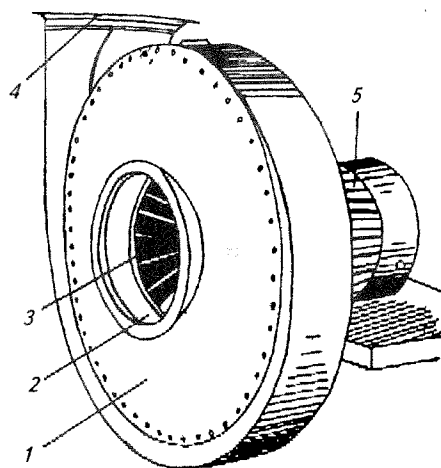


Рис. 5.14. Радиальный вентилятор:

1 — кожух; 2 — всасывающее отверстие; 3 — рабочее колесо; 4 — нагнетательный патрубок; 5 — электродвигатель

ции. Применяют радиальные и осевые вентиляторы, а также крышные осевые и радиальные.

Радиальные вентиляторы (рис. 5.14) развивают давление до 12 кПа. Применяют вентиляторы низкого, среднего и высокого давления, правого и левого вращения, одностороннего и двухстороннего всасывания. Такие вентиляторы способны перемещать воздух по воздуховодам на значительные расстояния.

Осевые вентиляторы (рис. 5.15) используют главным образом в тех случаях, когда надо перемещать воздух без сети воздуховодов, так как развиваемое осевыми вентиляторами давление незначительно (до 500 Па).

Крышные вентиляторы являются разновидностью обычных вентиляторов, приспособленных для установки на крышах бесчердачных зданий. В отличие от обычных вентиляторов рабочее колесо крышных вентиляторов насажено на вал электродвигателя, расположенный вертикально, поэтому оно вращается в горизонтальной плоскости. Крышные вентиляторы применяют для удаления воздуха из верхней зоны помещений.

Осевые крышные вентиляторы (рис. 5.16) используют при общеобменной вентиляции без сети воздуховодов.

Радиальные крышные вентиляторы (рис. 5.17) применяют в системах общеобменной вентиляции с сетью воздуховодов. Их также используют для удаления воздуха в местных вытяжных системах, если не требуется его очистка перед выбросом наружу.

Радиальный крышный вентилятор не имеет сплошного литкообразного кожуха, окружающего рабочее колесо, и засасываемый воздух равномерно выбрасывается вентилятором в атмосферу по периферии рабочего колеса. Имеющийся в крышном вентиляторе кожух защищает рабочее колесо от атмосферных осадков и дает возможность выбрасывать воздух от периферии кожуха через кольцевое отверстие.

Вентиляторы подбирают по аэродинамическим характеристикам, составленным на основе стендовых испытаний. *Аэродинамическими характеристиками вентилятора* называются графики, выражающие зависимость давления, развиваемого вентилятором, потребляемой мощности и коэффициента полезного действия от его подачи при постоянной частоте вращения рабочего колеса.

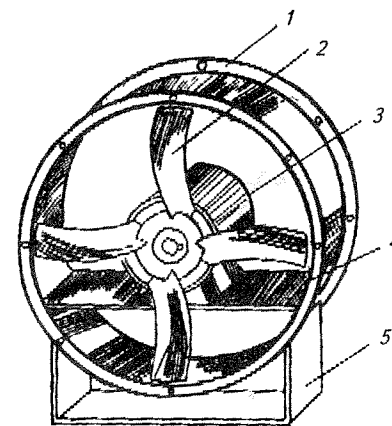


Рис. 5.15. Осевой вентилятор:

1 — обечайка; 2 — рабочее колесо; 3 — электродвигатель; 4 — крепление электродвигателя; 5 — основание

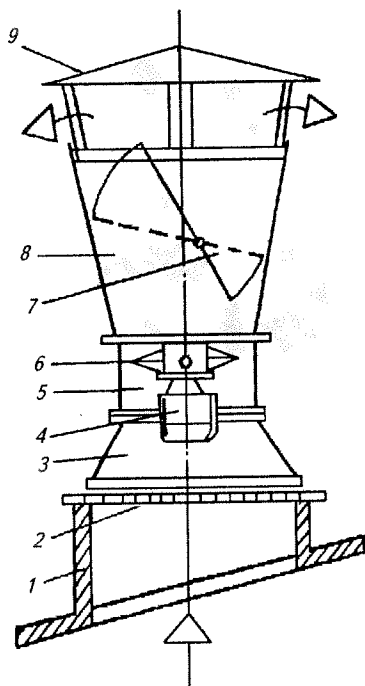


Рис. 5.16. Осевой крышный вентилятор:

1 — железобетонный стакан; 2 — предохранительная решетка; 3 — коллектор; 4 — электродвигатель; 5 — корпус вентилятора; 6 — рабочее колесо; 7 — самооткрывающийся клапан; 8 — диффузор; 9 — зонт

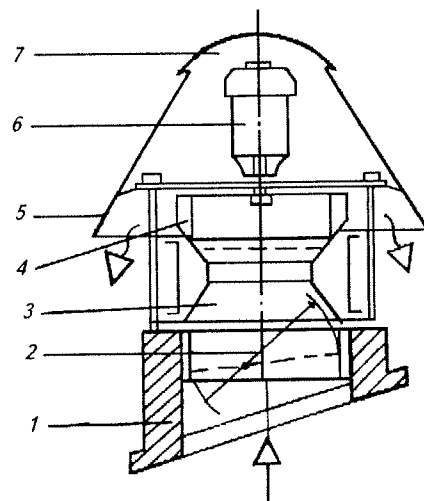


Рис. 5.17. Радиальный крышный вентилятор:

1 — железобетонный стакан; 2 — самооткрывающийся клапан; 3 — входной патрубок; 4 — рабочее колесо; 5 — кожух; 6 — электродвигатель; 7 — защитный колпак

Аэродинамические характеристики вентиляторов бывают индивидуальные, характеризующие аэродинамические качества одного вентилятора определенного размера, и безразмерные, характеризующие аэродинамические качества вентиляторов одного типа, но разных размеров и с различной частотой вращения колеса. Индивидуальные аэродинамические характеристики бывают как для одного значения частоты вращения колеса, так и для всего применяемого диапазона частот. Строят эти характеристики в координатах: по оси абсцисс откладывают значения подачи вентилятора L ($\text{м}^3/\text{ч}$), по оси ординат — давление H (Па).

Безразмерные аэродинамические характеристики используют для сравнения аэродинамических качеств вентиляторов различных типов и при проектировании и испытании вентиляторов.

Дефлектор (рис. 5.18) представляет собой насадок, устанавливаемый в устье труб или вытяжных шахт, а также непосредственно над вытяжными отверстиями в крышах зданий.

Принцип действия дефлектора основан на использовании энергии потока воздуха — ветра. При обтекании воздухом в лобовой части дефлектора создается зона положительного давления, а в остальной части (примерно 5/7 периметра) — зона разрежения, что усиливает вытяжку воздуха из помещения. Наиболее часто применяют дефлекторы типа ЦАГИ круговой формы.

Шумоглушители используют для уменьшения шума, передающегося от вентилятора по воздуховодам.

Воздуховоды систем вентиляции и кондиционирования воздуха выполняют в виде каналов в строительных конструкциях, а также приставными и подвесными (рис. 5.19). Приставные и подвесные воздуховоды изготавливают из листовой черной и оцинкованной стали, из винилпласта, асбоцементных труб и плит, а также из бетонных, шлакобетонных, гипсоволокнистых и других плит.

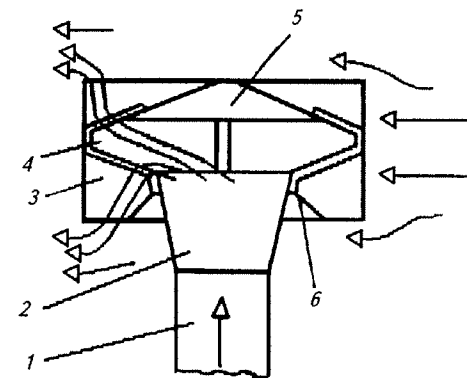


Рис. 5.18. Дефлектор ЦАГИ:

1 — патрубок; 2 — диффузор; 3 — корпус; 4 — лапки; 5 — зонт-колпак; 6 — конусный щиток

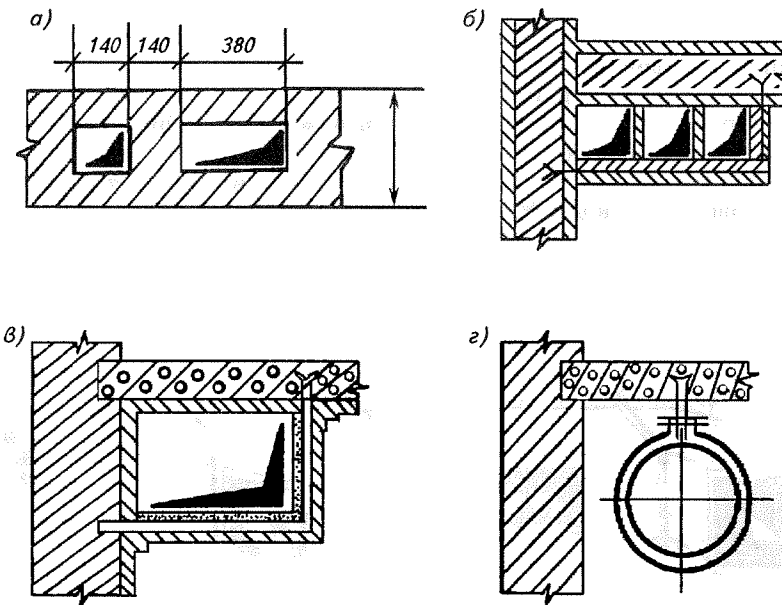


Рис. 5.19. Воздуховоды: канал в стене (а); приставной вертикальный (б); подвесной горизонтальный (в); подвесной круглого сечения (г)

Вертикальные вытяжные вентиляционные каналы устраивают во внутренних кирпичных стенах, в пустотах внутренних стен, специальных вентиляционных блоках.

Если воздуховоды представляют собой самостоятельную конструкцию, их выполняют круглыми или прямоугольными. На изготовление круглых воздуховодов требуется меньше материала, они более жесткие и простые в изготовлении. В зданиях производственного назначения используют, как правило, воздуховоды круглого сечения. Воздуховоды прямоугольного сечения лучше размещаются внутри помещения, поэтому их применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить архитектурно-эстетические требования, а также при ограниченной высоте помещений.

Материал для изготовления воздуховодов выбирают в зависимости от параметров транспортируемого по ним воздуха. Для перемещения воздуха с температурой до 70 °С и нормальной влажностью применяют воздуховоды из листовой или кровельной стали. При транспортировании воздуха с повышенной влажностью, а также при прокладке вентиляционных каналов вне помещения применяют воздуховоды из кровельной или листовой стали с покрытием водостойкими лаками и красками, а также из полимерных материалов или из оцинкованной стали. Для перемещения воздуха, содержащего химически активные газы, кислоту или щелочь, применяют воздуховоды из кислотостойкой стали, листовой стали с защитными покрытиями, винипласта, керамики и кислотоупорного бетона.

При изготовлении разветвленной сети воздуховодов используют прямые звенья и фасонные части (переходы с одного сечения на другое, отводы, тройники) (рис. 5.20).

К переходам относятся также диффузоры и конфузоры. В диффузоре поток воздуха расширяется, а в конфузоре — сужается.

Отводы и колена служат для осуществления поворотов трассы воздуховодов. Отводы отличаются от колен более плавными очертаниями. Чем больше радиус закругления отвода, тем меньше его сопротивление. Сопротивление колен значительно больше, чем отводов.

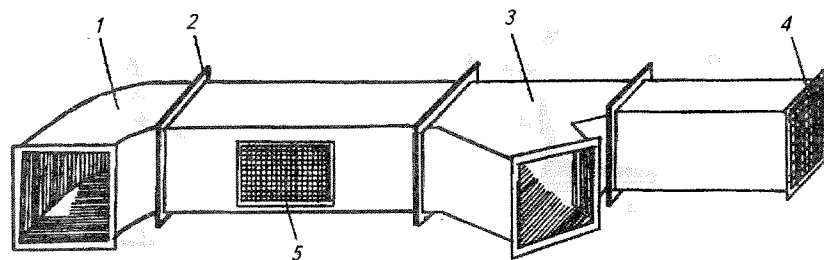


Рис. 5.20. Элементы воздуховода:

1 — отвод; 2 — фланец; 3 — тройник; 4, 5 — отверстия с сеткой

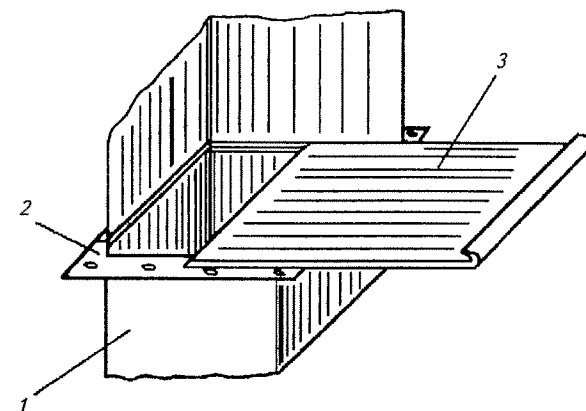


Рис. 5.21. Шибер:

1 — воздуховод; 2 — фланец; 3 — заслонка

Тройники устанавливают в таких местах сети воздуховодов, в которых необходимы ответвления. В тройниках происходит разделение или слияние воздушных потоков.

Соединение отдельных звеньев и фасонных частей воздуховодов между собой, а также их присоединение к оборудованию осуществляется с помощью фланцев.

Для изменения количества перемещаемого по воздуховодам воздуха, отключения отдельных ветвей или всей сети воздуховодов применяют различные запорно-регулирующие устройства (шиберы, дроссельные клапаны, герметические клапаны, обратные клапаны, многостворчатые клапаны).

Ш и б е р (рис. 5.21) позволяет изменить площадь проходного сечения воздуховода путем перемещения заслонки в направлении, поперечном движению воздуха. Обычным местом установки шибера является сечение воздуховода в непосредственной близости от выхлопного отверстия вентилятора.

Д р о с с е л ь н ы й к л а п а н в отличие от шибера позволяет изменить площадь сечения воздуховода за счет поворота заслонки вокруг оси (рис. 5.22). Форма и размер заслонки должны соответствовать проходному сечению воздуховода в месте установки дроссельного клапана. Оси, на которой закреплена заслонка, выведена наружу и соединена с рукояткой. По положению рукоятки судят о степени открытия заслонки. Дроссельные клапаны, как правило, устанавливают на ответвлениях сети воздуховодов и служат для регулирования количества перемещаемого воздуха.

Дроссельные клапаны бывают также с электрическим и пневматическим приводами. Эти клапаны отличаются от предыдущих тем, что заслонка поворачивается не вручную, а с помощью исполнительного механизма — электрического или пневматического привода. Это позволяет осуществлять дистанционное управление дроссельными клапанами.

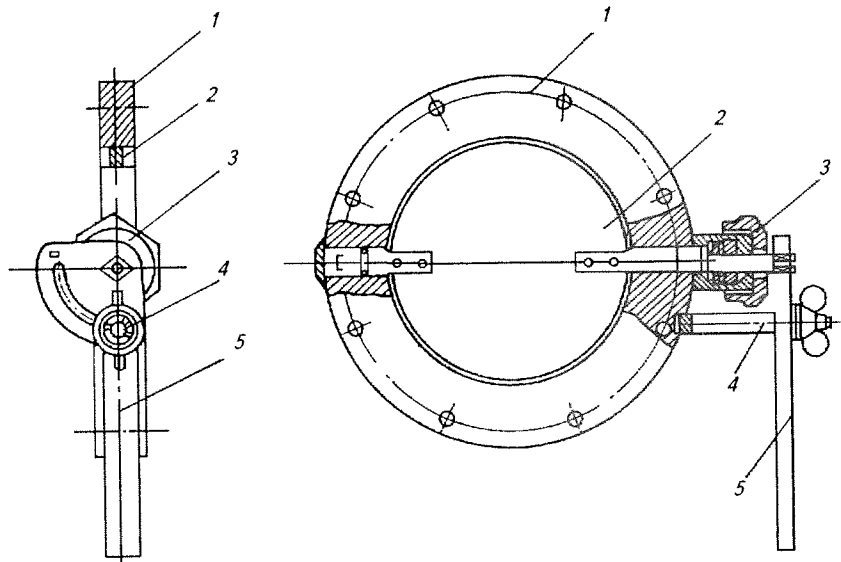


Рис. 5.22. Дроссельный клапан:

1 — корпус; 2 — тарель; 3 — сальник; 4 — фиксирующий винт; 5 — рукоятка

Герметический клапан (рис. 5.23) предназначен для полного отключения всей сети воздухопроводов или отдельных ответвлений. Герметичность достигается плотным прижатием подвижной части клапана (тарели) к выступающим бортикам.

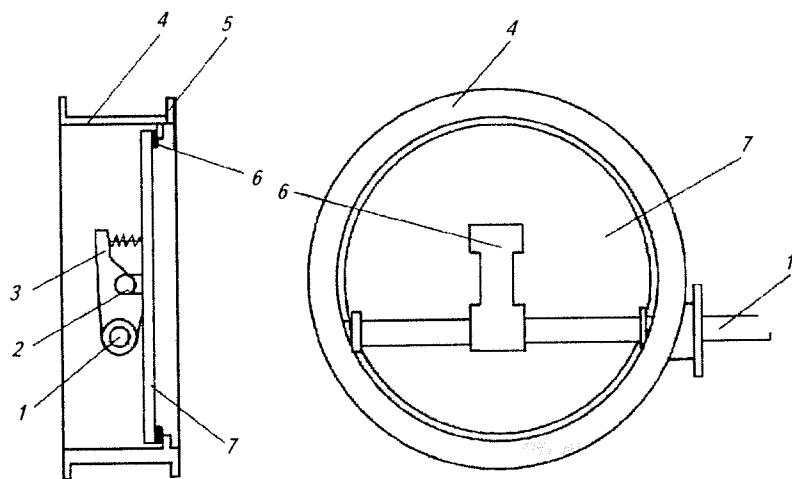


Рис. 5.23. Герметический клапан:

1 — вал; 2 — ось; 3 — кронштейн; 4 — корпус; 5 — седловина; 6 — прокладка; 7 — тарель

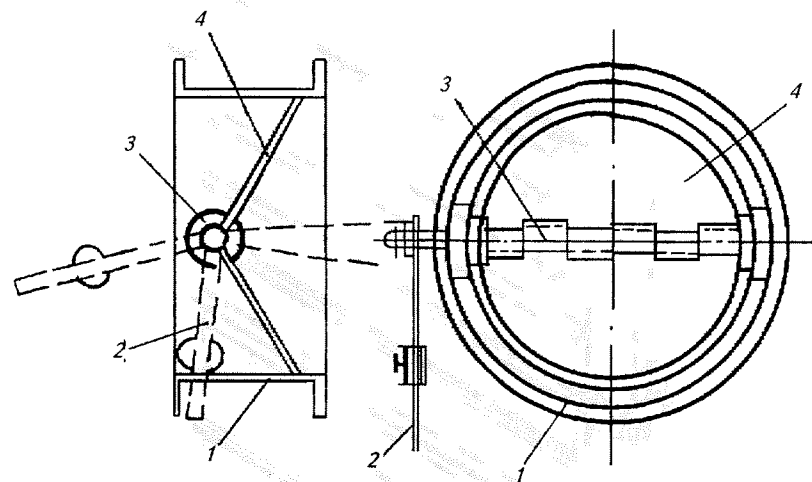


Рис. 5.24. Обратный клапан:

1 — корпус; 2 — рычаг; 3 — пружина; 4 — створки

Герметические клапаны выпускают с ручным и электрическим приводами. Клапан с электроприводом допускает дистанционное управление и применяется в автоматизированных системах вентиляции и кондиционирования воздуха.

Обратный клапан (рис. 5.24) служит для автоматического закрытия проходного сечения воздухопровода в целях обеспечения движения воздуха только в одном направлении и предотвращения движения в противоположном направлении. Рабочая часть клапана состоит из двух створок, которые вращаются вокруг оси, проходящей через центр поперечного сечения воздухопровода. При движении воздуха в нужном направлении створки под действием воздушного потока находятся в открытом положении. Если поток воздуха отсутствует, створки под действием груза и пружины расходятся в стороны и перекрывают проходное сечение воздухопровода.

Многостворчатые клапаны (рис. 5.25) представляют собой несколько совместно работающих дроссельных клапанов и применяются для тех же целей. Устанавливают в воздухопроводах с большой площадью сечения. Очень часто являются составной частью центрального кондиционера, в котором служат для регулирования смещения наружного и рециркуляционного воздуха.

Воздухораспределительные приточные устройства и вытяжные отверстия в системах вентиляции оформляют в соответствии с эстетическими требованиями, предъявляемыми к помещениям. Если воздухопровод проложен внутри строительной конструкции или выходит в помещение из нее, то приточные и вытяжные отверстия оформляют ре-

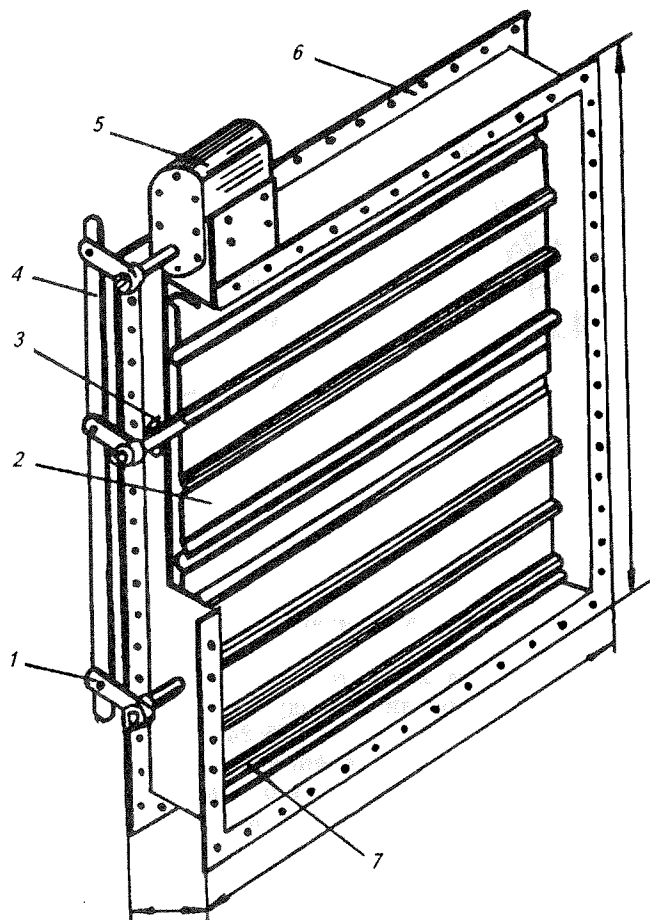


Рис. 5.25. Многостворчатый клапан:

1 — рычаг; 2 — створка; 3 — полуось; 4 — тяга; 5 — электропровод;
6 — корпус; 7 — пластина-ограничитель

сетками разнообразных формы и рисунка, изготовленными из металла, пластмассы или гипса.

В приставных или подвесных воздуховодах, проложенных в помещении открыто, воздух выпускается или забирается, как правило, через отверстия в боковых или торцовых стенках воздуховодов. Эти отверстия закрываются сетками и снабжаются заслонками (шиберами) для регулирования воздуха (рис. 5.26).

Для подачи воздуха в помещения применяют воздухораспределители различных конструкций (рис. 5.27), выдающих воздух компактными, плоскими, веерными и импульсными струями. Воздухораспределители используют для обеспечения равномерного распределения воздуха в помещении и, следовательно, равномер-

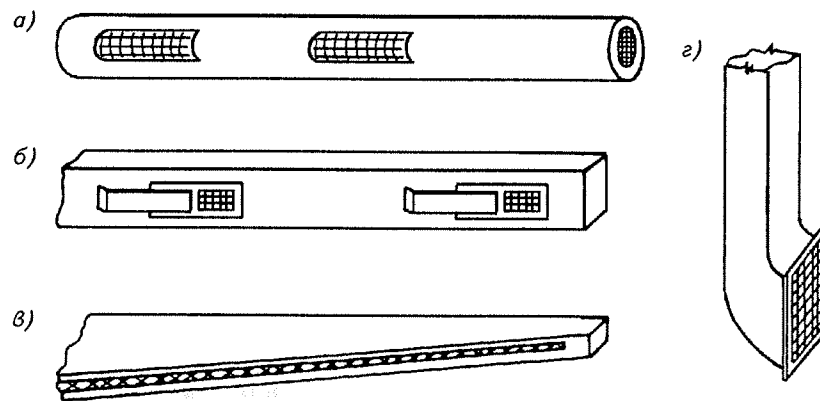


Рис. 5.26. Приточные отверстия в воздуховодах: с сеткой (а); с сеткой и шибером (б); в виде щели в воздуховоде переменного сечения (в); на спуске (г)

ного распределения параметров воздуха, исключения образования застойных зон и зон с недопустимо высокими скоростями движения воздуха.

Воздуховыбросные шахты предназначены для выброса загрязненного воздуха в атмосферу. Их устраивают над кровлей здания на высоте не менее 1 м от уровня конька до устья шахты. Через воздуховыбросные шахты удаляется воздух общеобменной и местной вентиляции.

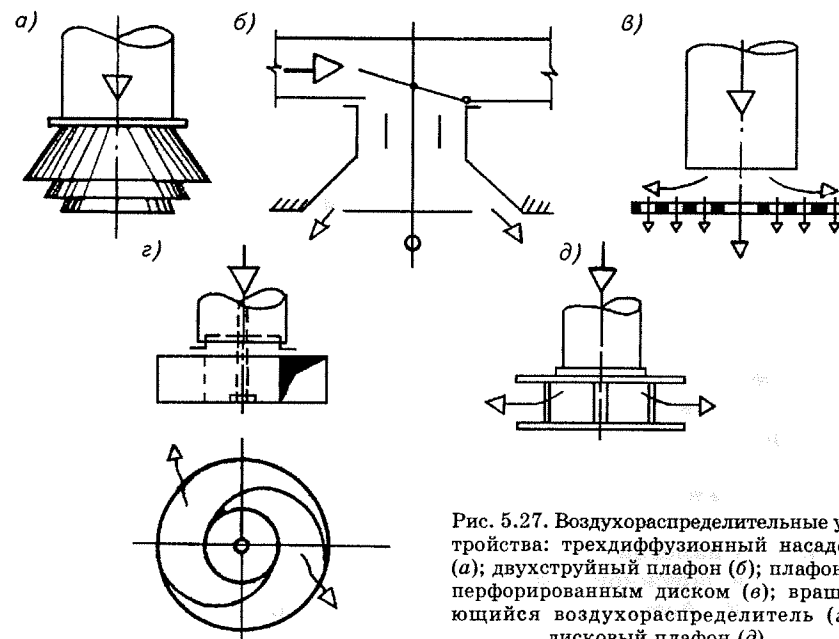


Рис. 5.27. Воздухораспределительные устройства: трехдиффузионный насадок (а); двухструйный плафон (б); плафон с перфорированным диском (в); вращающийся воздухораспределитель (г); дисковый плафон (д)

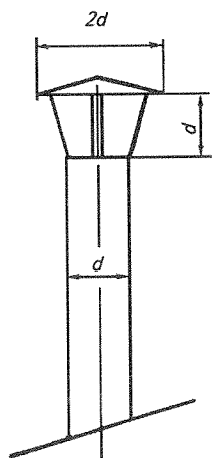


Рис. 5.28. Воздуховыбросная шахта

Воздуховыбросные шахты систем вентиляции жилых и общественных зданий выполняют из легкого бетона, досок, сбитых с внутренней стороны кровельной сталью по смоченному в глиняном растворе войлоку и оштукатуренных с наружной стороны. Воздуховыбросные шахты систем механической вентиляции производственных зданий (рис. 5.28) выполняют из листовой стали и не утепляют, так как через них проходит много воздуха, который не успевает охладиться до температуры точки росы. При остановке вентилятора может образоваться конденсат, поэтому предусматривают его отвод.

Для защиты от попадания атмосферных осадков воздуховыбросные шахты систем механической вентиляции снабжают зонтами из листовой стали, пластмасс и т. п. В вытяжных системах естественной вентиляции на воздуховыбросных шахтах устанавливают зонты или дефлекторы.

Для выпуска в атмосферу загрязненного воздуха иногда применяют факельные выбросы, которые представляют собой воздуховыбросные шахты без защитных зонтов. Для создания факела на конце шахты устанавливают конфузор с направляющими насадками. Скорость выпуска воздуха в факеле 15–20 м/с. Факельный способ позволяет без большой высоты шахт выбрасывать воздух на требуемую высоту.

Когда в системах вентиляции устанавливают крышные вентиляторы, надобность в воздуховыбросных шахтах отпадает.

5.3. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Кондиционирование воздуха — автоматическое поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных его параметров (температуры, относительной влажности, чистоты, подвижности) на определенном уровне для обеспечения главным образом оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса и обеспечения сохранности оборудования, материалов и др.

Кондиционирование воздуха осуществляется системой кондиционирования воздуха (СКВ), т. е. комплексом технических средств и устройств для приготовления приточного воздуха с заданными автоматическими регулируемыми параметрами в целях поддержания в помещениях требуемого состояния воздуха независимо от изменения режима поступления вредных выделений и состояния наружного воздуха. Такая система в отличие от вентиляционной обеспечивает не только смену воздуха в помещении

по принципу общеобменной вентиляции, но и автоматически поддерживает необходимые метеорологические условия в нем независимо от времени года и переменных поступлений теплоты и влаги в помещение. Система кондиционирования может обеспечить чистоту воздуха в помещении, его газовый состав, ароматические запахи, содержание легких ионов, а в ряде случаев определенное давление воздуха.

В СКВ входит оборудование для всевозможных процессов обработки воздуха, его перемещения и распределения, источники тепло- и холодоснабжения, средства автоматического регулирования, дистанционного управления и контроля, насосы и трубопроводы для тепло- и холодоснабжения, местные доводчики (подогреватели, охладители и увлажнители), электрооборудование.

Основное оборудование для приготовления и перемещения воздуха обычно агрегируется в аппарат, называемый кондиционером.

По назначению СКВ подразделяют на системы комфортного и технологического кондиционирования. Комфортное кондиционирование применяют для создания и автоматического поддержания метеорологических условий и чистоты воздуха, установленных для помещений жилых, общественных и вспомогательных зданий предприятий. Технологическое кондиционирование применяют для обеспечения параметров воздуха, в максимальной степени отвечающих требованиям производства продукции, проведения технологических операций, хранения оборудования, техники, материалов и т. п. Технологическое кондиционирование воздуха в помещениях, где находятся люди, осуществляют с учетом санитарно-гигиенических требований.

Системы комфортного и технологического кондиционирования в зависимости от расположения кондиционеров по отношению к обслуживаемым помещениям делят на центральные и местные.

Центральными называются СКВ, обслуживающие несколько помещений из одного центра, внешнего по отношению к обслуживаемым помещениям. Приготовленный в центральном кондиционере воздух подается в обслуживаемые помещения по сети воздуховодов.

СКВ, кондиционеры которых установлены в обслуживаемых помещениях, называются местными. С помощью таких систем обеспечивается кондиционирование воздуха только для помещения, в котором располагается кондиционер.

По способу тепло- и холодоснабжения кондиционеров системы кондиционирования воздуха подразделяют на неавтономные и автономные. Кондиционеры неавтономных СКВ снабжаются теплотой (доставляемой горячей водой или паром) и холодом (доставляемым холодной водой или рассолом) от внешних источников. Кондиционеры автономных СКВ (автономные кондиционеры) имеют встроенные агрегаты, являющиеся источниками теплоты (электронагреватели) и холода (холодильные машины). Центральные СКВ, получившие наибольшее распространение, имеют не-

автономные кондиционеры. Местные СКВ могут иметь неавтономные и автономные кондиционеры. Во всех случаях кондиционеры снабжаются электроэнергией для привода вентиляторов и на-сосов от внешних источников.

По степени использования наружного воздуха центральные СКВ подразделяют на прямоточные, рециркуляционные и с частичной рециркуляцией.

В прямоточных СКВ, принципиальная схема которых представлена на рис. 5.29, используется только наружный воздух. Эти системы забирают наружный воздух, обрабатывают его до необходимых параметров и подают в обслуживаемые помещения. Из помещений воздух удаляется системами вытяжной вентиляции.

Прямоточные СКВ применяют для помещений, в которых выделяются токсичные пары и газы, пыль и содержатся болезнетворные микроорганизмы, исключающие повторное использование удаляемого из помещения воздуха. Такие же системы применяют для помещений, в воздухе которых содержатся резко выраженные неприятные запахи, а также для помещений с выделениями взрывоопасных и пожароопасных веществ.

В рециркуляционных (замкнутых) СКВ (рис. 5.30) многократно используется один и тот же воздух, который забирается из помещения, подвергается в кондиционере необходимой обработке и снова подается в помещение. Таким образом осуществляется полная рециркуляция воздуха. Рециркуляционные системы применяют для помещений, в которых образуются только тепло- и влагоизбытки и в которых отсутствуют выделения вредных паров, газов и пыли.

Если в воздух помещений поступают вредные пары, газы и пыль, то применять СКВ с полной рециркуляцией можно лишь при включении в комплект устройств по обработке воздуха, спе-

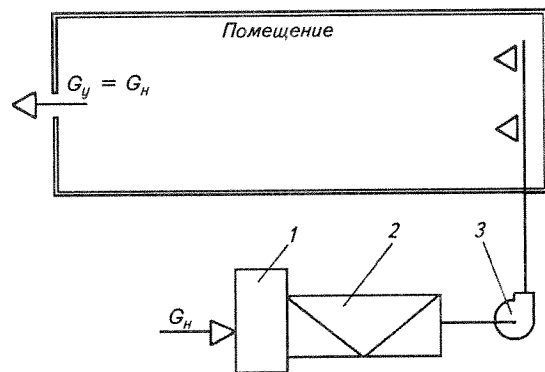


Рис. 5.29. Принципиальная схема центральной прямоточной СКВ:

1 — воздухоприемная камера; 2 — центральный кондиционер; 3 — приточный вентилятор

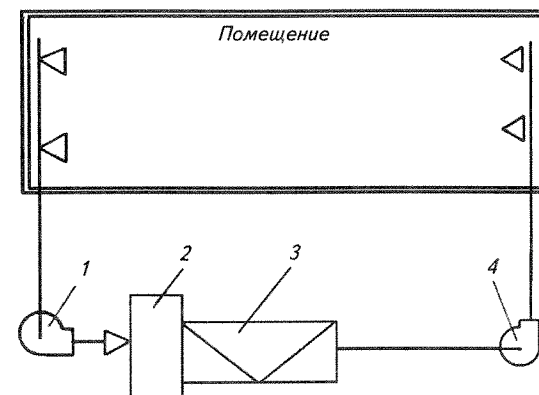


Рис. 5.30. Принципиальная схема центральной рециркуляционной (замкнутой) СКВ:

1 — вытяжной вентилятор; 2 — воздухоприемная камера; 3 — центральный кондиционер; 4 — приточный вентилятор

циальных аппаратов для очистки воздуха от вредных примесей, что весьма усложняет системы и обычно экономически нецелесообразно. К такому решению прибегают тогда, когда нельзя использовать наружный воздух.

В СКВ с полной рециркуляцией осуществляются только очистка воздуха от пыли и тепловлажностная обработка, поэтому такие СКВ применяют для кондиционирования воздуха в помещениях, в которых требуется поддержание температурно-влажностных параметров воздуха, а потребность в наружном воздухе отсутствует или удовлетворяется другими системами. К числу таких помещений относятся многие технологические помещения с тепловыделяющим оборудованием (залы вычислительных машин, радиоцентры и т. п.).

Наиболее распространенной является СКВ с частичной рециркуляцией, в которой используется смесь наружного и рециркуляционного воздуха (рис. 5.31). Такие системы применяют при условии, что воздух, используемый для рециркуляции, не содержит токсичных паров и газов, а расчетное количество вентиляционного воздуха для удаления избытков теплоты и влаги превышает количество наружного воздуха, которое должно подаваться в помещение для ассимиляции вредных паров и газов. Кроме того, использование рециркуляционного воздуха должно приближать температурно-влажностные параметры наружного воздуха к требуемым параметрам приточного воздуха.

СКВ с частичной рециркуляцией обычно предусматривается с подачей в помещения переменных объемов наружного и рециркуляционного воздуха в зависимости от параметров наружного воздуха. Однако количество наружного воздуха в смеси, подаваемой в помещение СКВ с частичной рециркуляцией, должно быть не меньше санитарной нормы.

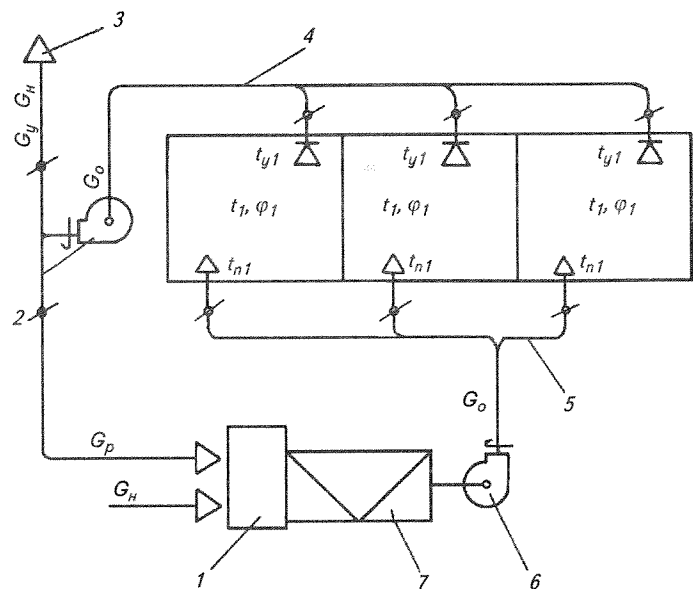


Рис. 5.31. Принципиальная схема однозональной центральной СКВ с частичной рециркуляцией:

1 — воздухоприемная камера; 2 — вытяжной вентилятор; 3 — воздуховыбросная шахта; 4 — воздуховод вытяжной системы; 5 — приточный воздуховод; 6 — вентилятор; 7 — центральный кондиционер

СКВ с частичной рециркуляцией являются наиболее гибкими: в зависимости от условий и состояния наружного воздуха они могут работать по приточной схеме, по схеме с частичной или полной рециркуляцией. В последнем случае при необходимости газовый состав воздуха по кислороду и углекислому газу в помещениях поддерживается иными средствами.

В системах с частичной рециркуляцией рециркуляционный воздух смешивается с наружным до или после камеры орошения. В первом случае система называется СКВ с первой рециркуляцией, во втором — СКВ со второй рециркуляцией. В воинских зданиях чаще применяют СКВ с первой рециркуляцией. Применение первой рециркуляции позволяет уменьшить расход теплоты на нагрев наружного воздуха в холодное время года и расход холода на охлаждение воздуха в теплое время.

Центральные СКВ, принципиальные схемы которых представлены на рис. 5.22–5.31, являются однозональными и одноканальными. Приготовленный в центральном кондиционере таких систем воздух подается в помещения по одному воздуховоду без дополнительной обработки перед выпуском в помещения. Однозональные СКВ применяют для обслуживания одного или нескольких помещений с одинаковыми требуемыми параметрами воздуха.

Существуют и двухканальные СКВ, в которых воздух двух различных состояний подается в помещения по двум самостоятельным каналам. Требуемые параметры приточного воздуха достигают смешением воздуха перед подачей в помещения. Двухканальные СКВ в воинских зданиях не применяют.

Если требуется подавать в помещения воздух с различными параметрами, то применяют многозональные СКВ (рис. 5.32). В многозональных СКВ приточный воздух доводится в центральном кондиционере до определенных параметров, по воздуховодам подается к помещениям, а перед выдачей в помещения подвергается дополнительной обработке в теплообменниках аппаратов. В местных доводчиках воздух доводится до параметров, требуемых для каждого помещения.

Многозональные СКВ могут быть приточными, рециркуляционными, с частичной рециркуляцией. Применение многозональных СКВ более экономично, чем устройства индивидуальных систем для каждого из обслуживаемых помещений. Однако эти системы могут поддерживать с заданной точностью только один из параметров воздуха: температуру или относительную влажность. Многозональные СКВ, применяемые для общественных зданий, обычно поддерживают температуру воздуха на заданном уровне.

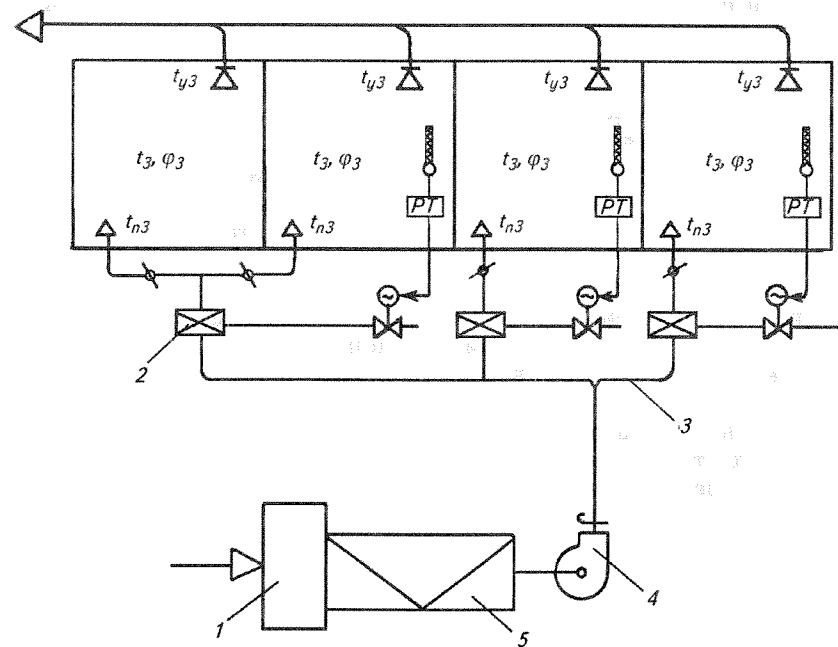


Рис. 5.32. Принципиальная схема многозональной СКВ:

1 — воздухоприемная камера; 2 — местный доводчик; 3 — воздуховод; 4 — вентилятор; 5 — центральный кондиционер

не, допуская отклонения относительной влажности от расчетных значений.

Центральные СКВ способны эффективно поддерживать в помещениях заданную температуру и относительную влажность воздуха. Оборудование, требующее систематического обслуживания, сосредоточено в малом количестве мест или даже в одном месте. Центральные СКВ имеют устройства эффективного шумо- и виброгашения. К числу недостатков центральных систем относятся: трудоемкость строительно-монтажных работ по установке кондиционеров, прокладке воздухопроводов и трубопроводов; осложнение акустической изоляции одних помещений от других при наличии разветвленной сети воздухопроводов; менее гибкое регулирование температуры и влажности в отдельных помещениях.

Воздухозаборное устройство, воздухопроводы, воздухораздаточные устройства центральных СКВ такие же, как в центральных системах вентиляции.

Современные центральные СКВ оборудуются неавтономными кондиционерами в секционном и агрегатном использовании. Наиболее распространенными в центральных СКВ являются секционные горизонтальные типовые кондиционеры с форсуночной камерой. В настоящее время такие кондиционеры выпускают производительностью по воздуху от 10 до 250 тыс. м³/ч.

Для всех типовых секций определенной номинальной производительности присоединительные размеры одинаковы. Это дает возможность собирать секции в такой последовательности, которая обусловлена выбранной технологической схемой обработки воздуха. Схема центрального секционного кондиционера представлена на рис. 5.33.

В состав центрального секционного кондиционера в общем случае входят рабочие секции (воздушный фильтр, воздухонагреватели первого и второго подогрева, воздухоохладители и камеры орошения, воздушные клапаны), а также камеры и секции корпуса кондиционера, необходимые для сборки и обслуживания рабочих секций (камеры присоединительные, смесительные, секции поворотные и др.). В центральном секционном кондиционере, представленном на рис. 5.33, воздух проходит через следующие секции.

Наружный воздух из воздухозаборного устройства поступает через открытый утепленный клапан в смесительную камеру. Как правило, клапан имеет пневматический или электрический привод, который через систему автоматического управления включается в схему пускателя электродвигателя вентилятора. При пуске вентилятора в работу привод открывает створки клапана, а при остановке — закрывает. Через регулирующий клапан поступает в смесительную камеру рециркуляционный воздух. Рециркуляционный и наружный воздух перемещается в смесительной камере, получившаяся смесь воздуха проходит далее через воздушный фильтр, предназначенный для очистки воздуха от

пыли. Доступ для ревизии и обслуживания фильтра осуществляется через дверки в воздушных камерах.

Из фильтра через воздушную камеру воздух поступает в теплообменники секции первого подогрева, в которых при необходимости воздух нагревается до требуемой температуры. Нагрев воздуха регулируется изменением температуры и расхода горячей воды, поступающей в теплообменники. Если в кондиционере используют теплообменники, обогреваемые паром, то здесь предусмотрен обводной канал, расход воздуха через который регулируется секционным клапаном.

Из секции первого подогрева через воздушную камеру воздух поступает в камеру орошения, в которой подвергается увлажнению, осушке, охлаждению. Иногда вместо камеры орошения используют поверхностные воздухоохладители или другие устройства, способные охладить воздух и изменять его влагосодержание.

Далее воздух через воздушную камеру поступает к теплообменникам секции второго подогрева.

К фланцам последней по ходу воздуха воздушной камеры присоединена переходная секция, посредством которой воздушный тракт секций соединяется с всасывающим патрубком вентилятора. Для обеспечения горизонтальной связки и установки секций и камер служат опоры. Нагревательное отверстие вентилятора соединяется с приточным воздухопроводом, по которому подготовленный в кондиционере воздух подается в помещения непосредственно или через местные доводчики.

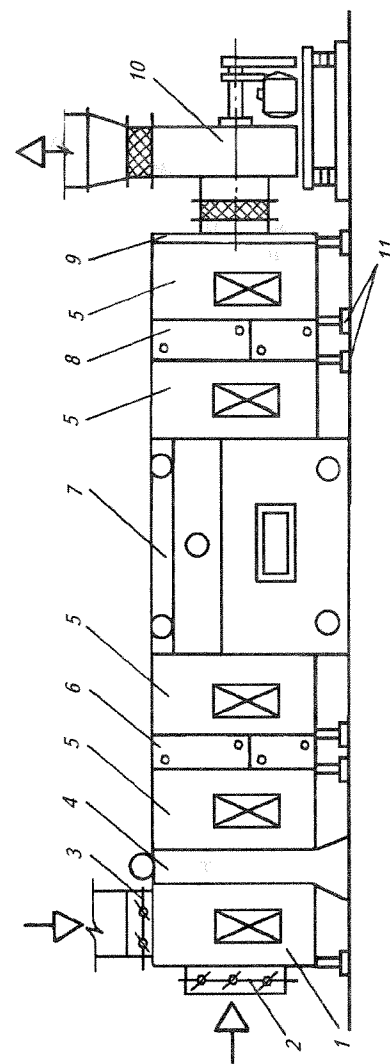


Рис. 5.33. Центральный секционный кондиционер типа Кр:

1 — смесительная камера; 2 — утепленный клапан; 3 — регулирующий клапан; 4 — противозадельный фильтр; 5 — воздушная камера; 6 — секция первого подогрева; 7 — форсуночная камера орошения; 8 — секция второго подогрева; 9 — переходная секция; 10 — вентиляционная дверка; 11 — опоры

Рассмотренный вариант центрального кондиционера соответствует СКВ с первой рециркуляцией, в которой рециркуляционный воздух смешивается с наружным до камеры орошения.

Неавтономные агрегатные кондиционеры номинальной производительностью по воздуху от 3,15 до 20,0 тыс. м³/ч поставляются заводом-изготовителем в собранном виде с комплексом приборов автоматического регулирования и управления. Кондиционеры имеют условный индекс КНБ (кондиционер неавтономный). Цифровое обозначение отвечает номинальной производительности по воздуху в тысячах кубических метров в час. Кондиционеры КНБ предназначены для круглогодичного поддержания в обслуживаемых помещениях заданных температуры и относительной влажности воздуха, необходимых по технологическим или санитарно-гигиеническим требованиям. Они могут работать как на одном наружном воздухе, так и с полной и частичной рециркуляцией воздуха. Кондиционеры могут применяться в системах кондиционирования с тепло- и холодоснабжением от центральных источников (ТЭЦ, центральная котельная, центральная холодильная станция, артскважина). Предельные значения температуры наружного воздуха, обрабатываемого в кондиционере, — от 40 до минус 45 °С и ниже. Кондиционеры оснащены элект-

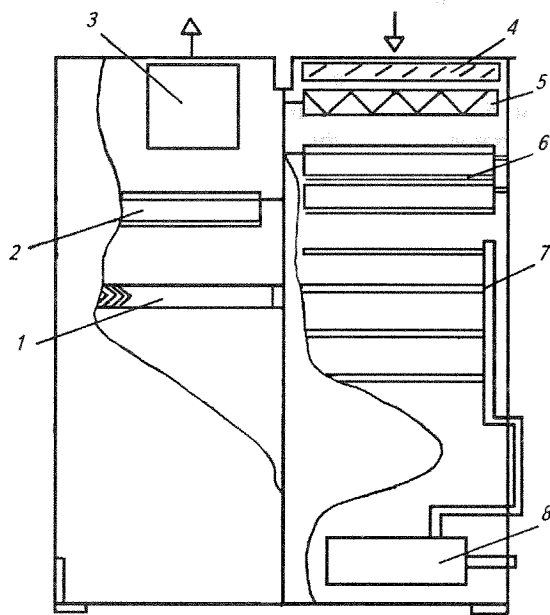


Рис. 5.34. Неавтономный кондиционер:

1 — каплеотделитель; 2 — воздухонагреватель второго подогрева; 3 — вентагрегат; 4 — клапан; 5 — фильтр противопыльный; 6 — воздухонагреватель; 7 — коллектор; 8 — насос

рической системой регулирования и обеспечивают автоматическое поддержание температуры воздуха в помещениях с точностью ± 1 °С и относительной влажности с точностью ± 7 %. Принципиальная схема агрегатного кондиционера КНБ-3,15 изображена на рис. 5.34.

Кондиционер КНБ-3,15 выполнен в виде шкафа, внутренний объем которого разделен на три основных блока: воздухообрабатывающий, вентиляторный и водяной. В воздухообрабатывающем блоке находятся: поворотный клапан для регулирования количества наружного и рециркуляционного воздуха, фильтр для очистки воздуха от пыли, калорифер первого подогрева, два ряда форсунок для разбрызгивания воды. В вентиляторном блоке размещены вентилятор с электродвигателем, калорифер второго подогрева, сепаратор для улавливания капель воды, один ряд форсунок для разбрызгивания воды. В водяном блоке размещены бак для воды, насос, фильтр для очистки воды, набираемой насосом, поплавковый клапан для поддержания постоянного уровня воды в баке.

Воздух в кондиционере подготавливается последовательно: наружный воздух или смесь его с рециркуляционным очищается от пыли в воздушном фильтре, при необходимости подогревается в калорифере первого подогрева, охлаждается или увлажняется в камере орошения, нагревается в калорифере второго подогрева и далее вентилятором подается в помещения. Рециркуляционный воздух подмешивается к наружному до камеры орошения.

5.4. МЕСТНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы с кондиционерами, установленными внутри обслуживаемых помещений, называются местными. К ним относятся системы, использующие местные кондиционеры.

Местные СКВ могут быть выполнены по любой из описанных выше схем центральных систем, но на практике в большинстве случаев эти схемы упрощаются и применяются те из них, в которых заложены местные кондиционеры, выпускаемые промышленностью кондиционеростроения. Автоматическое регулирование местных систем часто сводится к двухпозиционному включению или отключению кондиционера либо его теплообменников.

Достоинствами местных СКВ являются: приспособляемость к изменению планировки и назначения помещения; возможность быстрой установки и ввода в эксплуатацию без производства большого объема строительно-монтажных работ; возможность индивидуального регулирования температуры воздуха в помещении; автоматическое прекращение работы холодильной машины при падении тепловой нагрузки. Недостатками местных СКВ являются: повышенный шум, связанный с работой вентиляторов и холодильных машин внутри помещений; сравнительно короткий

срок службы местных кондиционеров, равный в среднем 10 годам. Средний срок службы центральных систем — 20 лет.

В местных СКВ применяют неавтономные и автономные местные кондиционеры. На практике используют чаще автономные кондиционеры общего назначения КПА-1 (кондиционер промышленный автономный) с водным охлаждением конденсатора холодильной машины, предназначенные для круглогодичного технологического и комфортного кондиционирования в помещениях производственных и общественных зданий. В кондиционере воздух очищается от пыли, охлаждается, нагревается и увлажняется. Кондиционеры в обслуживаемых помещениях автоматически поддерживают температуру от 18 до 28 °С с точностью ± 1 °С и относительную влажность от 30 до 70 % с точностью ± 7 %.

Принципиальная схема местного кондиционера с водяным охлаждением конденсатора показана на рис. 5.35. При работе вентилятора в кондиционер поступает воздух из помещения, который охлаждается, проходя через испаритель холодильной машины. При температуре поверхности испарителя ниже темпе-

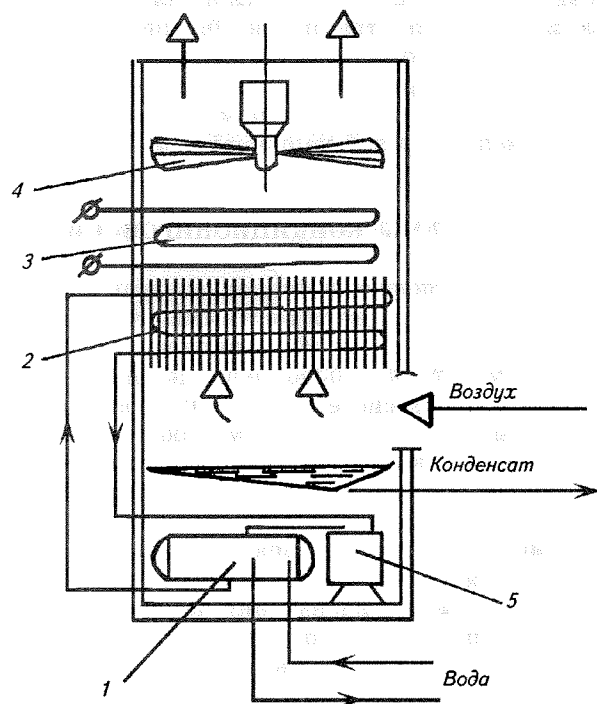


Рис. 5.35. Принципиальная схема местного автономного кондиционера:

1 — конденсатор холодильной машины; 2 — испаритель холодильной машины; 3 — электронагреватель; 4 — вентилятор; 5 — компрессор холодильной машины

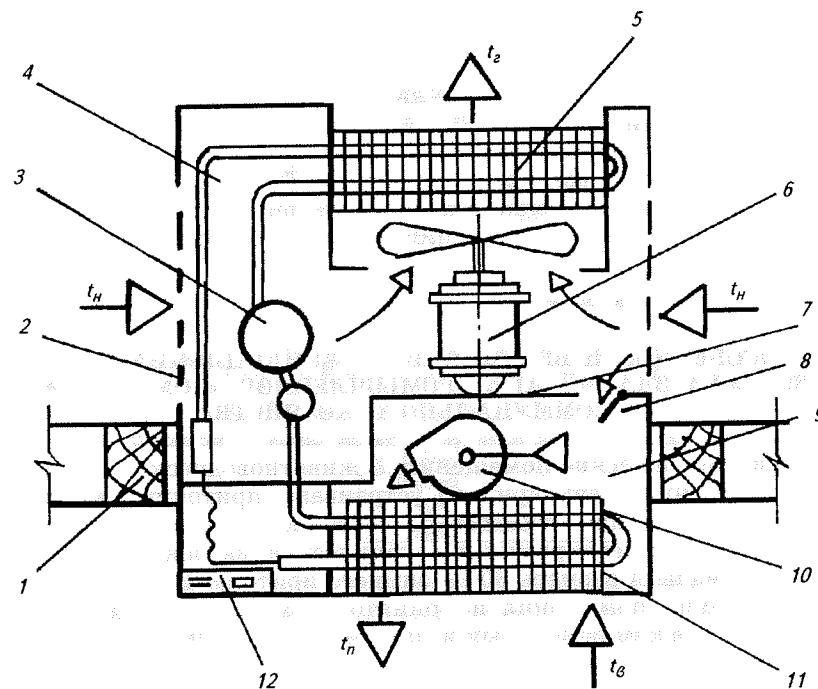


Рис. 5.36. Принципиальная схема оконного кондиционера БК-1500 с воздушным охлаждением конденсатора:

1 — оконная рама (вид сверху); 2 — жалюзиная решетка; 3 — компрессор холодильной машины; 4 — наружный отсек кондиционера; 5 — конденсатор холодильной машины; 6 — осевой вентилятор; 7 — внутренняя перегородка в кондиционере; 8 — заслонка; 9 — внутренний отсек кондиционера; 10 — радиальный вентилятор; 11 — испаритель холодильной машины; 12 — пульт управления

ратуры точки росы воздуха водяной пар конденсируется, выпадает из воздуха в поддон, откуда отводится из кондиционера. При необходимости воздух может подогреваться в электронагревателе (при отключенной холодильной машине). Подготовленный воздух подается в помещение.

Принципиальная схема автономного кондиционера с воздушным охлаждением конденсатора показана на рис. 5.36. Такой кондиционер устанавливают в оконном проеме таким образом, чтобы наружный отсек сообщался с атмосферным воздухом, а внутренний отсек выступал в обслуживаемое помещение. Через неподвижные жалюзи кожуха наружный воздух засасывается в наружный отсек. Часть наружного воздуха через отверстие во внутренней перегородке 7 поступает к радиальному вентилятору 10. Расход наружного воздуха через это отверстие регулируется заслонкой 8. Основное количество наружного воздуха перемещается осевым вентилятором 6 через конденсатор 5 холодильной машины. Радиальный вентилятор засасывает воздух из помеще-

ния, подмешивает к нему наружный воздух, поступающий через отверстие в перегородке 7, полученную смесь нагнетает через испаритель 11 холодильной машины. Охлажденный воздух поступает в помещение.

Холодильная машина работает по команде датчика, контролирующего температуру воздуха в помещении. При повышении температуры в помещении выше заданного значения холодильная машина включается, при снижении до заданного значения — отключается.

5.5. ОСОБЕННОСТИ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ЗДАНИЙ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА И КОММУНАЛЬНОГО ХОЗЯЙСТВА

Животноводческие помещения. В животноводческих помещениях (коровники, свинарники) устраивают приточную механическую вентиляцию, естественную вытяжку через оконные проемы и шахты в перекрытии и механическую вытяжку через навозные каналы в размере 30 % зимнего притока. В зависимости от назначения помещения и принятой технологии содержания животных свежий приточный воздух можно подавать как в верхнюю, так и в нижнюю зоны помещения. Удаляют загрязненный воздух из верхней и нижней зон помещения.

Подачу приточного воздуха в помещения, где находятся животные, организуют так, чтобы воздух поступал равномерно в зону размещения животных, исключая непосредственное воздействие на них воздушных струй с повышенной скоростью потока. Выбор способа распределения воздуха определяется аэродинамическими характеристиками струй и конструктивно-планировочным решением помещения.

На рис. 5.37 представлена система вентиляции коровника при двухрядном стойловом содержании животных — приточная механическая система с воздухопроводом равномерной раздачи воздуха. Приточный воздухопровод располагается по оси здания под потолком. Загрязненный воздух удаляется из верхней зоны помещения через шахты в перекрытии и механической вентиляции из навозных каналов.

Схему вентиляции коровника при подаче воздуха через два параллельных воздуховода и удалении воздуха через шахты и навозные каналы (рис. 5.38) применяют при стойловом содержании крупного рогатого скота. Приточные воздухопроводы равномерной раздачи воздуха размещены под потолком. Свежий наружный воздух подается в помещение после обработки в приточной камере.

Система вентиляции, схема которой представлена на рис. 5.39, рекомендуется для свинарников-маточников. Она состоит из механической приточной системы, с помощью которой наружный

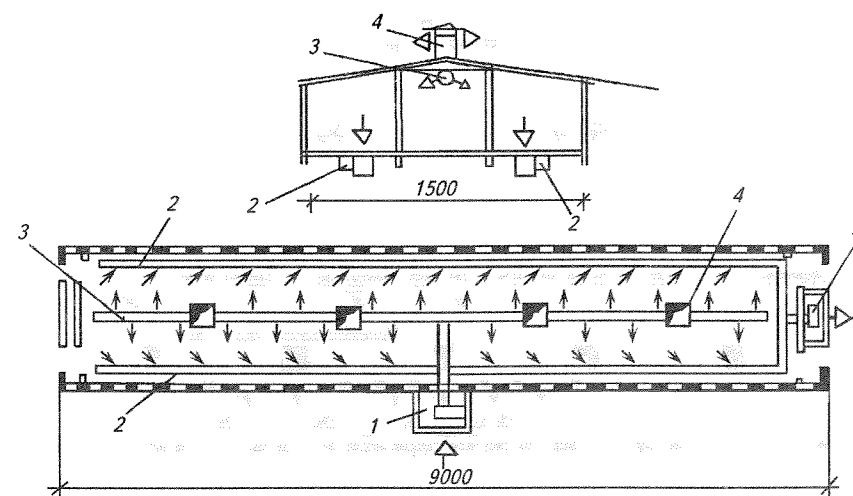


Рис. 5.37. Система вентиляции помещений животноводческого здания:
1 — приточная камера; 2 — воздухопроводы для вытяжки из навозных каналов; 3 — приточный воздухопровод; 4 — вытяжная шахта; 5 — вытяжная камера

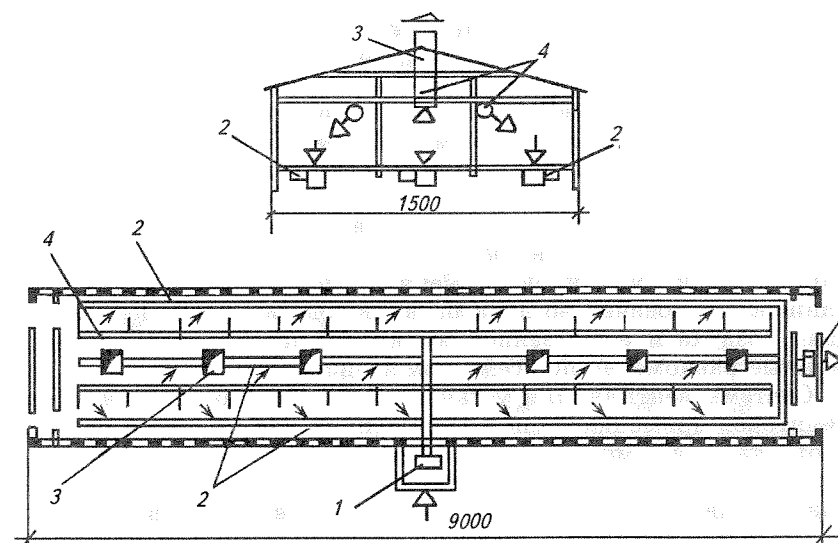


Рис. 5.38. Система вентиляции помещений животноводческого здания:
1 — приточная камера; 2 — воздухопроводы для вытяжки из навозных каналов; 3 — вытяжные шахты; 4 — приточные воздухопроводы; 5 — вытяжная камера

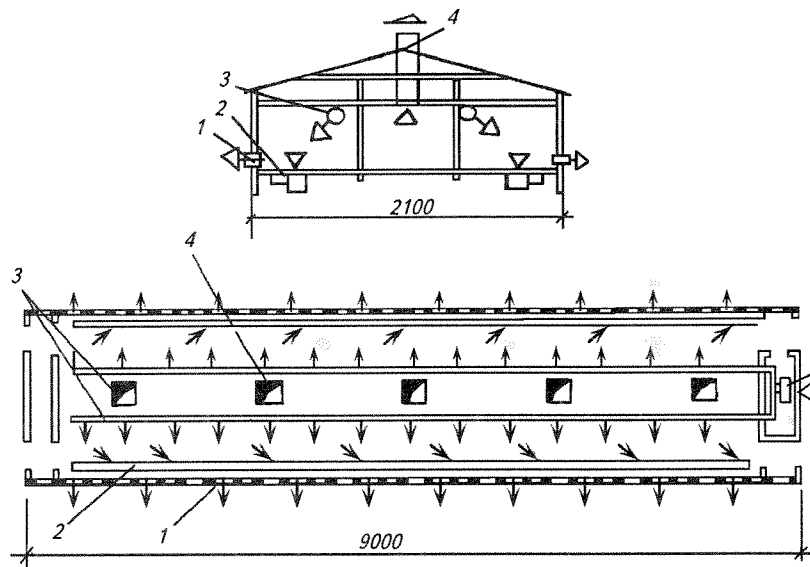


Рис. 5.39. Система вентиляции помещений животноводческого здания:

1 — осевые вентиляторы; 2 — воздуховоды для вытяжки воздуха из навозных каналов; 3 — приточные воздуховоды; 4 — вытяжные шахты; 5 — приточная камера

воздух подается по воздуховодам равномерной раздачи из верхней зоны помещения в нижнюю. Загрязненный воздух удаляется через шахты, отверстия в стенах и навозные каналы.

Загрязненный воздух эти системы забирают из верхней части канализационного канала через отверстия, расположенные выше уровня жидкости в канале не менее, чем на 200 мм. Эта вытяжная система удаляет вредные вещества в виде тяжелых газов непосредственно из мест их выделения. Механическая вытяжка из подпольных канализационных каналов предусматривается при содержании животных на решетчатых полах. В помещениях свиноматок-откормочников применяют системы вентиляции с механической подачей воздуха по воздуховодам равномерной раздачи воздуха и естественной вытяжкой через шахты, расположенные равномерно по всему помещению.

Системы вентиляции с установкой в шахтах реверсивных вентиляторов применяют как в помещениях для крупного рогатого скота, так и в помещениях свиноводческих комплексов. Механическая приточная система подает подогретый воздух через воздуховоды равномерной раздачи в зону пребывания животных.

Приточно-вытяжные шахты с реверсивными вентиляторами удаляют воздух из верхней зоны в холодное время года и подают дополнительное количество свежего наружного воздуха в теплое время года, когда в помещении требуется повышенный воздухообмен. В теплое время года загрязненный воздух из помещения

удаляется через открытые оконные проемы. В районах с мягким климатом такие приточно-вытяжные шахты, оборудованные дополнительно электрокалориферами для подогрева наружного воздуха, могут применяться как основные системы вентиляции помещений.

Вентиляция овчарен в холодный период обеспечивается подачей подогретого воздуха в верхнюю зону рассредоточенными струями, воздух удаляется из верхней зоны через шахты в перекрытии. В теплое время года вентиляция овчарен естественная — естественный приток через оконные проемы, естественная вытяжка через оконные проемы и шахты в перекрытии.

Птицеводческие здания. В зданиях, содержащих цыплят младших возрастов и бройлеров, предусмотрена механическая подача подогретого (в холодное время года) воздуха в верхнюю зону рассредоточенными струями (рис. 5.40). Загрязненный воздух удаляется вытяжной механической системой из нижней зоны помещения. В теплый период года при необходимости увлажняется и охлаждается приточный воздух.

В помещениях для напольного содержания кур, индеек и уток подогретый (в холодное время) наружный воздух механически подается в верхнюю зону помещения по воздуховодам равномерной раздачи. В переходный период допускается дополнительный естественный приток воздуха. В теплое время года при необходимости приточный воздух увлажняется или охлаждается. Заг-

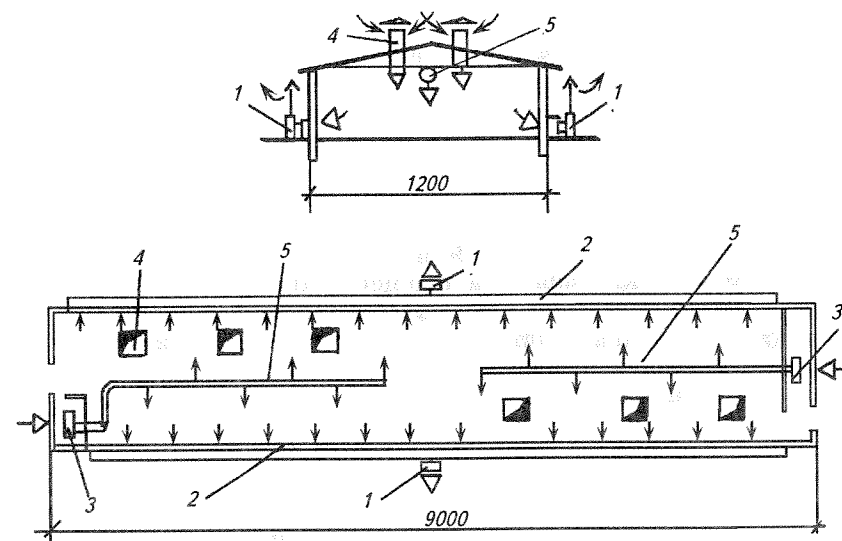


Рис. 5.40. Система вентиляции птицеводческого здания:

1 — вытяжной вентилятор; 2 — вытяжные воздуховоды; 3 — приточные камеры; 4 — приточные шахты; 5 — приточные воздуховоды

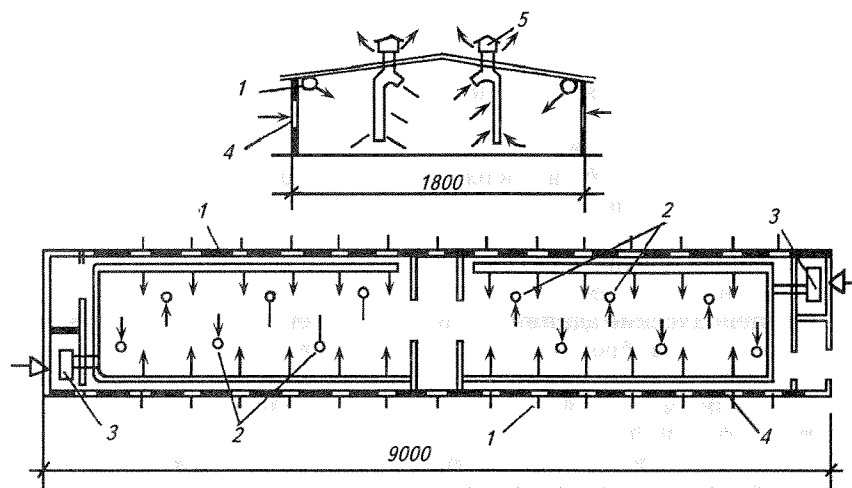


Рис. 5.41. Система вентиляции птицеводческого здания при равномерной раздаче воздуха:

1 — приточные воздуховоды; 2 — вытяжные воздуховоды; 3 — приточные камеры; 4 — кассеты для увлажнения воздуха; 5 — крышные вытяжные вентиляторы

рязненный воздух удаляется из нижней зоны помещения механической системы вентиляции.

Вентиляцию помещений для клеточного содержания птиц осуществляют по такой схеме: механически подают подогретый (в холодный период года), при необходимости увлажненный или охлажденный (в теплое время) воздух в верхнюю и нижнюю зоны сосредоточенными струями в проходы между клеточными батареями либо рассредоточенно из-под клеток, затем механически удаляют загрязненный воздух из нижней, средней и верхней зон с противоположной притоку стороны (рис. 5.41). Увлажняется или охлаждается воздух путем испарительного охлаждения воздуха в аппаратах с орошаемой насадкой.

Хранилища картофеля и овощей. Такие здания оборудуют приточной механической и вытяжной естественной системами вентиляции. Приточные системы механической вентиляции подают наружный воздух непосредственно под закрома хранения овощей. Вытяжная система естественной вентиляции удаляет воздух из всех помещений хранилища через вытяжные каналы, введенные над кровлей в виде шахт (рис. 5.42).

Воздух, подаваемый под закрома, должен иметь положительную температуру. Температуру приточного воздуха в холодный период года повышают за счет использования рециркуляционного воздуха, подмешиваемого к наружному воздуху в необходимых пропорциях.

Воздуховоды системы П-1 проложены под закрома, в которых хранятся овощи. Они имеют щели, через которые воздух посту-

пает в пространство под решетчатым дном закрома. Далее проходит воздух через слой овощей и выходит в верхнюю часть помещения, откуда удаляется наружу через вытяжные каналы с дефлекторами. Для регулирования расхода воздуха на воздуховодах предусмотрены шиберы.

При температуре наружного воздуха ниже 0°C к нему подмешивается внутренний воздух в количестве, обеспечивающем температуру смеси не ниже 0°C . Во время смешения до достижения требуемой температуры приточного воздуха смесь воздуха выбрасывается наружу по специальному воздуховоду. При длительных периодах низких температур наружного воздуха (ниже -10°C) периодически включают систему П-1 на полную рециркуляцию, чтобы воздух не застаивался и не скапливалась углекислота.

Приточная система П-1 выполняет три функции, что связано с различными периодами хранения овощей. Осенью после закладки овощей их сушат. Лечебный период длится 10–14 дней. В это время температура воздуха в межклубневом пространстве должна поддерживаться в пределах $12\text{--}20^{\circ}\text{C}$ при относительной влажности 80–90 %. Приточный воздух нагревается воздухонагревателями, установленными в системе П-1.

После лечебного периода овощи постепенно охлаждаются до температуры $2\text{--}4^{\circ}\text{C}$. Для этого наружный воздух подается в массив овощей в те часы суток, когда его температура ниже температуры овощей. При необходимости подмешивают к наружному внутреннему воздуху (система П-1 работает с частичной рециркуляцией).

После охлаждения овощей наступает период хранения, при котором для вентиляции под закрома подают наружный воздух

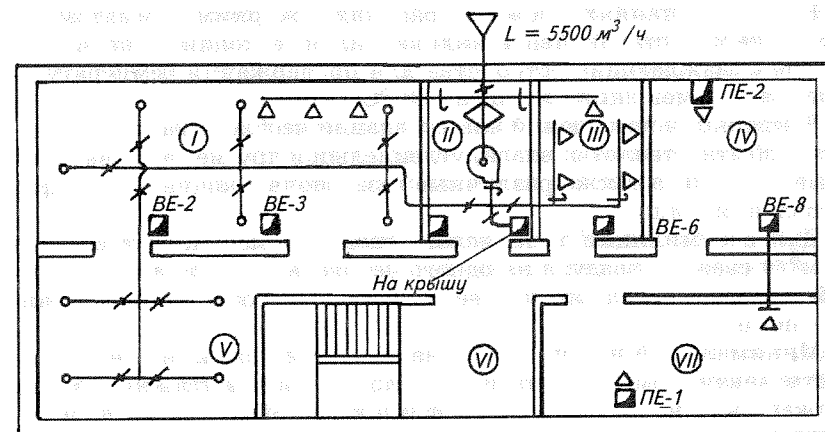


Рис. 5.42. Принципиальная схема вентиляции хранилищ картофеля и овощей. Помещения:

I — хранения картофеля; II — венткамера; III–V — хранения лука, солений, капусты; VI — хранения сухих овощей; VII — холодильные шкафы

Таблица 5.1

Оптимальные температуры и относительная влажность воздуха
в хранилищах различных овощей

Овощи	Температура, °С	Относительная влажность, %
Картофель	+1 ... +4	85–90
Лук (зимой)	–3 ... –1	80–90
Капуста	–1 ... +1	До 95
Соления	0	–

или смесь наружного и внутреннего воздуха. Количество наружного воздуха, подаваемого системой П-1, необходимость рециркуляции и нагрева воздуха в период хранения овощей определяют оптимальными значениями температуры и относительной влажности воздуха в помещении согласно табл. 5.1.

В весеннее время помещения хранилищ охлаждают путем подачи в них наружного воздуха при температуре его ниже температуры овощей, однако температура приточного воздуха не должна быть ниже +1 °С.

Жилые здания. В жилых зданиях, как правило, предусмотрена вытяжная вентиляция с естественным побуждением движения воздуха. Компенсация удаляемого воздуха — за счет поступления наружного воздуха, а также за счет перетекания воздуха из других помещений. В помещениях квартир наружный воздух поступает через форточки, окна, фрамуги, а также через неплотности окон и дверей. Приточную механическую вентиляцию проектируют для жилых зданий, расположенных в северной строительной-климатической зоне. Такие системы подогревают приточный воздух, а также создают подпор воздуха в помещениях, чтобы исключить его инфильтрацию через неплотности в ограждениях.

В жилых зданиях в южных районах с жарким климатом рекомендуется устанавливать индивидуальные кондиционеры или другие охлаждающие устройства для поддержания температуры воздуха в помещениях не выше 28 °С.

Вентиляция помещений жилых зданий необходима, чтобы удалить избытки теплоты, влаги, углекислый и другие газы, выделяемые людьми, а также различные газы, появляющиеся при приготовлении пищи.

Для ассимиляции углекислого газа в помещении требуется 46 м³/ч свежего воздуха на одного человека. С учетом нормируемой площади на одного человека расчетный воздухообмен в жилых помещениях принят равным 3 м³/ч на 1 м² жилой площади.

Минимальный воздухообмен назначается исходя из необходимости вентиляции кухонь и санузлов. Объем вытяжки из них должен быть не менее: в негазифицированной кухне — 60 м³/ч, в газифицированной кухне однокомнатной квартиры — 60 м³/ч, то же, в двухкомнатной — 75 м³/ч, в трехкомнатной — 90 м³/ч, из ванной комнаты и санузла — по 25 м³/ч. В машинном отделении лифта, электрощитовой, мусороуборочной комнате и других

подсобных помещениях предусмотрена вытяжка воздуха с кратностью воздухообмена, равной 1 л/ч.

Воздухообмен в жилых зданиях организуется по следующей схеме: наружный воздух поступает в жилые помещения, а загрязненный воздух удаляется через вытяжные каналы кухни и санузла. В квартирах из четырех и более жилых комнат предусмотрена дополнительная вытяжка из всех комнат, кроме двух ближайших к кухне. Такая организация воздухообмена обеспечивает движение воздуха из жилых комнат в сторону бытовых.

В общежитиях и гостиницах вытяжная вентиляция устраивается в спальнях, комнатах, санузлах и подсобных помещениях, кроме вестибюля и кладовых.

Вытяжные каналы размещают во внутренних стенах или делают приставными. Если приставной канал размещается у наружной стены, то между ними предусматривается теплоизоляция или зазор не менее 5 см. Устройство вытяжных каналов внутри наружных стен не допускается, так как в этом случае в каналах будет выпадать конденсат из удаляемого влажного воздуха. Кроме того, в системах естественной вентиляции в этом случае из-за охлаждения удаляемого воздуха снижается гравитационное давление.

В кирпичных стенах вентиляционные каналы выкладывают прямоугольной формы с минимальными размерами (140 × 140 мм). Чаще применяют вентиляционные блоки с каналами круглого сечения. Приставные каналы выполняют из гипсошлаковых, гипсоволокнистых, шлакобетонных и других плит.

Вытяжку воздуха из кухонь и санузлов желательно устраивать отдельно и самостоятельно для каждого этажа. В многоэтажных зданиях допускается объединять вытяжные каналы в один сборный коллектор (рис. 5.43), причем поэтажные каналы присоединяют к коллектору под потолком. Сборные коллекторы могут быть и горизонтальными, причем к одному горизонтальному коллектору присоединяют каналы из пяти нижерасположенных этажей. Горизонтальные коллекторы выполняют в виде горизонтальных подшивных каналов из асбестоцементных, керамических или бетонных плит.

Вентиляционные системы квартир, общежитий и гостиниц нельзя совмещать с вентиляцией общественных помещений (магазины, столовые и др.), размещенных на первых этажах этих зданий.

В наружных стенах технических подполий и подвалов устраивают продш, общая площадь которых должна обеспечивать не менее чем 1,5-кратный обмен воздуха в 1 ч.

Воздухоприемные отверстия вытяжной вентиляционной системы устраивают на расстоянии 200–500 мм от потолка. Их размер определяют исходя из скорости прохода воздуха 0,5–1 м/с. На большую скорость рассчитывают отверстия нижних, на меньшую — верхних этажей. Для притока воздуха под дверьми кухонь

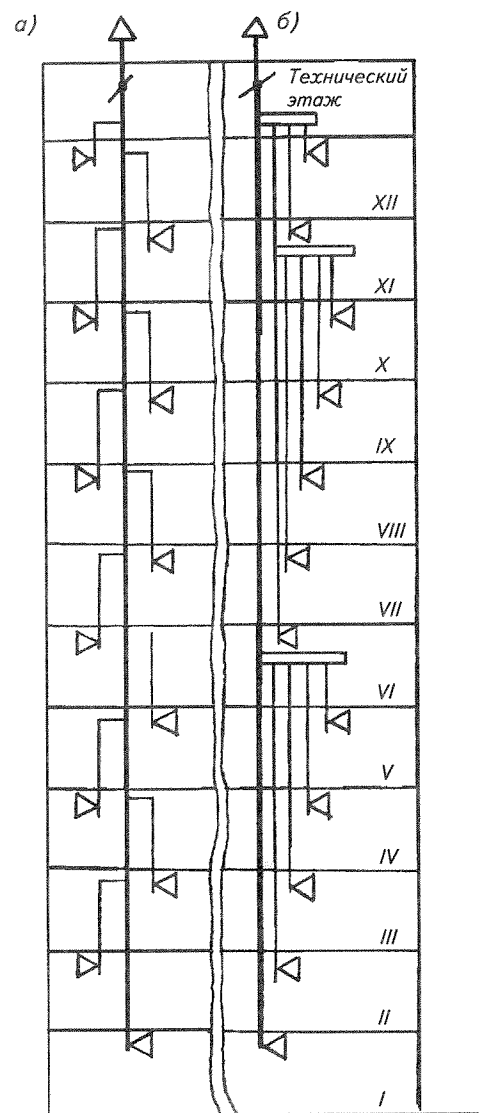


Рис. 5.43. Расположение каналов естественной вентиляции многоэтажных жилых зданий: система с вертикальными коллекторами (а); система с горизонтальными коллекторами (б)

вать осевые вентиляторы у вытяжных отверстий. Кроме того, устанавливают дефлекторы на оголовках вытяжных шахт.

Современные здания гостиниц оборудуют системами кондиционирования воздуха, кондиционеры которых размещают в

и санузла оставляют щель высотой 30 мм.

В бесчердачных зданиях воздух в атмосферу выпускается по каналам в виде труб, установленных на крыше. При наличии чердака каналы в стенах собираются в камеры и далее воздух выбрасывается через одну шахту.

Перемещается воздух по каналам в системах естественной вытяжки из жилых зданий под действием гравитационного давления,

$$P_r = h (\gamma_n - \gamma_v),$$

где h — расстояние по вертикали между осями, проведенными через устье вытяжной шахты и центр воздухоприемной решетки (отверстия), м; γ_n и γ_v — удельные веса наружного и внутреннего воздуха, Н/м³.

Расчетное гравитационное давление определяют при температуре наружного воздуха +5 °С. При более высоких температурах, когда гравитационное давление уменьшается, дополнительный воздухообмен в помещениях осуществляется через форточки, фрамуги, окна.

Для обеспечения устойчивой вытяжки из кухонь в жилых домах высотой шесть и более этажей в верхней трети здания рекомендуется устанавливать

технических этажах. Раздача воздуха по помещениям, а также вытяжка осуществляются по воздуховодам.

Здания административных учреждений. В зданиях административных учреждений предусматривают, как правило, естественную вентиляцию для большинства помещений. Для конференц-залов, помещений общественного питания и помещений киноаппаратных предусматривают самостоятельные системы приточной вентиляции с механическим побуждением воздуха. Приточный воздух подается непосредственно в конференц-зал, обеденные залы, кухни, вестибюли и в другие помещения вспомогательного назначения. Удаляют воздух посредством самостоятельных вытяжных систем вентиляции с механическим побуждением из санузлов, курительных комнат, кабинетов площадью 35 м² и более, холлов и коридоров, помещений общественного питания, аккумуляторных, кинопроекторных, а также вытяжных шкафов и укрытий. Воздух из конференц-залов удаляют системой вытяжной вентиляции с естественным побуждением.

Детские сады-ясли. В помещениях детских садов-ясель предусматривают приточно-вытяжную вентиляцию с естественным побуждением движения воздуха. В спальнях и комнатах дневного пребывания детей устраивают самостоятельную естественную вытяжку для каждой детской группы. В групповых и игрово-столовых помещениях предусматривают сквозное проветривание. В помещениях с длительным пребыванием детей более половины окон должны иметь откидные фрамуги и боковые щитки для направления поступающего холодного воздуха вверх.

Воздух из помещений спален, имеющих сквозное проветривание, удаляют через групповые помещения. Вытяжку воздуха из санитарных узлов производят осевыми вентиляторами. Из помещения изолятора воздух удаляется по отдельным вытяжным каналам. Наружный воздух, подаваемый в детские комнаты, изоляторы, комнату персонала, кухню, подогревается в приточных шкафах или в подоконных приточных устройствах.

Общеобразовательные школы, школы-интернаты. Воздухообмен в учебных помещениях принимают равным 16 м³/ч воздуха на одного человека, в актовом зале — 40 м³/ч на человека, в спортивном зале — 80 м³/ч на человека.

Для основных помещений школ предусмотрены механическая приточная вентиляция и естественная вытяжная вентиляция в размере однократного обмена непосредственно из учебных помещений, остальной объем воздуха удаляется через рекреационные помещения, санитарные узлы, а также за счет эксфильтрации через неплотности окон. Рециркуляция воздуха в системах вентиляции учебных помещений не допускается.

Рекомендуются самостоятельные приточно-вытяжные системы вентиляции для актовых и спортивных залов, лабораторий, кухонь, столовых, мастерских.

Весь объем вытяжного воздуха из лабораторий должен удаляться через вытяжные шкафы. В одной вытяжной системе допускается объединять не более двух вытяжных шкафов одного помещения. При этом удаляемые примеси не должны образовывать взрывоопасные и ядовитые смеси.

Предприятия бытового обслуживания населения. Для предприятий бытового обслуживания характерно выделение в воздух помещений вредных паров и газов, а также большого количества теплоты, влаги и пыли. Источником вредных газов и паров является оборудование для химической чистки одежды, ремонта обуви и кожгалантереи, переплетных работ, ремонта изделий из пластмасс и др. Большое количество теплоты выделяется при работе электродвигателей, при глажении одежды. Влага выделяется при различных технологических процессах.

В помещениях предприятий бытового обслуживания предусматривают механическую приточно-вытяжную вентиляцию. Вредные выделения от оборудования удаляются местными отсосами. При наличии в вентиляционных выбросах паров перхлорэтилена, трихлорэтилена и других вредных газов предусматривают их нейтрализацию в самих машинах и факельный выброс удаляемого воздуха.

Вентиляция помещений, где установлены обезжиривающие машины, рассчитана на 15-кратный воздухообмен, причем приточный воздух в количестве не менее 4-кратного объема помещений подают непосредственно в техническое помещение обезжиривающих машин, а остальной объем приточного воздуха подают в помещение для посетителей или в прилегающие производственные помещения. При удалении газовой смеси местными отсосами, встроенными в обезжиривающие машины, не допускается объединять их с вытяжными системами иного назначения.

В помещениях срочной химической чистки (и с самообслуживанием) воздух удаляется из верхней и нижней зон помещений в непосредственной близости машин обезжиривания.

Общеобменные системы приточной и вытяжной вентиляции производственных помещений и кладовых разрешается устраивать общими при условии установки огнезадерживающих клапанов автоматического действия в воздуховодах от кладовых сгораемых материалов или несгораемых материалов в сгораемой упаковке.

Бани. Основным видом вредных выделений в банях является избыток влаги, для удаления которой предусматривают механическую приточно-вытяжную вентиляцию. Приточный воздух подается в основные помещения бани, как правило, одной приточной системой. Отдельные самостоятельные вытяжные системы предусматривают для помещений мыльных, душевых, парильных, раздевальных, грязной и отдельно чистой половины, дезинфекционных камер, санузлов.

Скорость воздуха в приточных решетках не должна превышать 0,7 м/с в основных помещениях бани и 1,5 м/с — во вспомогательных помещениях.

В раздевальных и мыльных допускается устройство воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, при этом температура приточного воздуха не должна превышать 70 °С.

Прачечные. В прачечных устраивают системы приточно-вытяжной механической вентиляции. В стиральных и сушильно-гладильных цехах приточный воздух попадает в верхнюю и рабочую зоны, в других помещениях — только в верхнюю зону. Вытяжные системы предусматривают отдельно для цеха приемки белья, стирального цеха, сушильно-гладильного цеха, душевых и санузлов. Сушильно-гладильные машины оборудуются местными отсосами.

Схема движения воздуха в прачечных должна обеспечивать перетекание воздуха из помещений выдачи чистого белья в помещения приемки грязного белья.

Бани-прачечные. В небольших населенных пунктах агропромышленного комплекса обычно строят комбинированные бани-прачечные.

В таком здании разрешаются баня с мужским и женским отделениями и прачечная. В банях предусматриваются также стационарные дезинфекционные камеры, позволяющие использовать бани в качестве санитарных пропускников. Расположение основных помещений бань должно обеспечивать движение посетителей последовательно через следующие помещения: вход, вестибюль, касса, гардеробная, ожидальня-остывочная, раздевальня, мыльня, парильня. Основными видами вредных выделений в помещениях бани являются избыточные теплота и водяной пар.

Прачечная имеет стиральное и сушильно-гладильное отделения, химчистку, помещения для хранения и выдачи белья.

Расчетная температура воздуха в вестибюле, гардеробной, ожидальнях-остывочных, административных помещениях и комнатах для персонала 18 °С, в раздевальных и душевых 25 °С, в мыльных 30 °С, в парильнях 70 °С.

Бани оборудуют приточно-вытяжной вентиляцией с механическим побуждением и подогревом приточного воздуха. Подача приточного воздуха и размещение приточных отверстий в раздевальных, мыльных, душевых должны исключать ощущение «сквозняка» и образование застойных зон. Скорость выпуска воздуха в этих помещениях не должна превышать 0,7 м/с.

Самостоятельные вытяжные системы устраивают для раздевальных, мыльных, душевых, парильных, ванн и душевых кабин, грязной и чистой половин дезинфекционных камер, уборных, остальных помещений. В дезинфекционных камерах устанавливают вентилятор с утепленным клапаном для создания 10-кратного воздухообмена в час. В помещении для топки печей-каменок парильных, как правило, устраивают приточно-вытяжную вентиляцию с ес-

тественным побуждением, рассчитанную на 3-кратный воздухообмен в час. Вытяжной канал выводят выше здания через утепленный клапан с зонтом.

Помещения прачечной оборудуют приточно-вытяжной вентиляцией с механическим побуждением. В стиральное и сушильно-гладильное отделения, отличающиеся большими тепловыделениями, приточный воздух подается в верхнюю и рабочую зоны, в остальные помещения прачечной — только в верхнюю зону. Сушильно-гладильные машины прачечной оборудуются местными вытяжными системами.

Пример вентиляции бани-прачечной изображен на рис. 5.44.

Предприятия общественного питания. Кухни-столовые оборудуют общеобменной приточной вытяжной вентиляцией с механическим побуждением. Приточные системы устраивают отдельными для помещений столовой и производственных помещений.

В залах приема пищи устраивают приточно-вытяжную вентиляцию. Из помещений мойки посуды, для пищевых отходов предусматривают самостоятельные вытяжные системы. В варочном зале устраивают приток воздуха от приточной системы в рабочую зону помещения, вытяжка естественная через вытяжные шахты. В помещениях для выпечки кондитерских изделий и в моечных вытяжка должна превышать приток воздуха не менее, чем на два объема этих помещений.

Над кухонными плитами устраивают вытяжные кольцеобразные воздуховоды с отсосом из внутренней части кольца. Внутренние размеры кольцевого воздуховода должны быть на 0,5 м больше габаритных размеров плиты с каждой стороны. Между воздуховодом и потолком устраивают глухую завесу из коррозионно-стойкого металла или из армированного стекла. Кроме вытяжки над плитой в варочном зале устраивают вытяжку из верхней зоны. Принципиальная схема вентиляции кухни-столовой на 340 мест (560 обедов) изображена на рис. 5.45. Система П-1 подает воздух в обеденные залы, система П-2 — в производственные помещения. Система В-1 удаляет воздух из обеденных залов, системы В-2 и В-3 — из варочного зала, В-4 — из помещений мойки посуды, В-5 — из производственных помещений. На входе в столовую устраивают воздушную завесу В-3-1. В ресторанах 1-го класса устраивают системы кондиционирования воздуха.

Магазины. В магазинах с торговыми залами общей площадью до 250 м² предусматривают естественную вентиляцию, общей площадью 400 м² и более оборудуют системами вентиляции с механическим побуждением, при этом объем вытяжки должен быть полностью компенсирован притоком, площадью 3500 м² и более предусмотрена система кондиционирования воздуха. В IV климатическом районе (южные районы) устраивают системы кондиционирования воздуха в магазинах с торговыми залами площадью 1000 м² и более. В магазинах с залами для продовольственных и промышленных товаров предусматривают отдельные для каждого зала системы вентиляции.

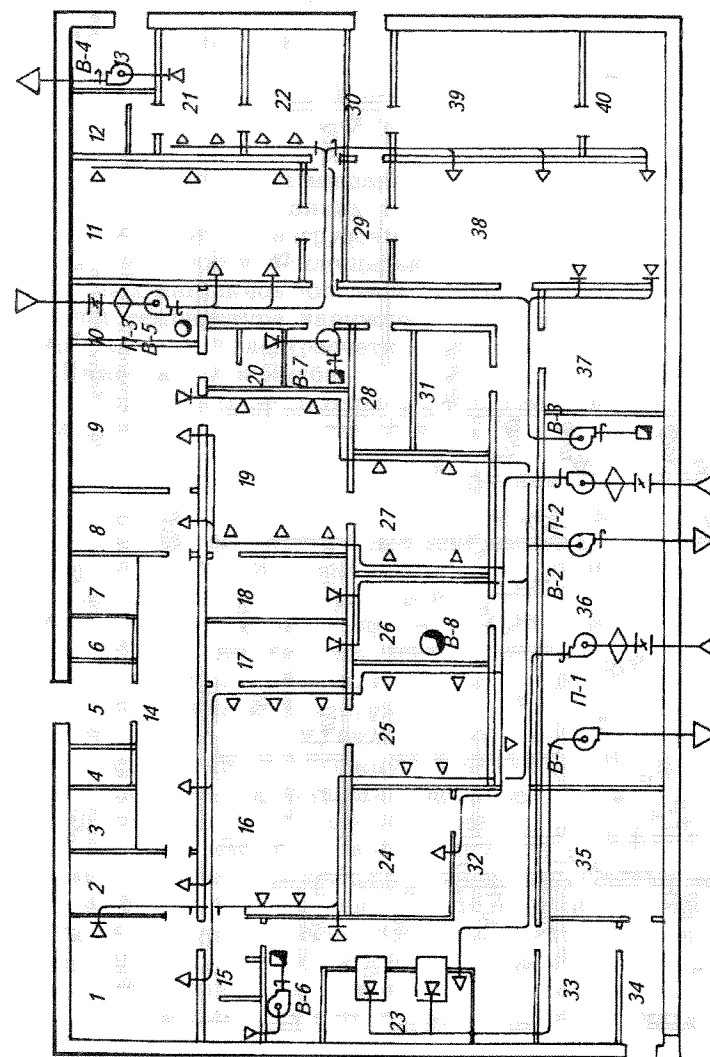


Рис. 5.44. Принципиальная схема вентиляции бани-прачечной на 50 мест (50 кг белья) в смену:

1, 9 — раздевалные, мужские и женские; 2, 8 — охладительная-отстойная; 3, 7 — гардеробы; 4 — касса; 5, 34 — вход; 6 — ларек; 10 — тепловой пункт; 11 — стиральное отделение; 12, 15, 20 — санузлы; 13, 36 — венткамеры; 14 — вестибюль; 16, 19 — мыльные, мужская и женская; 17, 18 — парилки; 21 — химчистка; 22 — подкраска; 23 — дезкамера; 24 — техническое помещение; 25, 27 — душевые; 26 — топчан; 28 — склад; 29, 30 — коридоры; 31 — комната персонала; 32 — цитовая; 33 — одевальная; 35 — парикмахерская; 37 — канцелярия; 38 — сушильно-гладильное отделение; 39 — хранение чистого белья; 40 — ремонт белья

ный факел направляется параллельно потолку или на потолок. Вытяжные отверстия располагаются в потолке или в верхней части стен у портала сцены или перед антрактным занавесом эстрады. При таком взаимном размещении приточных и вытяжных отверстий воздух движется вдоль зрительного зала.

Способы подачи приточного воздуха и размещение приточных отверстий в зрительном зале должны исключать образование застойных зон и неприятного для зрителей ощущения «сквозняка». Подвижность воздуха в зоне зрителей не должна превышать 0,3 м/с.

Разница между температурой воздуха в зоне зрителей и температурой приточного воздуха у приточных отверстий или решеток при выпуске его на высоте до 2 м от пола должна быть не более 2 °С, при выпуске приточного воздуха на высоте более 3 м от пола допускается разница в пределах 5–8 °С в зависимости от высоты отверстия от пола и направления приточного факела. Более высокий перепад температур применяют при использовании воздухораспределительных устройств, обеспечивающих нормальную температуру воздуха в зоне дыхания зрителей.

В зрительный зал должно подаваться 40 м³/ч воздуха на одного зрителя, из них 20 м³/ч наружного и 20 м³/ч рециркуляционного в холодный период года, летом — все 40 м³/ч наружного.

В фойе и кулуарах устраивают только приточную вентиляцию. Фойе и кулуары рассматриваются как резервуары приточного воздуха для компенсации вытяжки из смежных помещений.

Объем приточного воздуха, подаваемого в фойе, должен превышать на 10 % суммарный объем вытяжки из помещений буфета, уборных, курительных, гардероба и плюс двухкратный объем притока в вестибюль. Приточный воздух в фойе и кулуарах подается в верхнюю зону.

В клубной части приточный воздух подается в коридоры в верхнюю зону. В малом зале предусмотрены искусственный приток воздуха и естественная вытяжка.

Приточные вентиляционные камеры располагают, как правило, в подвале или на первом этаже. Пример размещения вентиляционных систем в подвале клуба показан на рис. 5.46. Система П-1 обслуживает зрительную часть клуба, система П-2 — помещения клубной части.

Под противорадиационное укрытие переоборудуются в случае необходимости гардеробная, билiardная и хозяйственная кладовая, расположенные в подвале. Приточный воздух в эти помещения подается от системы П-2 из расчета 7–10 м³/ч на одного человека. Предусмотрена также резервная приточная естественная вентиляция через отверстия в нижней зоне помещений из расчета 3 м³/ч на одного человека. Вытяжка из помещений укрытия естественная через вытяжные каналы.

Убежища. Убежища представляют собой сооружения или части сооружений, предназначенные для укрытия людей в целях защиты их от воздействия оружия массового поражения и под-

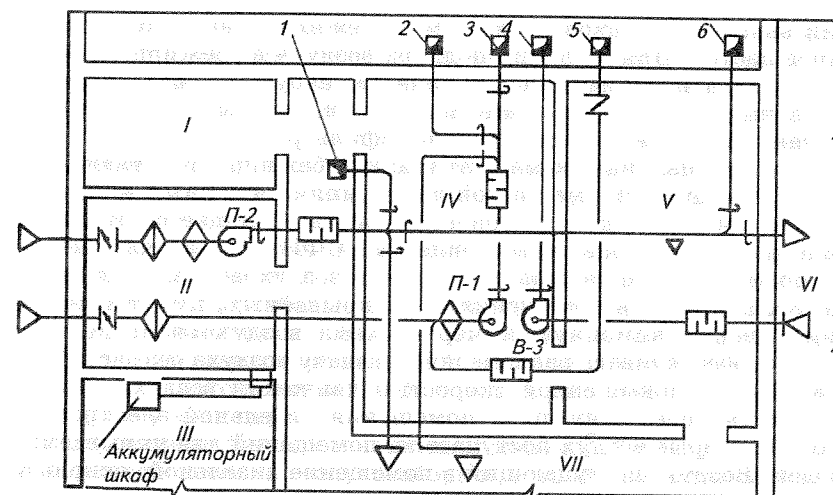


Рис. 5.46. Размещение оборудования систем вентиляции клуба:

I — стояк в библиотеку; 2 — стояк в вестибюль (1900 м³/ч); 3 — стояк в зрительный зал (1600 м³/ч); 4 — стояк на выброс; 5 — стояк из зрительного зала (8000 м³/ч); 6 — стояк в музей и артистические помещения; I — тепловой пункт; II, IV — венткамеры; III — аккумуляторная; V — укрытие; VI — билiardная (укрытие); VII — гардеробная (укрытие)

держания параметров воздуха, требуемых по санитарно-гигиеническим нормам. В соответствии с этим в убежищах предусмотрены три режима вентиляции: чистой вентиляции, фильтровентиляции и полной изоляции.

Режим чистой вентиляции вводят при заполнении убежища людьми в угрожающий период. Система вентиляции при этом режиме должна поддерживать в помещениях убежища нормируемые состав и состояние воздуха. Наружный воздух, подаваемый в убежище, очищается от обычной пыли.

Режим фильтровентиляции вводят при высоком уровне радиоактивного заражения местности (более 100 Р), заражения наружного воздуха отравляющими веществами и бактериальными аэрозолями. Подаваемый в помещения убежища наружный воздух очищают от радиоактивной пыли, отравляющих веществ и бактериальных аэрозолей в специальных фильтрах. Во всех помещениях убежища, расположенных в зоне герметизации, поддерживается подпор воздуха не менее 50 Па, чтобы в убежище не проник наружный зараженный воздух через возможные неплотности и щели ограждения. Входить людям в убежище разрешается только после их санитарной обработки, выходить из убежища — только в ограниченном количестве.

Режим полной изоляции вводят при массовых пожарах над убежищем или вблизи него, а также в первый период после ядерного взрыва. При этом режиме убежище полностью изолируют от наружного воздуха, приточные и вытяжные системы вентиля-

ции выключают, входить людям в убежище и выходить из него запрещается. Для создания подпора воздуха в убежище допускается подавать минимальное количество наружного воздуха, освобожденного от угарного газа, радиоактивной пыли и других поражающих веществ в специальных фильтрах.

Принципиальная схема вентиляции убежища представлена на рис. 5.47. При режиме чистой вентиляции наружный воздух забирается через воздухозаборное устройство, очищается от пыли в пакетных противопыльных фильтрах ПФП-1000 и далее вентиляторами подается в разводящую сеть воздухопроводов. Приточный воздух подается в помещения для укрываемых, пункт управления и вентиляционную камеру. Схема воздухораспределения должна обеспечивать равномерную раздачу воздуха без застойных зон и зон с повышенной скоростью движения воздуха. Воздух удаляется через санузлы и помещения дизельной электростанции, в которые воздух поступает из помещений для укрываемых людей. Воздух, поступающий в помещение дизельной, используется для горения топлива в дизелях.

Необходимый воздухообмен на одного укрываемого при режиме чистой вентиляции определяют из условия предельно допус-

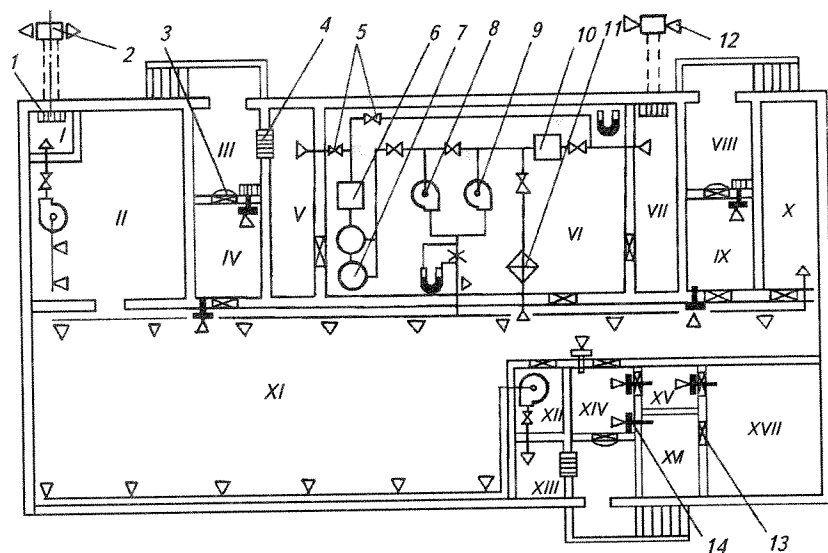


Рис. 5.47. Принципиальная схема вентиляции убежища с ФВК-1:

1, 4 — противозрывное устройство; 2 — воздуховыбросная шахта; 3 — защитно-герметическая дверь; 5 — герметический клапан; 6, 10 — ПФП-1000; 7 — ФПУ-200 (ФП-300); 8 — вентилятор № 1; 9 — вентилятор № 2; 11 — воздухоохладитель; 12 — воздухозаборная шахта режима 1; 13 — герметическая дверь; 14 — клапаны избыточного давления; I, V, VII, XIII — расширительные камеры; II — санузел; III — воздухозабор фильтровентиляции; IV, IX, XIV — герметические тамбуры; VI — фильтровентиляционная камера; VIII — воздухозабор чистой вентиляции; X — пункт управления; XI — помещение для укрываемых; XII — венткамера; XV — электрощитовая; XVI — хранилище горюче-смазочных материалов для ДЭС; XVII — машинный зал для ДЭС

тимых параметров воздуха, при которых человек в состоянии вынести без патологически необратимых сдвигов в организме расчетный срок пребывания в убежище (1,5–7 сут).

Предельные допустимые параметры внутреннего воздуха связаны зависимостью $d_{\text{доп}} = 94 - 2,5t_{\text{доп}}$, где $d_{\text{доп}}$ и $t_{\text{доп}}$ — соответственно предельно допустимые значения влагосодержания и температуры внутреннего воздуха; значение $t_{\text{доп}}$ принимают по нормам, но не более 30 °С.

Минимальная норма подачи свежего наружного воздуха зависит от $t_{\text{н}}$ и составляет 7–20 м³/ч на одного человека. В помещениях для нетранспортабельных больных норма подачи свежего воздуха увеличивается в 1,5 раза. Объем удаляемого из убежища воздуха принимается равным 90 % от объема подаваемого в убежище наружного воздуха (10 % воздуха расходуется на создание подпора в убежище).

При режиме фильтровентиляции наружный воздух забирается через собственное воздухозаборное устройство, которое располагается в одном из выходов убежища, подвергается очистке от радиоактивной пыли в специальных фильтрах и далее вентилятором подается в сеть воздухопроводов. Воздухозаборные устройства для режимов чистой вентиляции и фильтровентиляции связывают перемычкой-трубой с установкой на ней гермоклапанов.

Наружный воздух при режиме фильтровентиляции забирается вентилятором № 1, вентилятор № 2 работает при этом на рециркуляцию воздуха. Такая схема подачи воздуха в помещения обусловлена потребностью равномерно распределить воздух по всему объему помещения. Рециркуляционный воздух может охлаждаться в воздухоохладителе.

Необходимый воздухообмен в помещениях убежища при режиме фильтровентиляции определяется с учетом поглощения части избыточной теплоты ограждающими конструкциями.

Санитарная норма подачи свежего наружного воздуха на одного укрываемого 2 м³/ч, в пункте управления — 5 м³/ч, в помещениях для нетранспортабельных больных — 10 м³/ч. Указанные нормы поддерживают требуемые параметры воздуха в помещениях при температуре наружного воздуха самого жаркого месяца до 20 °С и его энтальпии до 44 кДж/кг. При более высоких параметрах наружного воздуха подача его в убежище определяется расчетом. Однако нормы ограничивают максимальный воздухообмен: он должен быть не более 8 м³/ч на одного человека. Если расчетный воздухообмен на одного человека окажется выше 8 м³/ч, то часть избыточной теплоты снимают за счет увеличения площади ограждений путем увеличения площади помещений, но не более 0,75 м² на человека, или применяют воздухоохладители.

Воздух из убежища при режиме фильтровентиляции удаляют также через санузлы и дизельную электростанцию. Часть воздуха удаляется при периодической продувке тамбуров-шлюзов.

При режиме полной изоляции наружный воздух подается в убежище в минимальном количестве только для создания под-

пора. Газовый состав внутреннего воздуха поддерживается за счет его регенерации, при этом поглощается углекислый газ и обогащается воздух кислородом. Избыточная теплота снимается путем охлаждения рециркуляционного воздуха в воздухоохладителях.

В убежищах вместимостью до 600 человек устанавливают фильтровентиляционные комплекты ФВК-I или ФВК-II. ФВК-I применяют для режимов чистой вентиляции и фильтровентиляции, ФВК-II может обеспечивать все три режима вентиляции.

В комплект ФВК-I входят вентиляторы ЭРВ 600/300, фильтры ПФП-1000, ФПУ-200 или ФП-300, воздухоохладитель, гермоклапаны. В комплект ФВК-II, кроме того, входят фильтр ФГ-70 для очистки воздуха от окиси углерода и регенеративная установка РУ-150/6.

Вентилятор ЭРВ 600/300 подает $600 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при режиме чистой вентиляции и $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ при режиме фильтровентиляции, развивая полное давление 590 и 1225 Па соответственно. В убежищах большой вместимости используют вентиляторы ЭРВ-72-2 и ЭРВ-72-3, созданные на базе вентиляторов Ц4-70.

Для очистки воздуха от пыли при режиме чистой вентиляции предусматриваются в комплектах пакетные противопыльные фильтры ПФП-1000. Пропускная способность фильтра ПФП-1000 составляет $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при начальном сопротивлении не более 245 Па. Фильтр считается отработавшим, если сопротивление из-за засорения пылью фильтрующего материала достигает 1000 Па.

Для очистки наружного воздуха от радиоактивной пыли и бактериальных аэрозолей при режиме фильтровентиляции предусмотрены в комплектах фильтры ПФП-1000, а для очистки воздуха от отравляющих веществ — фильтры-поглотители ФПУ-200 или ФП-300.

Фильтры-поглотители ФПУ-200 имеют производительность $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ при сопротивлении потоку воздуха 540 Па, а фильтры-поглотители ФП-300 имеют производительность $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ при сопротивлении 1000 Па.

Принципиальная схема системы вентиляции с комплектом ФВК-II приведена на рис. 5.48. При режиме полной изоляции наружный воздух проходит через фильтр ФГ-70, в котором освобождается от окиси углерода, а затем через фильтры ПФП-1000 и фильтры-поглотители ФПУ-200 (ФП-300), в которых очищается от радиоактивной пыли, бактериальных аэрозолей и отравляющих веществ.

Реакция окисления окиси углерода до двуокиси углерода происходит в фильтре ФГ-70 при температуре не ниже 60°C , поэтому перед фильтром ФГ-70 устанавливают воздухонагреватель, а после фильтра — воздухоохладитель. Фильтры ФГ-70 с теплообменниками размещаются в специальном герметизированном помещении.

Регенеративная установка РУ-150/6 предназначена для освобождения внутреннего воздуха от углекислого газа и обогаще-

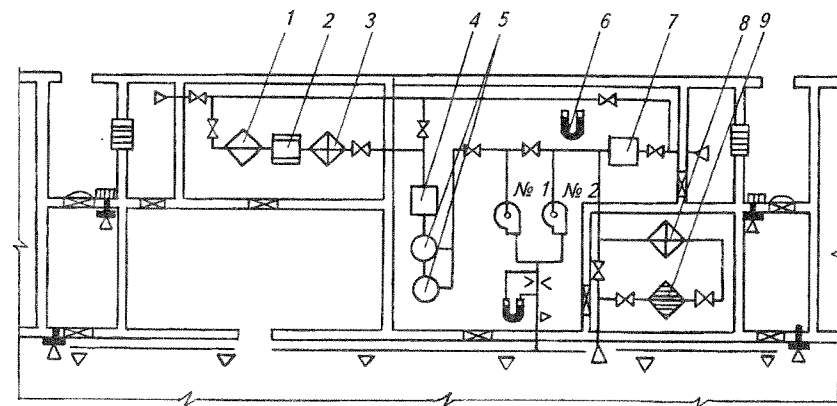


Рис. 5.48. Принципиальная схема вентиляции убежища с ФВК-II:

1 — воздухонагреватель; 2 — фильтр ФГ-70; 3, 8 — воздухоохладители; 4, 7 — ПФП-1000; 5 — ФП-300; 6 — манометр для измерения подпора; 9 — регенеративная установка РУ-150/6

ния его кислородом в период режима полной изоляции. В регенеративной установке используют надперекисные соединения щелочных металлов, которые при контакте с воздухом поглощают углекислый газ и в результате химической реакции выделяют кислород. Регенерирующее вещество размещено в шести специальных регенеративных патронах РП-2, соединенных между собой воздухопроводами. Установка РУ-150/6 включается путем открытия клапанов на воздухопроводах, перемещающих рециркуляционный воздух через патроны РП-2 посредством вентилятора № 2.

Расход воздуха через РУ-150/6 составляет $150\text{--}225 \text{ м}^3/\text{ч}$, сопротивление потоку воздуха 490 Па. Габаритные размеры установки $1555 \times 890 \times 1785 \text{ мм}$. Установку монтируют в отдельном помещении.

Регенерация воздуха сопровождается выделением теплоты, вследствие чего воздух после регенерации достигает температуры 200°C , поэтому после РУ-150/6 устанавливают воздухоохладитель.

На воздушных трактах, сообщающих системы вентиляции убежищ с наружной средой, устанавливают противовзрывные устройства (ПВУ), предназначенные для защиты вентиляционных отверстий от проникания в убежища ударной волны ядерного взрыва. В убежищах в качестве ПВУ применяют МЗС-1 (малая защитная секция), а также УЗС-8 и УЗС-25 (универсальные защитные секции). Эти конструкции имеют поворачивающиеся лопасти, которые под действием ударной волны перекрывают отверстие.

После ПВУ по ходу воздуха располагается расширительная камера объемом от $0,5$ до 6 м^3 , предназначенная для погашения проскочившей части ударной волны (до момента срабатывания ПВУ).

РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

6.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ, ТЕПЛОТЫ И ВЛАГИ, ПОСТУПАЮЩИХ В ВОЗДУХ ПОМЕЩЕНИЙ

Основными вредными выделениями, которые поступают в воздух помещений, являются:

- избыточная теплота;
- избыточная влага;
- вредные пары и газы;

пыль и другие твердые и жидкие частицы, ухудшающие состав и состояние воздуха помещений.

Количество теплоты, поступающей в помещение, складывается из теплоты, передаваемой через наружные ограждения, технологических и бытовых тепловыделений и теплоты, вносимой вентиляционным воздухом. Источниками технологических и бытовых тепловыделений являются нагретые элементы оборудования, остывающие изделия, аппаратура радио и связи, приборы искусственного освещения, люди, животные и птицы. Теплота, поступающая в помещение от оборудования, отопительных приборов, нагретых материалов, людей и других источников и воздействующая на температуру воздуха в этом помещении, называется *явной теплотой*. Остаточное количество явной теплоты (за вычетом теплотопотерь), поступающее в помещение при расчетных параметрах наружного воздуха после осуществления всех технологических, строительных, объемно-планировочных, санитарно-технических мероприятий, направленных на уменьшение поступлений теплоты, называется *избытком явной теплоты*.

Кроме явной теплоты в воздух помещений может поступать *скрытая теплота*, вносимая водяным паром, источником которого являются технологические процессы, люди, животные.

Избытки теплоты вычисляют в зависимости от соотношения количества теплоты, выделяемой в помещении и уходящей за его пределы, на основе теплового баланса помещений, который был рассмотрен в п. 2.4.

Водяной пар. Источниками выделения водяного пара являются люди, животные, птицы, некоторые технологические процессы, сопровождающиеся испарением влаги, ограждения, конструкции, через которые также может поступать влага.

Количество водяного пара, выделяемого людьми, зависит от степени тяжести выполняемой ими работы и температуры окружающего воздуха:

$$G_{\text{п}} = n g_{\text{п}}, \quad (6.1)$$

где n — количество людей в помещении; $g_{\text{п}}$ — количество водяного пара, выделяемого одним человеком, г/ч.

Количество водяного пара $G_{\text{п}}$ (кг/ч), поступающего в помещение в результате испарения воды в ваннах, со смоченных поверхностей, определяют по формуле

$$G_{\text{п}} = \beta (p_{\text{нт}_w} - p_{\text{пт}}) F, \quad (6.2)$$

где β — коэффициент влагообмена между воздухом и поверхностью воды, отнесенной к разности парциальных давлений водяного пара, кг/(м² · ч · Па); $p_{\text{нт}_w}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара в слое воздуха непосредственно на поверхности воды, Па; $p_{\text{пт}}$ — парциальное давление водяного пара в окружающем воздухе, Па; F — площадь поверхности испарения, м².

Коэффициент влагообмена β следует определять по зависимостям, полученным А. В. Нестеренко [24]. Для помещений с незначительной подвижностью воздуха (случай свободной конвекции) и при $\text{ArPr}' = 3 \cdot 10^6 - 1 \cdot 10^8$ используют уравнение

$$\text{Nu}' = 0,66 (\text{ArPr}')^{0,26}, \quad (6.3)$$

где Nu' — диффузионное число Нуссельта, $\text{Nu} = \beta l / D$; Ar — число

Архимеда, $\text{Ar} = \frac{g l^3}{\nu^3} \frac{\gamma_{\text{н}} - \gamma}{\gamma_{\text{н}}}$; Pr' — диффузионное число Прандтля,

$\text{Pr}' = \nu / D$; для помещений, температура воздуха в которых 15–30 °С, Pr' может быть принято постоянным и равным 0,61; l — характерный литейный размер, $l = \sqrt{F}$, м; D — коэффициент диффузии пара в воздух, м²/ч; $\gamma_{\text{н}}$ и γ — удельные веса влажного воздуха у поверхности испарения и в помещении соответственно, Н/м³.

В помещениях животноводческих и птицеводческих комплексов влага поступает от животных, с открытых поверхностей, из поилок, каналов, от смоченных полов при гидроуборке, от влажного корма и других источников. Количество влаги, выделяемой животными и птицами, приведено в справочной литературе.

Вредные пары и газы. Поступают в воздух помещений от людей, животных и птиц, от технологических процессов.

Поступление углекислого газа от людей зависит от интенсивности выполняемой ими работы и колеблется в пределах от 23 до 45 л/ч от одного человека.

Поступление углекислого газа от животных и птиц определяют в зависимости от их количества в помещении и выделения газа одним животным (птицей), данные о которых приведены в справочной литературе.

Количество паров растворителей, выделяющихся при окраске или лакировке, определяют по формуле

$$G = \frac{g_m m F}{100}, \quad (6.4)$$

где G — количество выделяющихся паров растворителей, г/ч; g_m — расход лакокрасочных материалов на 1 м^2 поверхности изделия, г/м²; m — содержание летучих растворителей в лакокрасочном материале, выделяющихся при высыхании материала, %; F — площадь поверхности, покрытой лаком или краской за 1 час, м²/ч.

Расход нитролаков на 1 м^2 поверхности при окраске одним слоем в зависимости от способа окраски составляет 160–200 г/м². Расход масляных лаков и эмалей — 60–90 г/м². Содержание летучих растворителей: в бесцветном аэролаке 92 %, в цветных аэролаках 75 %, в масляных лаках и эмалях 35 %.

6.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА ПРИ ОБЩЕОБМЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Количество воздуха, которое необходимо подавать в помещение для обеспечения нормируемых параметров воздуха в рабочей зоне помещения, определяют расчетом из условия ассимиляции избытков теплоты и влаги, уменьшения концентраций вредных паров и газов до допустимых пределов, а также удаления пыли, поступившей в помещение. При этом учитывают неравномерность распределения вредных выделений по высоте и площади помещений, а также необходимость возмещения воздуха, удаляемого местными вытяжными системами от оборудования, и воздуха, используемого на технологические нужды (сушка, горение и т. п.). При отсутствии данных о количестве вредных выделений в воздух помещений допускается определять количество вентиляционного воздуха по укрупненным измерителям, установленным нормативными документами.

Определение количества вентиляционного воздуха по расчету на ассимиляцию вредных выделений

При общеобменной вентиляции нормируемое состояние воздуха должно быть обеспечено во всем объеме рабочей зоны помещения. Это достигается подачей в помещение чистого воздуха и удалением загрязненного. Количество подаваемого в помещение воздуха должно быть достаточным для снижения концентрации вредных выделений до предельно допустимого значения. Изменение концентрации вредных веществ в воздухе помещения зависит от интенсивности их поступления, объема воздуха в помещении, ко-

личества воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него системами общеобменной вентиляции, и времени ее действия. Рассмотрим зависимость изменения концентрации вредных веществ в воздухе помещения от перечисленных факторов.

Пусть в начальный момент времени ($\tau = 0$) концентрация некоторого вредного вещества (газ, пар, пыль) в любой точке помещения равна y_1 . В этот же момент в помещении начинает действовать источник выделения этого вредного вещества с интенсивностью M_v единиц массы вещества в час и включается система общеобменной вентиляции. Если пренебречь разностью температур приточного и удаляемого воздуха, то можно считать объем удаляемого воздуха равным объему приточного воздуха, т. е. $L_y = L$. Концентрация рассматриваемого вредного вещества в приточном воздухе y_0 , а в удаляемом — y . Объем воздуха в помещении V (м³). Расчетная схема дана на рис. 6.1. Приняв, что вредные выделения мгновенно и равномерно распространяются в объеме помещения, можем написать следующее дифференциальное уравнение, выражающее баланс вредного вещества для рассматриваемого помещения:

$$Ly_0 d\tau + M_v d\tau - Ly d\tau = V dy, \quad (6.5)$$

где $Ly_0 d\tau$ — количество вредного вещества, внесенное в помещение приточным воздухом за время $d\tau$; $M_v d\tau$ — количество вредного вещества, поступающего в воздух помещения за это же время; $Ly d\tau$ — количество вредного вещества, вынесенное из помещения с удаляемым воздухом за время τ ; $V dy$ — приращение вредного вещества в помещении за время τ .

Разделив переменные и подставив dy в виде

$$dy = -\frac{1}{L} d(Ly_0 + M_v - Ly),$$

где $L = \text{const}$, $M_v = \text{const}$, $y_0 = \text{const}$, получим

$$\frac{d\tau}{V} = -\frac{1}{L} \frac{d(Ly_0 + M_v - Ly)}{Ly_0 + M_v - Ly}.$$

Проинтегрируем это уравнение в пределах по времени от 0 до τ и по концентрации от y_1 до y :

$$\int_0^\tau \frac{d\tau}{V} = -\frac{1}{L} \int_{y_1}^y \frac{d(Ly_0 + M_v - Ly)}{Ly_0 + M_v - Ly},$$

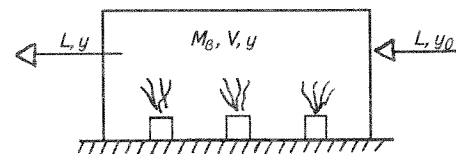


Рис. 6.1. Расчетная схема к выводу уравнения воздухообмена

в результате получим

$$\frac{\tau L}{V} = \ln \frac{Ly_0 + M_B - Ly_1}{Ly_0 + M_B - Ly_1} \quad (6.6)$$

Умножив на -1 числитель и знаменатель правой части равенства (6.6), получим

$$\frac{\tau L}{V} = \ln \frac{Ly_1 - Ly_0 - M_B}{Ly - Ly_0 - M_B}, \quad (6.7)$$

или

$$e = \frac{\tau L}{V} = \frac{Ly_1 - Ly_0 - M_B}{Ly - Ly_0 - M_B}. \quad (6.8)$$

Решив уравнение (6.8) относительно y и проделав несложные преобразования, получим выражение для концентрации вредных веществ в зависимости от времени и других определяющих ее значение величин:

$$y = \left(y_0 + \frac{M_B}{L} \right) \left(1 - e^{-\frac{\tau L}{V}} \right) + y_1 e^{-\frac{\tau L}{V}}. \quad (6.9)$$

При продолжительном использовании помещения расчетным для определения количества подаваемого в помещение воздуха является установившийся режим выделения вредных веществ и непрерывная работа вентиляции ($\tau = \infty$), при котором концентрация вредных веществ поддерживается в размерах, не превышающих предельно допустимой величины $y_{\text{доп}}$. При этих условиях из уравнения (6.9) следует, что

$$y_{\text{доп}} = y_0 + \frac{M_B}{L}, \quad (6.10)$$

откуда количество подаваемого в помещение воздуха при установившемся режиме работы общеобменной вентиляции

$$L = \frac{M_B}{y_{\text{доп}} - y_0}. \quad (6.11)$$

Формулу (6.11) обычно используют при проектировании систем общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха, если нет особых указаний о характере использования помещения.

Если время использования помещения ограничено и объем его относительно велик [величина $\frac{\tau L}{V}$ в формуле (6.9) не стре-

мится к бесконечности], то количество вентиляционного воздуха по формуле (6.11) определить нельзя. Поскольку непосредственно из уравнения (6.9) невозможно получить выражение для определения L , используют прием, позволяющий определить приближенное значение количества вентиляционного воздуха L , необходимого для поддержания концентрации вредного вещества в помещении, не выше предельно допустимой. Суть этого приема состоит в том, что $e^{\frac{\tau L}{V}}$ раскладывают в ряд:

$$e^{\frac{\tau L}{V}} = 1 + \frac{\tau L}{V \cdot 1!} + \left(\frac{\tau L}{V} \right)^2 \frac{1}{2!} + \dots,$$

и сумму первых двух членов ряда приравнивают к правой части уравнения (6.8). Откуда при $y = y_{\text{доп}}$ получаем

$$L = \frac{M_B}{y_{\text{доп}} - y_0} - \frac{V}{\tau} \frac{y_{\text{доп}} - y_1}{y_{\text{доп}} - y_0}. \quad (6.12)$$

Формулу (6.12) используют для определения количества вентиляционного воздуха в том случае, когда время использования помещения непродолжительно и объем его относительно велик. В этих случаях концентрация вредных веществ в помещении зависит от времени, что и учитывается величиной τ .

В вентилируемых помещениях весьма часто одновременно выделяются и теплота, и влага. В этом случае избыточная теплота, подлежащая удалению системой общеобменной вентиляции, существует в виде явной и скрытой теплоты, сумма которых в воздухе (полная теплота) характеризуется энтальпией. Подаваемый в помещение воздух одновременно ассимилирует избыточную теплоту и водяной пар, причем одна и та же порция воздуха поглощает одновременно как явную теплоту за счет разности температур, так и скрытую теплоту, уносимую вместе с водяным паром. Количество вентиляционного воздуха в случае выделения в помещение избыточных теплоты и влаги может быть определено по формуле, аналогичной (6.12).

Если количество вентиляционного воздуха G выразить в килограммах в час, то формула для случая одновременного поступления в воздух помещения явной и скрытой теплоты приобретает следующий вид по аналогии с выражением (6.12):

$$G = \frac{Q}{I_B - I_{\text{пр}}} - \frac{\rho V}{\tau} \frac{I_B - I_1}{I_B - I_{\text{пр}}}, \quad (6.13)$$

где Q — полная избыточная теплота, кДж/ч; I_B — нормируемая энтальпия воздуха в помещении, кДж/кг; $I_{\text{пр}}$ — энтальпия воздуха, поступающего в помещение, кДж/кг; I_1 — энтальпия возду-

ха в помещении в начале работы вентиляции, кДж/кг; ρ — плотность воздуха в помещении при средней температуре в нем, кг/м³.

Если в помещении выделяется только явная теплота $Q_{\text{я}}$, соответствующее уравнение имеет вид

$$G = \frac{Q_{\text{я}}}{C_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_{\text{пр}})} - \frac{\rho V}{\tau} \frac{t_{\text{в}} - t_1}{t_{\text{в}} - t_{\text{пр}}}. \quad (6.14)$$

Для условий, когда помещение используется продолжительное время и продолжительность непрерывной работы вентиляции весьма велика ($\tau = \infty$), расчетные формулы для определения количества вентиляционного воздуха принимают вид, аналогичный зависимости (6.11). Если в помещении выделяется явная и скрытая теплота, то

$$G = \frac{Q}{I_{\text{в}} - I_{\text{пр}}}. \quad (6.15)$$

Если выделяется только явная теплота, то

$$G = \frac{Q_{\text{я}}}{c_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_{\text{пр}})}. \quad (6.16)$$

В формуле (6.16) для определения количества вентиляционного воздуха по явной теплоте, во-первых, предполагается, что вся избыточная теплота удаляется с помощью общеобменной системы вентиляции, и, во-вторых, принимается, что температура воздуха во всем объеме помещения одинакова. Если температура воздуха в рабочей зоне $t_{\text{р.з}}$ ниже температуры воздуха t_{yx} и если часть воздуха удаляется непосредственно из рабочей зоны ($G_{\text{р.з}}$), то в формулу (6.16) вводят коэффициент m_t , учитывающий указанную разность температур:

$$m_t = \frac{t_{\text{р.з}} - t_{\text{пр}}}{t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}}}. \quad (6.17)$$

Формула (6.16) приобретает вид

$$G = \frac{m_t Q_{\text{я}}}{c_{\text{в}}(t_{\text{р.з}} - t_{\text{пр}})} + (1 - m_t) G_{\text{р.з}}. \quad (6.18)$$

Температура уходящего воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения,

$$t_{\text{yx}} = \frac{t_{\text{р.з}} - (1 - m_t)t_{\text{пр}}}{m_t}. \quad (6.19)$$

Аналогично при расчете количества вентиляционного воздуха по избыткам полной теплоты

$$m_I = \frac{I_{\text{р.з}} - I_{\text{пр}}}{I_{\text{yx}} - I_{\text{пр}}}; \quad (6.20)$$

$$G = \frac{m_I Q}{I_{\text{р.з}} - I_{\text{пр}}} + (1 - m_I) G_{\text{р.з}}.$$

Определение количества вентиляционного воздуха по формулам (6.13), (6.15) и (6.20) предполагает предварительное построение на $I-d$ -диаграмме процесса изменения состояния воздуха при прохождении его через помещение, в котором выделяются избыточная теплота и влага. Процесс строят по правилам, согласно которым для помещения должны быть составлены балансы по теплоте Q и водяному пару W , позволяющие найти значение соответствующего тепловлажностного отношения ε :

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{Q}{W}. \quad (6.21)$$

Зная величину ε , можно построить на $I-d$ -диаграмме линию процесса изменения состояния воздуха (рис. 6.2). Если состояние приточного воздуха характеризуется на $I-d$ -диаграмме точкой B ($I_{\text{пр}}$, $d_{\text{пр}}$), то конечное состояние воздуха (точка A) обычно определяется нормативным значением одного из его параметров, например температуры $t_{\text{в}}$. Зная положение на $I-d$ -диаграмме точек, характеризующих начальное состояние воздуха (точка B) и конечное состояние (точка A), можно определить количество вентиляционного воздуха не только по разности энтальпий $I_{\text{в}} - I_{\text{пр}}$ [формула (6.15)], но и по разности влагосодержания $d_{\text{в}} - d_{\text{пр}}$:

$$G = \frac{W 1000}{d_{\text{в}} - d_{\text{пр}}}. \quad (6.22)$$

В рассмотренном случае состояние приточного воздуха задано. Конечное состояние воздуха определялось тепловлажностным отношением ε и температурой $t_{\text{в}}$.

Если задано требуемое состояние воздуха в помещении (точка A на рис. 6.2), то необходимое состояние приточного воздуха и его количество для поглощения одновременно выделяемых Q и W определяют следующим образом.

Через точку A проводят линию процесса изменения состояния приточного воздуха в соответствии с угловым коэффициентом ε . Параметр

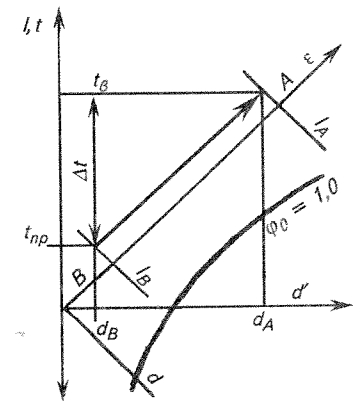


Рис. 6.2. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса изменения состояния воздуха при ассимиляции избытков теплоты и влаги

ры приточного воздуха могут соответствовать любой точке, лежащей на этой линии ниже точки A , так как в этом случае линия процесса изменения состояния приточного воздуха всегда пройдет через точку A . Чем далее точка приточного воздуха B стоит от точки A , тем меньший расход воздуха необходим для удаления тепловлагоизбытков.

Положение точки B на линии процесса определяют по допустимому перепаду температуры воздуха в помещении t_b и приточного воздуха $t_{пр}$ ($\Delta t = t_b - t_{пр}$). Очевидно, чем больше разность температур $t_b - t_{пр}$, тем на большем удалении будет находиться точка B от точки A на линии процесса, тем меньше нужно подавать воздуха в помещение для ассимиляции избытков теплоты и влаги. Допустимое значение указанной разности температур зависит от типа воздухораспределительного устройства. Соответствующим распределением приточного воздуха можно добиться того, чтобы при значительных значениях разности температур $t_b - t_{пр}$ в рабочую зону поступал воздух, имеющий допустимую температуру, близкую к t_b .

Приняв по нормам или установив расчетом величину $\Delta t = t_b - t_{пр}$, находят на $I-d$ -диаграмме положение точки B и по одной из формул (6.15) или (6.22) определяют необходимое количество вентиляционного воздуха.

Необходимое состояние приточного воздуха, характеризующееся на $I-d$ -диаграмме точкой B , может быть обеспечено в общем случае системой кондиционирования воздуха.

Таким образом, количество вентиляционного воздуха для удаления одновременно выделяющихся в помещении тепло- и влагоизбытков определяют в следующем порядке:

- 1) наносят на $I-d$ -диаграмме точку A , соответствующую требуемому состоянию воздуха в помещении;
- 2) вычисляют угловой коэффициент по формуле (6.21) и через точку A проводят линию процесса;
- 3) по величине Δt определяют положение на линии процесса точки B , характеризующей состояние приточного воздуха;
- 4) по параметрам приточного и внутреннего воздуха определяют количество вентиляционного воздуха, используя одну из формул (6.15) или (6.22).

Если заданы параметры приточного воздуха, подаваемого в помещение с тепловлагоизбытками, то параметры воздуха, которые сформируются в помещении, и количество вентиляционного воздуха определяют в следующем порядке:

- 1) наносят на $I-d$ -диаграмме точку B , характеризующую приточный воздух;
- 2) определяют ϵ по формуле (6.21) и через точку проводят линию процесса;
- 3) на пересечении изотермы t_b (температура воздуха в помещении) с линией процесса находят точку A , характеризующую состояние воздуха в помещении;

4) по параметрам воздуха состояний A и B вычисляют количество вентиляционного воздуха, используя одну из формул (6.15) или (6.22).

Приточный воздух, поступающий в помещение с тепло- и влагоизбытками, не обязательно может быть наружным. Тогда может быть использована смесь наружного и рециркуляционного воздуха. Если в помещении одновременно выделяются теплота, водяной пар, вредные пары и газы, то необходимое количество наружного воздуха G_n определяют по формуле (6.11) из условия растворения вредных паров и газов до допустимой концентрации, а общее количество воздуха G — по формулам (6.15) и (6.22) из условия ассимиляции избыточных теплоты и влаги. Если окажется, что $G > G_n$, то часть воздуха может рециркулировать. Количество рециркуляционного воздуха G_p равно разности между G и G_n , т. е.

$$G_p = G - G_n. \quad (6.23)$$

Следует заметить, что одна и та же порция воздуха может поглощать один вредный пар (газ), независимо от насыщения до предельных концентраций другими, поэтому при наличии в помещении нескольких видов вредных паров и газов, количество наружного воздуха определяют по каждому виду вредного пара или газа отдельно, а в расчет принимают большее из них. Это значение сравнивается с количеством наружного воздуха, необходимым по санитарной норме; большее значение принимают в качестве расчетного количества наружного воздуха G_n для рассматриваемого помещения.

При одновременном выделении в помещение нескольких вредных веществ однонаправленного воздействия на человека количество вентиляционного воздуха определяют по каждому веществу, а в качестве расчетного принимают его сумму.

Определение расхода воздуха из условий воздушного отопления

К методу определения количества вентиляционного воздуха для одновременной ассимиляции тепло- и влагоизбытков очень близок по физической сущности метод определения количества воздуха, подаваемого в помещение, из условий воздушного отопления. При воздушном отоплении приходится иметь дело не с избыточной теплотой, а с теплотопотерями, которые должны возмещаться теплотой, отдаваемой помещению приточным воздухом. Приточный воздух должен иметь температуру $t_{пр}$, более высокую, чем расчетная температура t_b в помещении. Значение температуры $t_{пр}$ определяется условиями подачи воздуха в помещение; в общем случае $t_{пр} \leq 50^\circ \text{C}$.

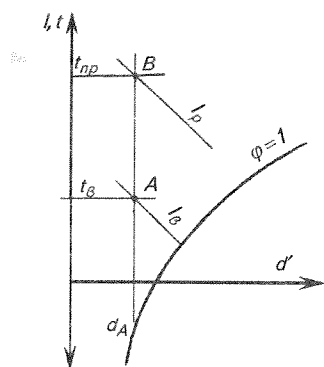


Рис. 6.3. Изменение состояния воздуха, подаваемого в помещение системой воздушного отопления

Процесс изменения состояния воздуха, подаваемого в помещение системой воздушного отопления, показан на рис. 6.3.

Количество воздуха G (кг/ч), подаваемого в помещение системой воздушного отопления, определяют по формуле

$$G = \frac{Q_{\text{пом}}}{c_v(t_{\text{пр}} - t_B)}, \quad (6.24)$$

где $Q_{\text{пом}}$ — теплопотери помещения, кДж/ч.

Определение количества вентиляционного воздуха по укрупненным измерителям

Существуют два основных способа определения количества вентиляционного воздуха по укрупненным измерителям: по нормативной кратности воздухообмена и по нормам расхода воздуха на одного потребителя воздуха или на один характерный источник вредных выделений. К этим способам прибегают в тех случаях, когда расчетным путем определить количество вредных выделений в помещении нельзя. Тогда на основании выработанных практикой данных количество вентиляционного воздуха находят по укрупненным измерителям.

При первом способе используют понятие кратности воздухообмена. Под *кратностью воздухообмена* принимают отношение объема воздуха, подаваемого в помещение или извлекаемого из него системой общеобменной вентиляции в течение 1 ч, к объему воздуха в помещении

$$K = \frac{L}{V}, \quad (6.25)$$

где K — кратность воздухообмена, 1/ч; L — количество воздуха, подаваемого в помещение или извлекаемого из него в течение 1 ч, м³/ч; V — объем воздуха в помещении, м³.

Кратность воздухообмена устанавливается нормативными документами.

По известной кратности воздухообмена расчетное количество вентиляционного воздуха вычисляют по формуле

$$L = KV. \quad (6.26)$$

При втором способе определения количества вентиляционного воздуха по укрупненным измерителям задается количество приточного или вытяжного воздуха на одного характерного потребителя воздуха или на один источник вредных выделений. Зная нормативный расход воздуха, легко определить расчетное количество вентиляционного воздуха:

$$L = L_{\text{норм}}n, \quad (6.27)$$

где $L_{\text{норм}}$ — нормативный расход воздуха, м³/ч; n — количество одинаковых потребителей воздуха или источников вредных выделений.

По этому способу, например, определяют количество наружного воздуха, подаваемого в помещение из расчета находящихся в нем людей. Хотя это количество и может быть определено по формуле (6.11) из условия растворения углекислого газа до предельно допустимой концентрации, обычно количество подаваемого в помещение наружного воздуха рассчитывают по формуле (6.27). При этом в качестве норм принимают так называемую санитарную норму подачи наружного воздуха, определяемую в зависимости от назначения помещения и рода деятельности находящихся в нем людей.

Примером помещений, для которых количество вентиляционного воздуха определяется по нормам, рассчитанным на один характерный источник вредных выделений, являются санузлы, где объем вытяжки принимается равным 50 м³/ч на один унитаз и 25 м³/ч на один писсуар.

Подробные сведения о нормах расхода воздуха и кратностях воздухообмена можно найти в нормативных документах и справочниках.

6.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ВОЗДУХА В МЕСТНЫХ СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

Количество воздуха, удаляемого местной вытяжной системой вентиляции, зависит от типа укрытия, характера технологического процесса, вида вредных выделений и должно обеспечить создание в расчетном сечении приемного отверстия таких скоростей движения воздуха, которые препятствовали бы вырыванию вредных веществ из укрытия в помещение.

Расход воздуха L (м³/ч), извлекаемого из зонтов, вытяжных шкафов и фасонных укрытий пылеулавливающих устройств, определяют по формуле

$$L = 3600Fv, \quad (6.28)$$

где F — площадь расчетного сечения укрытия, м^2 ; v — средняя скорость воздуха в расчетном сечении укрытия, м/с .

Среднюю скорость воздуха в расчетном сечении укрытия определяют по эмпирическим формулам или принимают по нормам в зависимости от типа воздухоприемного устройства и вида вредных выделений. Скорость воздуха v (м/с) в отверстии зонта (в плоскости его нижней кромки) определяют с учетом влияния на работу зонта бокового потока воздуха:

$$v = 4,8v_6 \frac{h}{d_3} \sqrt{1 + 1,1 \left(\frac{h}{d} \right)^2}, \quad (6.29)$$

где v_6 — скорость боковых потоков воздуха в помещении, м/с ; h — высота отверстия зонта над источником вредных выделений, м ; d — диаметр воздуховода, присоединенного к зонту, м ; d_3 — эквивалентный диаметр отверстия зонта, м ,

$$d_3 = \frac{2ab}{a+b}$$

(a и b — линейные размеры отверстия зонта в плоскости нижней кромки, м).

Расчетные значения скоростей для зонтов: без свесов 1,05–1,25 м/с ; открытых с трех сторон 0,9–1,05 м/с ; открытых с двух сторон 0,75–0,9 м/с ; с одной стороны 0,5–0,75 м/с . Расчетную скорость воздуха в рабочем проеме вытяжного шкафа принимают в пределах 0,5–3 м/с . Значение $v = 3$ м/с принимают при особо ядовитых выделениях (пары свинца, горячей ртути, лаков и их растворителей, дисперсная пыль металлов).

Скорость v в воздухоприемном отверстии фасонного укрытия станков с любыми кругами принимают равной $0,25v_k$ при направлении пылевого факела непосредственно в отверстие кожуха и $(0,3 \div 0,4)v_k$ при направлении пылевого факела вдоль отверстия кожуха. Здесь v_k — максимальная скорость вращения круга, м/с .

Количество воздуха, удаляемого от фасонных укрытий шлифовальных, заточных и полировальных станков, может быть определено также по формуле

$$L = dL_{\text{уд}}, \quad (6.30)$$

где d — диаметр шлифовального, заточного или полировального круга, мм ; $L_{\text{уд}}$ — удельное количество воздуха, приходящееся на 1 мм диаметра круга, $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{мм})$.

Для заточных и шлифовальных кругов при $d < 250$ мм $L_{\text{уд}} = 2$, при $d = 250 \div 600$ мм $L_{\text{уд}} = 1,8$, при $d > 600$ мм $L_{\text{уд}} = 1,6$ $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{мм})$. Для полировальных войлочных кругов $L_{\text{уд}} = 4$, матерчатых — 6 $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{мм})$.

Количество воздуха, удаляемого бортовыми отсосами, рассчитывают из условия создания скорости не менее 0,2 м/с в наиболее удаленной от борта точке. Метод расчета бортовых отсосов можно найти в трудах по промышленной вентиляции.

К местным приточным системам вентиляции относятся воздушные души, воздушные и воздушно-тепловые завесы. Количество воздуха, подаваемого с помощью воздушного душа, определяют из условия обеспечения требуемых параметров воздуха (температуры, влажности, подвижности, чистоты) в зоне действия душа. Связь между расходом воздуха, подаваемого воздушным душем, и параметрами воздуха в зоне действия душа устанавливается путем расчета свободной турбулентной затопленной струи, разновидностью которой и является воздушный душ. Не рассматривая здесь турбулентные струи (которые изучают в курсе аэродинамики), укажем, что расход воздуха в воздушном душе

$$L = 3600v_0F, \quad (6.31)$$

где v_0 — скорость воздуха в выходном сечении воздушного душа, м/с ; F — площадь выходного сечения патрубка воздушного душа, м^2 .

Необходимую скорость определяют в соответствии с теорией свободных турбулентных струй в зависимости от потребной скорости в зоне действия воздушного душа.

Методика расчета воздушных душей, воздушных и воздушно-тепловых завес приведена в специальной литературе.

6.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ВЕНТИЛИРОВАНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

При эксплуатации систем вентиляции часто возникает потребность определить продолжительность вентилирования помещения для снижения концентрации вредной примеси в воздухе помещения до ПДК.

Пусть в помещении, объем воздуха в котором V (м^3), образовалась недопустимо высокая концентрация вредного вещества и требуется подачей чистого воздуха в помещение в количестве L ($\text{м}^3/\text{ч}$) снизить эту концентрацию вещества до ПДК. Определить продолжительность времени, в течение которого такое снижение концентрации может быть осуществлено при условии, что источник вредных выделений не действует.

Уравнение баланса вредного вещества в воздухе помещения за бесконечно малый промежуток времени:

$$Lydt = -Vdy, \quad (6.32)$$

откуда

$$\frac{dy}{y} = -\frac{L}{v} d\tau. \quad (6.33)$$

После интегрирования формулы (6.33) в пределах по времени от 0 до τ и по концентрации от y_1 до $y_{\text{доп}}$

$$\int_{y_1}^{y_{\text{доп}}} \frac{dy}{y} = -\frac{L}{v} \int_0^{\tau} d\tau$$

получим

$$\ln \frac{y_{\text{доп}}}{y_1} = -\frac{\tau L}{v}. \quad (6.34)$$

Отсюда искомый отрезок времени

$$\tau = \frac{v}{L} \ln \frac{y_1}{y_{\text{доп}}}, \quad (6.35)$$

а снижение концентрации вредного вещества во времени

$$y_1 = y_{\text{доп}} e^{-\frac{\tau L}{v}}. \quad (6.36)$$

Если одновременно с действием вентиляции продолжает действовать источник вредных выделений, то отрезок времени, в течение которого снизится концентрация вредного вещества от y_1 до $y_{\text{доп}}$, может быть определен по формуле, полученной из уравнения (6.5):

$$\tau = \frac{v}{L} \ln \frac{Ly_1 - Ly_0 - M_{\text{в}}}{Ly_{\text{доп}} - Ly_0 - M_{\text{в}}}. \quad (6.37)$$

Если в этом уравнении принять $M_{\text{в}} = 0$, $y_0 = 0$, то получим уравнение (6.35).

Важно для практики определить, как изменяется концентрация вредного вещества в воздухе помещения при отсутствии вентиляции. Эту задачу можно решить следующим образом.

Пусть в начальный момент времени концентрация вредного вещества в воздухе помещения составляет y_1 . Если в этот момент начинает действовать источник вредного вещества с интенсивностью $M_{\text{в}}$ единиц массы в час, то уравнение баланса вредного вещества в любой момент времени τ имеет вид

$$M_{\text{в}} d\tau = v dy. \quad (6.38)$$

Это уравнение справедливо при допущении, что вредное вещество распределяется по всему объему помещения равномерно:

$$\frac{M_{\text{в}}}{v} \int_0^{\tau} d\tau = \int_{y_1}^y dy; \quad (6.39)$$

после интегрирования уравнения (6.39) получим

$$\frac{M_{\text{в}}}{v} \tau = y - y_1, \quad (6.40)$$

откуда

$$y = y_1 + \frac{M_{\text{в}}}{v} \tau. \quad (6.41)$$

Это уравнение представляет концентрацию вредного вещества в любой момент времени как линейную функцию от времени τ .

Из уравнения (6.40) следует, что отрезок времени, в течение которого концентрация вредного вещества в воздухе помещения достигает $y_{\text{доп}}$,

$$\tau = (y_{\text{доп}} - y_1) \frac{v}{M_{\text{в}}}. \quad (6.42)$$

На рис. 6.4 показан ход увеличения концентрации вредного вещества в воздухе помещения при равном отношении $v / M_{\text{в}}$. Для случая, когда содержание вредного вещества в помещении достигает ПДК при $\tau \leq 1$ ч (линия 1), вентиляция помещения обязательна. В случае, когда $1 \text{ ч} < \tau < 8 \text{ ч}$ (линия 2), вентиляцию можно включать через некоторое время после начала поступления вредного вещества в воздух помещения. Если содержание вредного вещества не достигает ПДК в течение рабочего времени (линия 3), вентиляцию наземных сооружений можно не устраивать, ограничиваясь неорганизованным воздухообменом.

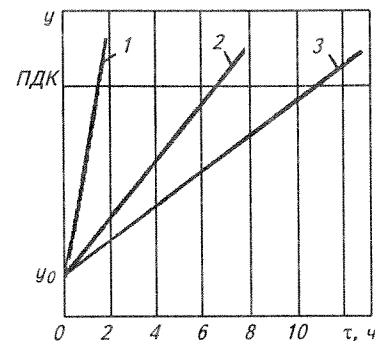


Рис. 6.4. Изменение во времени концентрации вредных примесей в помещении без вентиляции: 1, 2 — ПДК достигается в течение рабочего времени; 3 — ПДК не достигается в течение рабочего времени

ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИКИ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

7.1. СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ВОЗДУХА В ВОЗДУХОВОДАХ

Воздух, перемещаемый по воздуховодам систем вентиляции и кондиционирования, рассматривается как несжимаемая жидкость. Это вполне допустимо, так как давление, действующее в воздуховодах этих систем, незначительное.

При движении воздуха в воздуховодах давление расходуется на трение воздуха о поверхности стенок воздуховода и на преодоление местных сопротивлений.

Сопротивления трения непрерывны и наблюдаются по всей длине воздуховодов. Уравнение для определения потерь давления на преодоление сопротивлений трения можно получить, рассматривая движение воздуха в прямом горизонтальном воздуховоде постоянного сечения (рис. 7.1).

Потери давления на преодоление трения при движении воздуха от сечения 1-1 до сечения 2-2

$$\Delta p = p_1 - p_2, \quad (7.1)$$

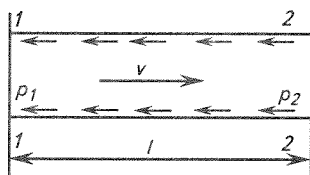
где p_1 и p_2 — давления воздуха в сечениях 1-1 и 2-2, Па.

При установившемся режиме движения воздуха в воздуховоде сила, действующая в направлении движения $(p_1 - p_2)F$, уравновешивается силами трения воздуха о стенки воздуховода $\tau_0 ul$:

$$(p_1 - p_2)F = \tau_0 ul, \quad (7.2)$$

где F — площадь поперечного сечения воздуховода, м^2 ; u — периметр сечения воздуховода, м; τ_0 — касательное напряжение у поверхности стенок воздуховода, Па; l — длина воздуховода между сечениями 1-1 и 2-2, м.

Известно, что касательное напряжение пропорционально динамическому давлению воздуха, перемещающегося по воздуховоду:



$$\tau_0 = \psi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (7.3)$$

где ψ — коэффициент сопротивления трению.

Подставив значение τ_0 в уравнение (7.2), получим выражение для определения потерь давления на преодоление сопротивления трению:

$$\Delta p = \psi \frac{ul}{F} \frac{\rho v^2}{2}. \quad (7.4)$$

Это выражение в гидравлике — как формула Вейсбаха.

Удельные потери давления на преодоление трения, отнесенные к единице длины воздуховода в паскалях на метр, следующие:

$$R_{\text{тр}} = \frac{\Delta p}{l} = \psi \frac{u}{F} \frac{\rho v^2}{2}. \quad (7.5)$$

Для воздуховодов круглого сечения $\frac{u}{F} = \frac{4}{d}$, тогда

$$R_{\text{тр}} = 4\psi \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}. \quad (7.6)$$

Величину 4ψ называют коэффициентом сопротивления трению для круглых воздуховодов. Если принять $4\psi = \lambda_{\text{тр}}$, то уравнение (7.6) для круглых воздуховодов приобретает вид

$$R_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} \frac{\rho v^2}{2}. \quad (7.7)$$

Коэффициент сопротивления трению зависит от режима движения воздуха в воздуховоде и степени шероховатости стенок воздуховода:

$$\lambda_{\text{тр}} = f(\text{Re}, \kappa/d),$$

где Re — число Рейнольдса; κ — высота выступов шероховатости.

Для ламинарного режима движения воздуха в воздуховоде

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{\text{Re}}. \quad (7.8)$$

Для определения значения коэффициента $\lambda_{\text{тр}}$ при турбулентном режиме движения воздуха имеется несколько экспериментально полученных формул. Наиболее часто используют формулу

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \left(\frac{68}{\text{Re}} + \kappa/d \right)^{0,25}, \quad (7.9)$$

которая дает достоверные результаты для всех областей турбулентного режима движения воздуха в воздуховоде.

Потери давления на трение в воздуховоде длиной l (м) определяют как произведение удельных потерь давления на преодоление сопротивления трению на длину воздуховода:

Рис. 7.1. Прямой горизонтальный воздуховод постоянного сечения

$$\Delta p = R_{\text{тр}} l. \quad (7.10)$$

Для определения $R_{\text{тр}}$ круглых воздухопроводов шероховатостью $\kappa = 0,1$ мм составлены по формуле (7.7) таблицы и номограммы. При этом приняты давление воздуха 98 кПа и температура 20 °С. При расчете воздухопроводов с шероховатостью стенок, отличающейся от принятой в таблицах и номограммах ($\kappa = 0,1$ мм), следует делать поправку к табличному значению удельных потерь давления на трение:

$$R_{\text{ш}} = \beta_{\text{ш}} R_{\text{тр}}, \quad (7.11)$$

где $\beta_{\text{ш}}$ — коэффициент учета шероховатости стенок; $R_{\text{тр}}$ — табличное значение удельных потерь давления на трение.

Удельные потери давления на трение в воздухопроводах прямоугольного сечения определяют по формуле (7.5) или по таблицам и номограммам, составленным для круглых воздухопроводов. Для этого прямоугольное сечение воздухопровода заменяют эквивалентным круглым сечением. Эквивалентным диаметром воздухопровода, при котором удельные потери давления на трение в круглом и прямоугольном воздухопроводах одинаковы при равенстве скоростей или расходов воздуха.

Эквивалентный по скорости диаметр d_v можно определить из условия, что удельные потери на трение в круглом $R_{\text{кр}}$ и прямоугольном $R_{\text{пр}}$ воздухопроводах равны при равенстве скоростей движения воздуха в них, т. е. $v_{\text{кр}} = v_{\text{пр}} = v$. Используя зависимость (7.5), напомним

$$\psi \frac{2(a+b)}{ab} \frac{\rho v^2}{2} = \psi \frac{\pi d v^4}{\pi d^2 v} \frac{\rho v^2}{2},$$

откуда

$$d v = \frac{2ab}{a+b}, \quad (7.12)$$

где a и b — размеры сторон воздухопровода прямоугольного сечения.

Чтобы найти значение $R_{\text{пр}}$ по таблице или номограмме, составленной для круглых воздухопроводов, необходимо определить $R_{\text{тр}}$ при dv и фактической скорости воздуха в прямоугольном воздухопроводе $v_{\text{пр}}$, не принимая во внимание фактический расход воздуха.

Эквивалентный по расходу диаметр d_L определяют из условия, что $R_{\text{кр}} = R_{\text{пр}}$ при равенстве расходов воздуха в круглом и прямоугольном воздухопроводах ($L_{\text{кр}} = L_{\text{пр}}$).

Чтобы найти значение $R_{\text{пр}}$ по таблице или номограмме, составленной для круглых воздухопроводов, необходимо определить $R_{\text{тр}}$ при d_L и $L_{\text{пр}}$ (фактическом расходе воздуха в прямоугольном воздухопроводе), не принимая во внимание фактическую скорость воздуха.

Таким образом, каждый из эквивалентных диаметров определенным образом связан с размерами поперечного сечения пря-

моугольного воздуховода a и b и для каждого имеется свой способ пользования расчетной таблицей или номограммой. Конечный результат (потери давления на трение в прямоугольном воздухопроводе) не зависит от способа определения эквивалентного диаметра.

Местные сопротивления возникают в местах поворотов воздуховода, при делении и слиянии потоков, изменении размеров поперечного сечения воздуховода, входе в воздуховод и выходе из него, в местах установки регулирующих устройств, т. е. в таких местах воздуховода, где скорость воздушного потока изменяется по значению или по направлению. В указанных местах перестраиваются поля скоростей воздуха в воздухопроводе и образуются вихревые зоны у стенок, что сопровождается потерей энергии потока. Установившееся поле скоростей начинает нарушаться на некотором расстоянии до местного сопротивления, а поток выравнивается на некотором расстоянии после него. На всем участке возмущенного потока уменьшаются потери энергии на вязкое трение и увеличиваются потери на трение о стенки. Однако условно для удобства проведения аэродинамического расчета сети воздухопроводов потери давления в местных сопротивлениях считают сосредоточенными.

Потери давления на преодоление местных сопротивлений определяют экспериментально, при этом оказывается, что потери давления пропорциональны квадрату скорости воздушного потока в воздухопроводе:

$$\Delta p_{\text{м.с}} = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (7.13)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент ξ определяет потери давления в местном сопротивлении в долях динамического давления. При турбулентном режиме движения воздуха коэффициент зависит от геометрической формы местного сопротивления и не зависит от числа Рейнольдса. Значение коэффициента ξ определяют экспериментально. Подробные сведения о местных сопротивлениях приведены в справочниках.

Общие потери давления на участке воздуховода длиной l (м) при наличии местных сопротивлений

$$\Delta p_{\text{уч}} = R_{\text{тр}} \beta_{\text{ш}} l + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}. \quad (7.14)$$

7.2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Аэродинамический расчет воздухопроводов обычно сводится к определению размеров поперечных сечений всех участков сети, обеспечивающих перемещение необходимого количества воздуха,

а также к определению суммарного сопротивления, возникающего при давлении воздуха по воздуховодам. На практике встречаются следующие случаи определения некоторых величин:

- 1) располагаемое давление задано, требуется определить размеры поперечных сечений воздуховодов для перемещения по ним расчетного количества воздуха;
- 2) известны поперечные сечения воздуховодов, требуется определить необходимое давление для перемещения по этим воздуховодам заданного количества воздуха;
- 3) требуется определить размеры поперечных сечений воздуховодов и потребное давление для перемещения расчетного количества воздуха.

Первый случай характерен для систем естественной вентиляции, когда располагаемое давление изменить нельзя. Второй случай имеет место, когда размеры сечений воздуховодов заданы по конструктивным или архитектурным соображениям. Третий — наиболее общий в практике проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Рассмотрим методику аэродинамического расчета воздуховодов применительно к третьему, наиболее общему случаю.

Аэродинамический расчет воздуховодов выполняют после определения количества перемещаемого воздуха и решения трассировки воздуховодов. Для проведения аэродинамического расчета вычерчивают аксонометрическую схему вентиляции или кондиционирования воздуха, на которой указывают фасонные части и их конструкции, воздухораспределительные и запорно-регулирующие устройства, теплообменные аппараты и другие устройства, входящие в состав системы.

По планам и разрезам строительной части проекта сооружения определяют протяженность сети воздуховодов. Сеть воздуховодов разбивают на отдельные участки и определяют расход воздуха на каждом из них. Расчетным участком считается часть воздуховода с постоянными расходом и скоростью воздуха. Значение расхода и длины каждого участка наносят на аксонометрическую схему (рис. 7.2).

После этого выбирают магистраль. В качестве магистрали назначают наиболее протяженную и нагруженную цепочку последовательно расположенных расчетных участков. Участки магистрали нумеруют, начиная с наиболее удаленного. Номер, расход воздуха и длина каждого участка магистрали заносят в таблицу аэродинамического расчета.

Далее выбирают форму поперечного сечения воздуховода и определяют размеры сечений расчетных участков магистрали. Площадь поперечного сечения воздуховода расчетного участка (m^2) определяют по формуле

$$F_p = \frac{L_p}{v_r}, \quad (7.15)$$

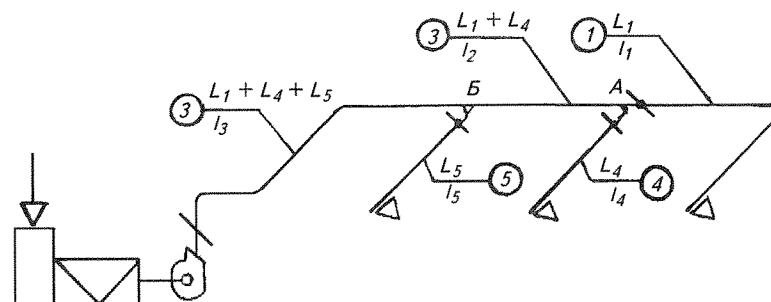


Рис. 7.2. Аксонометрическая схема системы вентиляции:

1-5 — номера участков; А, Б — узловые точки; L — расходы воздуха, $m^3/ч$; l — длина участка, м

где L_p — расчетный расход воздуха на участке, $m^3/с$; v_r — рекомендуемая скорость движения воздуха на участке, $м/с$.

Рекомендуемые скорости определены из экономических соображений с учетом акустических требований. Наименьшие скорости рекомендуется принимать на участках, имеющих отверстия в помещении. Обычно скорости на таких участках не должны превышать 4 $м/с$. По мере приближения к вентилятору скорости увеличиваются.

По величине F_p подбирают стандартные размеры воздуховода ($a \times b$ или d) так, чтобы фактическая площадь поперечного сечения участка F_{ϕ} была близкой к F_p . Для прямоугольного воздуховода определяют эквивалентный диаметр. По фактической площади поперечного сечения определяют фактическую скорость воздуха на участке воздуховода:

$$v_{\phi} = \frac{L_p}{F_{\phi}}. \quad (7.16)$$

По таблицам или номограммам определяют удельные потери давления на трение и вычисляют потери давления на трение на расчетном участке $R_{тр} \beta_{ш} l$. Для каждого вида местного сопротивления на участке определяют по таблицам коэффициент местного сопротивления ξ . По сумме ξ и динамическому давлению определяют потери давления в местных сопротивлениях участка:

$$\Delta p_{м.с} = \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}. \quad (7.17)$$

Потери давления на расчетном участке

$$\Delta p = R_{тр} \beta_{ш} l + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}. \quad (7.18)$$

Общие потери давления в магистрали и, следовательно, во всей сети воздухопроводов

$$\Delta p = \sum_{i=1}^N \left(R_{\text{тр}} \beta_{\text{ш}} l + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2} \right) + \sum \Delta p_{\text{об}}, \quad (7.19)$$

где $1, \dots, N$ — номера участков магистрали; $\Delta p_{\text{об}}$ — потери давления в оборудовании и других устройствах системы.

Расчет всех ответвлений заключается в таком подборе сечений участков, составляющих ответвления, при котором потери давления на преодоление сопротивлений были бы равны соответствующим узловым давлениям, т. е. давлениям в магистрали в местах ответвлений. Расхождения не должны превышать 5 % от соответствующего узлового давления. Если с помощью нормализованных размеров сечений воздухопроводов этого добиться нельзя, необходимо установить дроссельную диафрагму для погашения избыточного давления.

При аэродинамическом расчете систем, обслуживающих несколько помещений, в которых поддерживаются разные давления, необходимо учитывать подпор или разрежение в обслуживаемом помещении. Значение подпора или разрежения добавляют к общим потерям давления:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^N \left(R_{\text{тр}} \beta_{\text{ш}} l + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2} \right) + \sum \Delta p_{\text{об}} \pm \Delta p_{\text{пом}}. \quad (7.20)$$

В заключении этого параграфа отметим, что потери давления в сети Δp пропорциональны расходу во второй степени: $\Delta p = aL^2$, где a — коэффициент пропорциональности. В этом нетрудно убедиться, если в формуле (7.18) выразить R по формуле (7.5), а скорость — через расход.

Выражение $\Delta p = aL^2$ является характеристикой сети воздухопроводов (рис. 7.3). Если в сети имеются фильтры, то выражение характеристики сети приобретает вид

$$\Delta p = aL^2 + bL, \quad (7.21)$$

где bL — сопротивление фильтров, при этом предполагается, что движение воздуха через них происходит ламинарно.

Если давление в месте выхода из сети выше давления в месте забора воздуха, вентилятору придется преодолевать подпор и тогда характеристика сети имеет вид

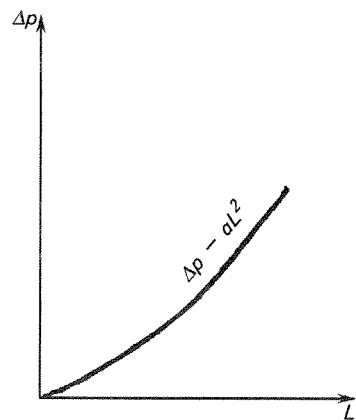


Рис. 7.3. Зависимость потерь давления Δp от расхода воздуха L в сети воздухопроводов

$$\Delta p = aL^2 + bL + \Delta p_{\text{п}}. \quad (7.22)$$

Если давление воздуха в месте забора его больше, чем в месте выхода, наблюдается тяга $\Delta p_{\text{т}}$, помогающая вентилятору. Тогда характеристика сети выражается формулой

$$\Delta p = aL^2 + bL - \Delta p_{\text{т}}. \quad (7.23)$$

7.3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ ВОЗДУХА В ВОЗДУХОВОДАХ

Развиваемое вентилятором давление расходуется на преодоление сопротивлений, возникающих при движении воздуха в присоединенных к вентилятору воздухопроводах. Давление воздуха (статическое, динамическое, полное) изменяется по длине воздухопровода в зависимости от вида и значений сопротивлений, размещения местных сопротивлений. В наиболее простом случае, когда воздухопровод прямой и имеет одинаковое поперечное сечение по всей длине (рис. 7.4), скорость движения воздуха, а следовательно, и ди-

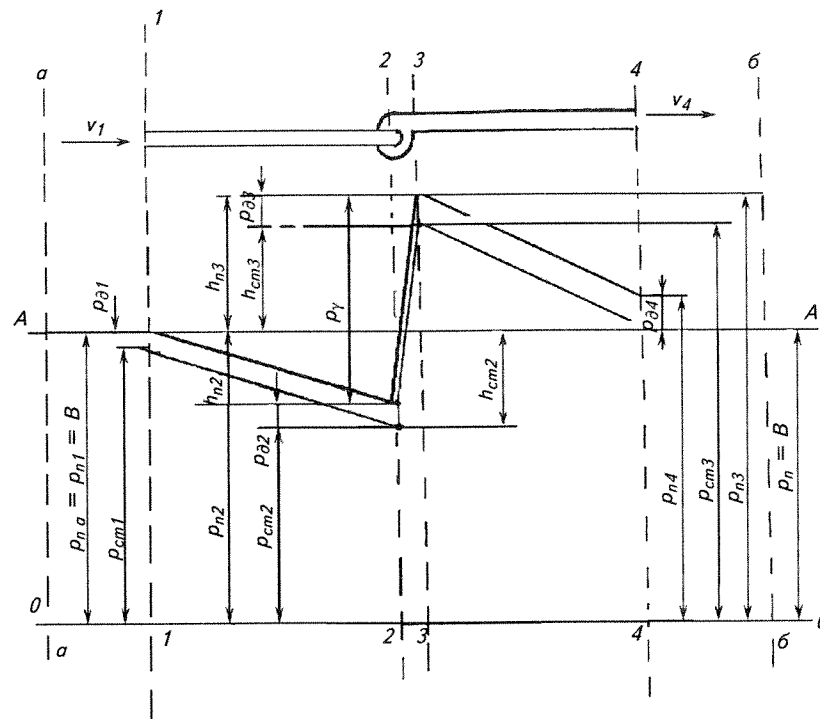


Рис. 7.4. Эпюра давлений воздуха в воздуховоде постоянного сечения ($p_{\text{ст}}$ — напор, развиваемый вентилятором)

намическое давление во всех точках всасывающей и нагнетательной линий одинаковы. Если пренебречь влиянием местных сопротивлений на входе воздуха в воздуховод и на выходе из него, то давление, создаваемое вентилятором, расходуется только на преодоление сопротивления трению.

При построении эпюр абсолютное давление откладывают от линии абсолютного нуля давлений. Относительное давление, превышающее атмосферное, откладывают вверх от линии атмосферного давления, а давление, меньше атмосферного (разрежение), откладывают вниз. Отрицательными могут быть относительное полное и статическое давление во всасывающем воздуховоде. Динамическое давление всегда положительное.

При бездействии вентилятора абсолютное статическое давление $p_{ст}$ по всей длине воздуховода равно атмосферному давлению B . Относительное статическое давление в этом случае равно нулю ($h_{ст} = 0$). Так как воздух в воздуховоде неподвижен и скорость его равна нулю, то и динамическое давление воздуха равно нулю.

Вентилятор при пуске его в действие переводит воздух из состояния покоя в движение с некоторой скоростью v и создает разрежение во всасывающем воздуховоде. Вследствие этого абсолютное статическое давление во входном отверстии воздуховода (сечение 1) становится меньше атмосферного ($p_{ст1} < B$). В результате возникшей разности давлений $B - p_{ст1}$ воздух будет входить в воздуховод.

Разность давлений $B - p_{ст1}$ создает поток воздуха во входном сечении 1 воздуховода с некоторой скоростью v_1 . Следовательно, динамическое давление в сечении 1 $p_{д1} = \rho v_1^2 / 2 = B - p_{ст1}$.

Уравнение Бернулли для сечений a и 1 при условии, что сечение a расположено на большом расстоянии от входа в воздуховод (сечение 1), поэтому скорость движения воздуха в сечении a можно принять равной нулю, т. е. $v_a = 0$:

$$p_{ста} + \rho v_a^2 / 2 = p_{ст1} + \rho v_1^2 / 2. \quad (7.24)$$

При $v_a = 0$ абсолютное полное давление воздуха в сечении 1-1 $p_{п1} = p_{ста} = B$, тогда $p_{ст1} = B - p_{д1}$.

Относительное полное давление в сечении 1 всасывающего воздуховода складывается из динамического давления, которое положительно и равно $\rho v_1^2 / 2$, и относительного статического давления (отрицательного), необходимого для преодоления сопротивления местного сопротивления входа $\xi = 1$, относительное статическое давление численно равно динамическому, поэтому относительное полное давление в сечении 1 оказывается равным нулю, т. е. $h_{п1} = -h_{ст1} + p_{д1} = 0$.

Так как скорость движения воздуха по всей длине рассматриваемого воздуховода постоянного сечения постоянная, то в любом сечении воздуховода динамическое давление $p_d = \text{const}$. По-

этому сопротивление трению можно преодолеть только за счет изменения статического давления, следовательно, $p_{ст2} < p_{ст1}$. Потери давления на преодоление сопротивления трению является линейной функцией длины воздуховода $R_{вс} = R_{трl}$, поэтому изменение статического давления по длине воздуховода постоянного поперечного сечения также линейное.

Уравнение Бернулли для сечений 1 и 2

$$p_{ст1} + p_{д1} = p_{ст2} + p_{д2} + \Delta p_{i-2}, \quad (7.25)$$

где $\Delta p_{i-2} = R_{вс}$ — потери давления на участках между сечениями 1 и 2.

В относительных давлениях уравнение давлений для сечений 1 и 2

$$-h_{ст1} + p_{д1} = -h_{ст2} + p_{д2} + R_{вс}.$$

Поскольку $-h_{ст1} + p_{д1} = 0$, то $-h_{ст2} + p_{д2} + R_{вс} = 0$, $-h_{ст2} = -(p_{д2} + R_{вс})$, $R_{вс} = p_{ст1} - p_{ст2}$, $-h_{п2} = -h_{ст2} + p_{д2}$, $h_{п2} = R_{вс}$, т. е. относительное полное давление во всасывающем воздуховоде между сечениями 1 и 2 равно потерям давления на участке от входа в воздуховод до рассматриваемого сечения.

По абсолютной величине полное относительное давление в сечении 2 $h_{п2}$ меньше статического давления $h_{ст2}$ на значение динамического давления $p_{д2}$.

Распределение давлений в нагнетательном воздуховоде рассмотрим с его конца, т. е. от выхода воздуха из воздуховода в атмосферу.

Уравнение Бернулли для сечений 4 и б

$$p_{ст4} + p_{д4} = p_{стб} + p_{дб} + p_{уд}, \quad (7.26)$$

где $p_{уд}$ — потери давления на удар при выходе воздуха из воздуховода в атмосферу, $p_{уд} = \rho v_4^2 / 2$.

Полагая, что сечение б находится на очень большом расстоянии от сечения 4, то $v_б = 0$, $p_{дб} = 0$, $p_{стб} = B$, тогда в относительных давлениях уравнение имеет вид

$$h_{ст4} + p_{д4} = h_{стб} + p_{дб} + p_{уд},$$

при $v_б = 0$, $p_{дб} = 0$, $p_{уд} = \rho v_4^2 / 2 = p_{д4}$, $h_{стб} = 0$, относительное статическое давление в сечении 4 $h_{ст4} = 0$, относительное полное давление $h_{п4} = h_{ст4} + p_{д4} = p_{уд}$.

Уравнение Бернулли для сечений 3 и 4

$$p_{ст3} + p_{д3} = p_{ст4} + p_{д4} + \Delta p_{3-4}, \quad (7.27)$$

где $\Delta p_{3-4} = R_n$ — потери давления на участке 3-4.

Уравнение в относительных давлениях

$$h_{ст3} + p_{д3} = h_{ст4} + p_{д4} + R_n.$$

При $h_{ст4} = 0$ $h_{ст3} + p_{д3} = p_{д4} + R_n$, откуда

$$h_{ст3} = p_{д4} - p_{д3} + R_n.$$

Если нагнетательный воздуховод имеет постоянную по длине площадь поперечного сечения, равную площади сечения выхода из вентилятора, то $p_{д4} = p_{д3}$ и, следовательно, $h_{ст3} = R_n$. Таким образом, статическое давление в нагнетательном воздуховоде постоянного сечения, равного площади сечения выхода из вентилятора (сечение 3), равно потерям давления в нагнетательном воздуховоде и полностью расходуется на их преодоление.

Полное относительное давление $h_{п3} = h_{ст3} + p_{д3} = p_{д4} + R_n$, т. е. равно сумме потерь давления на участке воздуховода, следующим за рассматриваемым сечением, и потерь давления на удар при выходе воздуха из воздуховода в атмосферу.

Относительное полное давление в сечении выхода из нагнетательного воздуховода (сечение 4) равно динамическому давлению в этом сечении, а относительное статическое давление равно нулю.

Между сечениями 2 и 3 расположен вентилятор, сообщающий потоку полное давление p_V .

Уравнение Бернулли для сечений 2 и 3

$$p_{ст2} + p_{д2} + p_V = p_{ст3} + p_{д3},$$

откуда

$$p_V = (p_{ст3} + p_{д3}) - (p_{ст2} + p_{д2}) = p_{п3} + p_{п2},$$

т. е. полное давление, создаваемое вентилятором, равно разности полного давления после вентилятора и полного давления до него, или, если отсчитывать от барометрического давления, полное давление вентилятора будет равно сумме абсолютных значений полных давлений до и после вентилятора:

$$H_B = |h_{п2}| + |h_{п3}|, \text{ или } H_B = R_{вс} + R_n + p_{д4}.$$

Следовательно, давление, создаваемое вентилятором, определяется суммарным сопротивлением всей сети воздуховодов.

Распределение давлений в общем случае, когда в воздуховодах имеются местные сопротивления, показано на рис. 7.5.

Если общее сопротивление сети воздуховодов представить выражением (7.20), то давление, создаваемое вентилятором,

$$H_B = \sum_{i=1}^n \left(R_{тр} \beta_{ш} l + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2} \right) + \sum \Delta p_{об} \pm \Delta p_{п} + p_{д.вых}, \quad (7.28)$$

где $p_{д.вых}$ — динамическое давление на выходе из воздуховода наиболее удаленного участка магистрали.

В некоторых случаях возникает необходимость поддерживать в помещениях избыточное давление воздуха (подпор) по отношению к атмосферному давлению. На рис. 7.6 показана принципиальная схема приточной и вытяжной системы вентиляции и эпюры

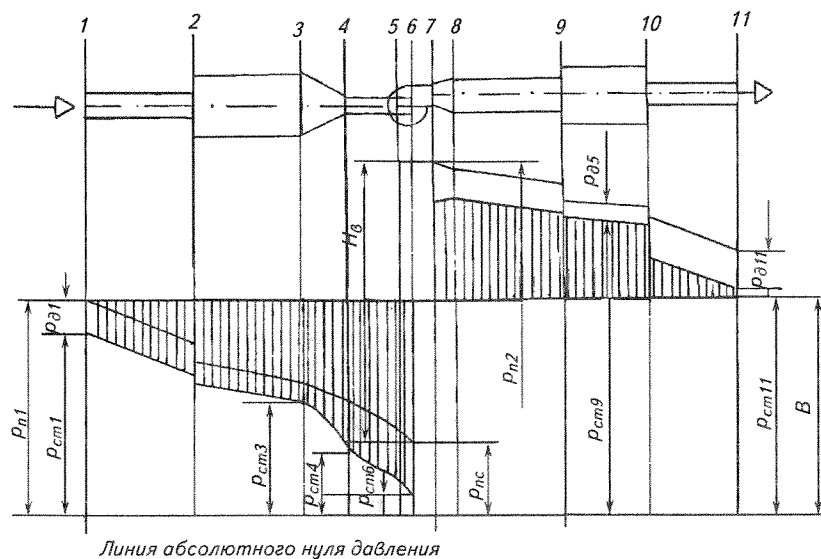


Рис. 7.5. Эпюра давлений воздуха в воздуховоде переменного сечения

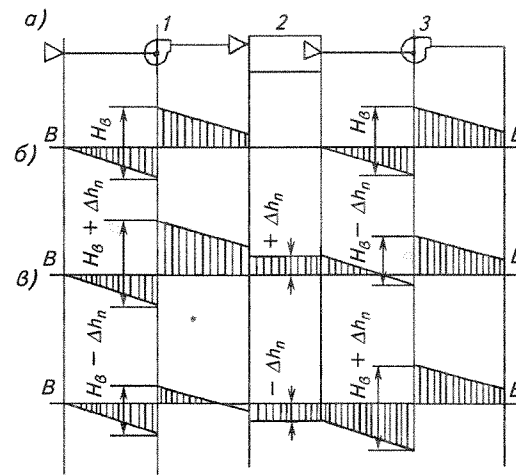


Рис. 7.6. Влияние давления в помещении на характеристику вентиляторов: а — в помещении давление, равное атмосферному p_a ; б — в помещении избыточное давление Δh_p ; в — в помещении разрежение $-\Delta h_p$;

1 — вентилятор приточной системы; 2 — помещение; 3 — вентилятор вытяжной системы; заштрихованы участки воздуховодов с полными давлениями воздуха

давлений, соответствующие трем случаям ее работы при постоянных потерях давления в сети воздухопроводов и различных давлениях в помещении. Из этого рисунка видно, что при избыточном давлении в помещении $\Delta h_{\text{п}}$ давление, создаваемое вентилятором приточной системы, возрастает на величину $\Delta h_{\text{п}}(H_{\text{в}} + \Delta h_{\text{п}})$, а давление, создаваемое вентилятором вытяжной системы, уменьшается. При разрежении в помещении имеет место обратное положение.

Вентилятор для конкретной сети воздухопроводов подбирают исходя из положения, что расход воздуха через вентилятор и развиваемое им давление зависят от того, на какую сеть он работает.

Как было показано в п. 7.2, зависимость потерь давлений на преодоление сопротивлений сети воздухопроводов от расхода перемещаемого по ним воздуха представляет собой характеристику сети. Если на характеристику вентилятора наложить характеристику сети, построенную в тех же координатах и в том же масштабе, получится точка пересечения, которая определит параметры работы вентилятора в условиях данной сети воздухопроводов (рис. 7.7). Эта точка пересечения называется рабочей точкой.

Рабочую точку используют для подбора необходимого для данной сети вентилятора. Зная из предыдущих расчетов расход воздуха L_p и необходимое давление вентилятора H_v [см. формулу

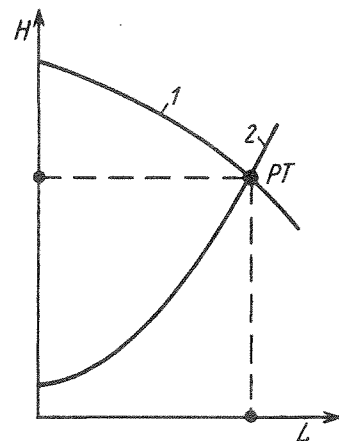


Рис. 7.7. Наложение характеристики сети на характеристику вентилятора:

1 — характеристика вентилятора;
2 — характеристика сети воздухопроводов; PT — рабочая точка

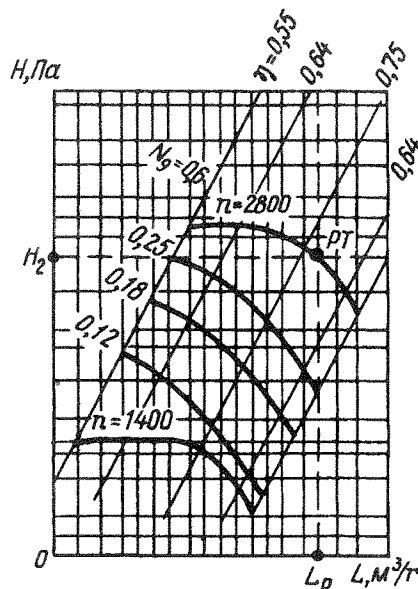


Рис. 7.8. Выбор вентилятора по его характеристике: H — расчетное давление; L — расчетный расход воздуха; n — частота вращения, об/с; N_d — мощность двигателя вентилятора

(7.28)], находим на характеристике вентилятора точку с координатами L_p и H_v . По этой точке определяют частоту вращения рабочего колеса вентилятора и коэффициент полезного действия η (рис. 7.8). При выборе вентилятора следует стремиться к тому, чтобы рабочая точка попадала на линию максимального КПД или близкую к ней (не дальше чем $0,9 \eta_{\text{max}}$) и лежала в зоне устойчивой работы вентилятора.

Кроме того, необходимо стремиться к тому, чтобы иметь непосредственное соединение рабочего колеса вентилятора с электродвигателем. Для этого рабочая точка должна лежать на характеристике $H = f(L)$ с частотой вращения рабочего колеса, равной частоте вращения электродвигателя. Если рассматриваемый вентилятор не обеспечивает выполнения этих условий, то необходимо рассмотреть другие вентиляторы и выбрать из них наиболее согласующийся с сетью воздухопроводов.

7.4. БОРЬБА С ШУМОМ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Ш у м — всякого рода звуки, мешающие восприятию полезных звуков или нарушающие тишину, а также звуки, оказывающие вредное или раздражающее действие на организм человека, — является одним из вредных производственных факторов. Поскольку назначением систем вентиляции и кондиционирования является снабжение помещений расчетным количеством воздуха для создания и поддержания в помещениях заданных условий, то все звуки, сопровождающие перемещение воздуха, являются нежелательными.

Допустимые уровни шума на постоянных рабочих местах в производственных помещениях, жилых и общественных зданиях, а также на территории застройки нормируются по уровням звукового давления в восьмиоктавных полосах со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц.

В зданиях, оборудованных системами механической вентиляции и кондиционирования воздуха, последние являются часто основным источником шума в помещениях. Источниками шума в системах вентиляции и кондиционирования воздуха являются вентиляторы, насосы, компрессоры холодильных машин и электродвигатели. Кроме того, шум образуется при движении воздуха в воздухопроводах, а также при истечении через приточные отверстия и при поступлении в вытяжные. Шум, возникающий при работе указанного оборудования, распространяется в здании через воздух помещений и воздух, находящийся в воздухопроводах, а в виде вибрации передается по строительным конструкциям и различным коммуникациям (по стенкам труб, воздухопроводов и др.) и возбуждает колебания конструкций в слышимом диапазоне частот. Колебания в виде структурного шума (колебания, распространяющиеся в твердом теле) распространя-

ются по всему зданию и приводят к образованию шума не только в смежных, но и в отдаленных от источника помещениях. Уровень шума, создаваемый вентилятором обычно намного превышает уровни шума, создаваемые другими источниками. При работе вентилятора возникают механический, структурный и аэродинамический шум.

Причиной образования *механического шума* являются механические колебания элементов конструкции вентиляторной установки, удары в подшипниках, силовые воздействия неуравновешенных вращающихся масс и т. д. Снижение уровня механического шума достигается тщательным изготовлением вентиляторов на заводах и качественным монтажом их на объекте. Особое внимание уделяют динамической балансировке рабочего колеса вентилятора, соосности валов вентилятора и электродвигателя, состоянию соединительных муфт. При эксплуатации необходимо своевременно смазывать, заменять износившиеся детали новыми, подтягивать болтовые соединения и т. д.

Колебания, возникающие при работе вентилятора, могут передаваться воздуховодам и основанию, на котором смонтирована установка. Эти колебания вызывают структурный шум, распространяющийся по зданию. Снижение уровня *структурного шума* достигается установкой вентиляторов на виброизоляторах. Для того чтобы не допустить передачи вибрации вентилятора воздуховодам, последние присоединяют к патрубкам вентилятора посредством мягких вставок из упругих материалов (резины, прорезиненной ткани и т. д.).

Причинами возникновения *аэродинамического шума*, создаваемого вентилятором, являются пульсации скорости и давления в потоке воздуха, протекающего через вентилятор. Выделяют три составляющие аэродинамического шума: а) вихревой шум, возникающий в результате образования вихрей и периодического срыва их при обтекании элементов вентилятора потоком воздуха; б) шум от местных неоднородностей потока на входе в рабочее колесо и на выходе из него; в) шум вращения — каждая вращающаяся лопатка рабочего колеса вентилятора является источником возмущения воздушного потока. Таким образом, уровень аэродинамического шума зависит от аэродинамических и конструктивных особенностей вентилятора, числа оборотов его рабочего колеса и режима работы, оцениваемого коэффициентом полезного действия.

Аэродинамический шум вентилятора обычно значительно превосходит механический. Он является главной составляющей шума во всей вентиляционной системе (вентилятор—привод—воздуховоды—вентиляционная решетка).

Общий уровень звуковой мощности аэродинамического шума вентилятора определяют отдельно для сторон всасывания и нагнетания по формуле

$$L_{p_{\text{общ}}} = \bar{L} + 25 \lg H_v + 10 \lg L + \Delta L_p, \quad (7.29)$$

где $L_{p_{\text{общ}}}$ — общий уровень звуковой мощности шума вентилятора относительно 10 Вт, дБ; L — критерий шумности, зависящий от типа и конструкции вентилятора, дБ; H_v — полное давление, создаваемое вентилятором, Па; L — подача вентилятора, м³/с; ΔL_p — поправка на режим работы вентилятора, дБ.

Октавные уровни звуковой мощности шума вентилятора, излучаемые открытым входным или выходным патрубком вентилятора в свободную атмосферу или в помещение (без присоединенного воздуховода), определяют введением поправки ΔL_1 к величине $L_{p_{\text{общ}}}$.

Присоединенные к вентилятору воздуховоды создают направленность звукового излучения, что учитывается поправкой ΔL_2 . Октавные уровни звуковой мощности шума вентилятора, излучаемого в вентиляционную сеть как в сторону обслуживаемого помещения, так и в сторону атмосферы, определяют по формуле

$$L_{p_v} = L_{p_{\text{общ}}} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \quad (7.30)$$

где ΔL_1 — поправка, учитывающая распределение звуковой мощности вентилятора по октавным полосам, дБ; ΔL_2 — поправка, учитывающая влияние присоединения вентилятора к сети воздуховодов, дБ.

Снижение уровня аэродинамического шума в расчетных точках помещений достигается, во-первых, проведением мероприятий, способствующих уменьшению этого шума в самом источнике, и, во-вторых, применением шумоглушителей в сети воздуховодов. Уровень аэродинамического шума в самом источнике может быть уменьшен установкой вентилятора, наиболее совершенного по акустическим характеристикам, и выбором оптимального режима его работы. Во всех случаях КПД вентилятора должен быть не менее 0,9 η от максимально возможного.

Для уменьшения аэродинамического шума, возникающего при движении воздуха в воздуховодах, скорость воздуха не должна превышать нормативные значения (5–6 м/с в магистральных воздуховодах и 2–4 м/с в ответвлениях систем в общественных зданиях; 10–12 м/с в магистральных воздуховодах и 4–8 м/с в ответвлениях в производственных зданиях).

Важным мероприятием является изменение акустических качеств помещений, в которых установлены вентиляторы и в которых требуется снижение уровня шума, путем применения звукопоглощающих облицовок или штучных звукопоглотителей.

Для уменьшения уровня шума, передающегося от вентилятора по воздуховодам, используют различные шумоглушители со звукопоглощающим материалом, которые значительно снижают уровень шума в широком диапазоне частот и обладают мини-

ОЧИСТКА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА

8.1. АЭРОЗОЛИ

Система, состоящая из газа (воздуха) и взвешенных в нем твердых или жидких частиц, называется аэрозоле. По происхождению аэрозоли делятся на две группы:

дисперсионные аэрозоли, образующиеся при диспергировании (измельчении, распылении) твердых и жидких веществ и переходе порошкообразных тел во взвешенное состояние под действием воздушных потоков, сотрясаний и т. п.;

конденсационные аэрозоли, образующиеся при объемной конденсации пересыщенных паров и в результате газовых реакций, ведущих к образованию нелетучих продуктов.

Различие между этими группами аэрозолей помимо их происхождения заключается в том, что дисперсионные аэрозоли в большинстве случаев грубее, чем конденсационные, обладают большим разнообразием частиц по их размерам и форме. Например, игольчатая форма частиц асбеста сохраняется вплоть до размеров ниже разрежающей способности электронного микроскопа. Длина игл асбеста может превышать их диаметр в несколько сот раз. В конденсационных аэрозолях твердые частицы весьма часто представляют собой рыхлые агрегаты из очень большого числа первичных частиц, имеющих правильную кристаллическую или шарообразную форму.

Различают три основных вида аэрозолей: пыль, дым, туман.

Пыль представляет собой дисперсионный аэрозоль с твердыми частицами независимо от их размера. В инженерной практике пылью называют не только среду со взвешенными частицами — аэрозоль, но и сами пылевидные частицы, составляющие дисперсную фазу аэрозоля. Такое упрощенное понятие используется в дальнейшем изложении.

Дым — конденсационный аэрозоль с твердыми частицами независимо от их размера.

Туман — дисперсионный и конденсационный аэрозоль с жидкими частицами.

Наиболее существенными свойствами аэрозолей являются:

а) усиление химической и физической активности веществ вследствие резкого увеличения суммарной внешней поверхности при его диспергировании;

б) преломление и рассеивание света, что используется для маскировки с помощью дымовых завес;

в) способность проникать через мельчайшие отверстия и неплотности.

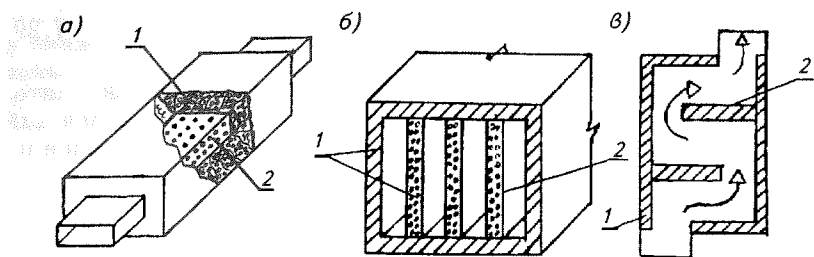


Рис. 7.9. Шумоглушители: а — трубчатый; б — пластинчатый; в — камерный; 1 — звукопоглощающий материал; 2 — сетка или перфорированная оболочка

мальным аэродинамическим сопротивлением. В системах вентиляции и кондиционирования воздуха применяют трубчатые, соловые, пластинчатые и камерные глушители шума (рис. 7.9).

Трубчатые глушители представляют собой сборные металлические секции круглого или прямоугольного сечения, облицованные по периметру звукопоглощающим материалом. Пластинчатые глушители представляют собой набор параллельно и равномерно расположенных в воздуховоде звукопоглощающих пластин. В качестве звукопоглощающего слоя применяют мягкие маты и полужесткие плиты из стекловолокна или минераловатные плиты. Стенки камерных глушителей облицовывают материалами с большим коэффициентом звукопоглощения.

Скорость движения воздуха через шумоглушитель не должна превышать определенного значения, чтобы сам глушитель не являлся источником шума. Размеры глушителей подбираются на основании акустических расчетов.

Кроме того, отдельным видам аэрозолей присущи такие свойства, как токсичность, радиоактивность, наличие болезнетворных бактерий на твердых частицах и другие свойства, определяемые составом веществ частиц, составляющих дисперсную фазу аэрозоля.

В практике вентиляции чаще приходится иметь дело с пылью, поэтому далее рассматриваются процессы и устройства для очистки воздуха от пыли более подробно.

8.2. ЗАПЫЛЕННОСТЬ ВОЗДУХА И СТЕПЕНИ ЕГО ОЧИСТКИ ОТ ПЫЛИ

Воздушные выбросы промышленных предприятий и отопительных центров, механическая и ветровая эрозия почв и другие естественные и искусственные процессы, происходящие в природе, приводят к тому, что пыль практически всегда содержится в атмосферном воздухе и воздухе помещений зданий.

Количество пыли в атмосферном воздухе может быть весьма различным. В местности со сплошным зеленым массивом, над озерами и реками количество пыли в воздухе составляет менее 1 мг/м^3 , в промышленных городах — $3\text{--}10 \text{ мг/м}^3$, в городах с неблагоустроенными улицами — до 20 мг/м^3 . Размеры частиц колеблются от $0,02$ до 100 мкм .

По санитарным нормам среднесуточная предельно допустимая концентрация нетоксичной пыли в атмосферном воздухе населенных мест должна составлять $0,15 \text{ мг/м}^3$, однако в действительности концентрация пыли чаще бывает значительно больше.

Концентрация пылинок в воздухе помещений обычно такая же, как в атмосферном воздухе, а иногда и более высокая, но, как правило, не превышает 10 мг/м^3 . В воздухе помещений преобладают частички размером до 10 мкм , причем до 90% пылинок имеют размеры менее 2 мкм .

Запыленность воздуха, поступающего в приемные устройства местной вытяжной вентиляции, может быть очень высокой. Например, концентрация пыли в воздухе, забираемом от заточных станков, может достигать 600 мг/м^3 .

Очистке от пыли подлежат:

- наружный воздух, подаваемый в помещения приточными системами вентиляции и системами кондиционирования;
- рециркуляционный воздух в системах кондиционирования;
- воздух, удаляемый из помещений и от оборудования, если концентрация пыли в нем превышает нормативные значения.

Очистка от пыли воздуха, подлежащего подаче в помещения, преследует чисто гигиенические цели. Иногда необходима очистка воздуха для удовлетворения повышенных технологических требований к содержанию в нем пылинок, например, в машинных залах вычислительных центров.

В удаляемом из помещений или от оборудования воздухе могут содержаться во взвешенном состоянии ценные продукты производства (например, цемент, мучная, сахарная пыль и т. п.), улавливание которых наряду с защитой окружающей среды от загрязнения имеет экономическое значение.

В зависимости от начальной и конечной запыленности воздуха, а также от размеров частиц, отделяемых от воздуха, различают три степени очистки: грубую, среднюю и тонкую.

Грубую очистку применяют при высокой (более 500 мг/м^3) начальной запыленности воздуха, при этом конечная концентрация пыли обычно не задается. Грубая очистка является предварительной или первой ступенью перед средней очисткой. При грубой очистке из воздуха в основном удаляются частицы крупнее 100 мкм .

Средняя очистка позволяет задержать все частицы крупнее 100 мкм . Остаточная концентрация пыли при этой очистке ниже 150 мг/м^3 и обычно составляет $30\text{--}50 \text{ мг/м}^3$.

Тонкую очистку применяют для улавливания самых мелких фракций пыли. Остаточная концентрация пыли $1\text{--}2 \text{ мг/м}^3$.

Таким образом, приточный и рециркуляционный воздух должен подвергаться тонкой очистке, а удаляемый в атмосферу от систем вытяжной вентиляции — грубой и средней.

Все устройства для отделения пыли от воздушных потоков подразделяются по функциональному признаку на две группы:

фильтры, применяемые для очистки от пыли наружного и рециркуляционного воздуха, подаваемого в помещения системами приточной вентиляции и кондиционирования;

пылеуловители, применяемые для улавливания пыли из воздуха, выбрасываемого в атмосферу системами вытяжной вентиляции, если содержание пыли в них превышает допустимое нормами.

В конструктивном отношении одно и то же устройство может быть и тем и другим в зависимости от того, где оно установлено. В отдельных случаях, при очень больших концентрациях пыли в наружном или в рециркуляционном воздухе и наличии в нем значительного количества крупных частиц, некоторые виды пылеуловителей могут быть использованы для предварительной очистки воздуха перед фильтрами.

Фильтры и пылеуловители характеризуются эффективностью улавливания пыли, аэродинамическим сопротивлением потоку воздуха, удельной воздушной нагрузкой и пылеемкостью. Эффективность улавливания пыли в фильтрах и пылеуловителях определяют как отношение разности начальной концентрации пыли в воздухе, подлежащем очистке s_n , и концентрации ее в очищенном воздухе s_k к начальной концентрации пыли:

$$E = \frac{s_n - s_k}{s_n} \quad (8.1)$$

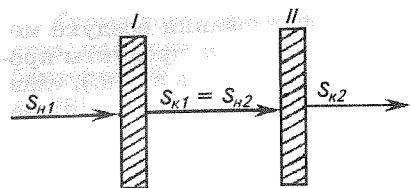


Рис. 8.1. Схема двухступенчатой очистки воздуха от пыли

ни (рис. 8.1). Общая эффективность пылезадержания

$$E_{\text{общ}} = E_1 + E_2 - E_1 E_2, \quad (8.2)$$

где E_1 — эффективность первой ступени очистки; E_2 — эффективность второй ступени очистки.

Расход воздуха в единицу времени, отнесенный к 1 м^2 проходного сечения фильтра, называется удельной воздушной нагрузкой $G_{\text{ф}}$,

$$G_{\text{ф}} = \frac{G}{F_{\text{ф}}}, \quad (8.3)$$

где G — расход воздуха через фильтр; $F_{\text{ф}}$ — площадь проходного сечения фильтра.

Аэродинамическое сопротивление фильтра возрастает по мере накопления пыли в фильтрующем слое. Допустимое начальное сопротивление фильтров кондиционеров и приточной вентиляции составляет 50–100 Па, конечное — 200–300 Па.

Пылеемкость — масса задержанной фильтром пыли, отнесенная к 1 м^2 площади его рабочего сечения при достижении фильтром конечного аэродинамического сопротивления. Пылеемкость выражается в граммах на 1 м^2 проходного сечения фильтра или в граммах на 1 м^2 поверхности фильтрующего материала. Эти показатели могут совпадать или не совпадать в зависимости от способа укладки фильтрующего материала в фильтрах.

Регенерируемость фильтрующего материала — способность к восстановлению первоначальных свойств после достижения предельной пылеемкости.

8.3. ФИЛЬТРЫ

В практике вентиляции и кондиционирования воздуха обычно используют пористые фильтры.

Пористыми фильтрами называются пылезадерживающие аппараты, в которых пыль из воздушного потока, принудительно перемещаемого через фильтр, улавливается в слое материала, задерживающем пылевые частицы и пропускающем очищенный от пыли воздух.

Эффективность пылезадержания может выражаться в долях единицы или в процентах.

Если применяется двухступенчатая очистка, то общая эффективность пылезадержания $E_{\text{общ}}$ определяется с учетом того, что концентрация пыли после первой ступени очистки является начальной для второй ступени

К пористым фильтрам относятся:

насыпные и набивные фильтры, в которых фильтрующий слой образуется из различных материалов (гравия, кокса, металлической стружки, резиновой крошки, фарфоровых или металлических колец Рашига, стеклянной ваты, синтетических волокон, тонкой проволоки и др.), засыпанных или набиваемых в кассеты;

сетчатые фильтры, в кассеты которых уложены перфорированные ленты, стальные проволочные сетки и сетки из синтетических материалов, иногда смачиваемые водой или специальными маслами;

тканевые и бумажные фильтры.

В зависимости от эффективности и пылеемкости фильтры подразделяют на группы А и В, каждую по классу качества — на подгруппы 1, 2 и 3 (А1, А2, А3, В1, В2, В3).

Фильтры А1 задерживают пыль со средней эффективностью 80 % при пылеемкости более 1000 г/м^2 , А2 — со средней эффективностью 85 % при пылеемкости 700–1000 г/м^2 , А3 — 90 % при пылеемкости 500–700 г/м^2 .

Фильтры В1 задерживают пыль со средней эффективностью 93 % при пылеемкости 300–500 г/м^2 , фильтры В2 — соответственно 96 % и 100–300 г/м^2 , фильтры В3 — соответственно 99 % при пылеемкости до 100 г/м^2 .

В настоящее время выпускают следующие фильтры.

Рулонные фильтры типа ФР5А и ФР3А с объемным нетканым фильтрующим материалом ФРНК-ПГ и с пропускной способностью от 10 до 315 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха (рис. 8.2) рекомендуются для очистки воздуха от пыли при средней запыленности 1 мг/м^3 и кратковременной — до 10 мг/м^3 . Продолжительность непрерывной работы фильтра зависит от концентрации пыли, ее дисперсного состава, пылеемкости фильтрующего материала и составляет для одного комплекта фильтрующего материала ФРНК-ПГ от 1 до 5,5 тыс. часов.

Ячейковые фильтры типа ФяР (фильтрующий материал — металлическая сетка), ФяВ (винипластовая сетка), ФяУ (упругое стекловолокно), ФаП (поролон) и ЛАИК (материал ФПП). Пропускная способность одной кассеты $1540 \text{ м}^3/\text{ч}$ при удельной воздушной нагрузке 7 тыс. $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

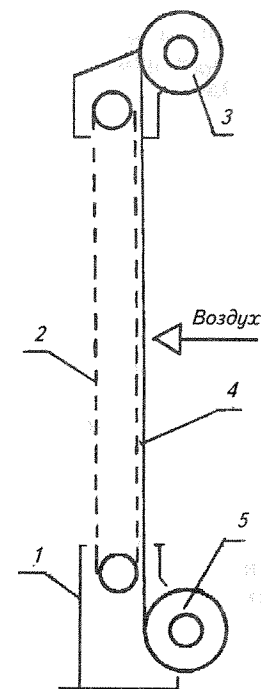


Рис. 8.2. Рулонный фильтр:

1 — корпус; 2 — подвижная решетка; 3 — верхняя катушка; 4 — фильтрующий материал; 5 — нижняя катушка

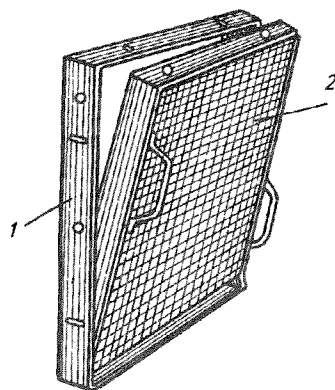


Рис. 8.3. Ячейковый фильтр ФяР:

1 — установочная рамка; 2 — ячейка фильтра

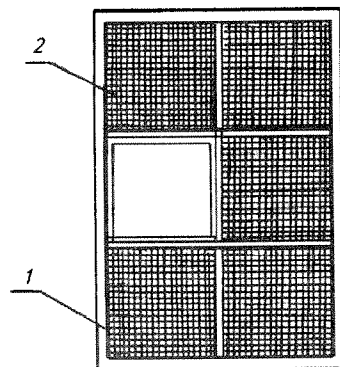


Рис. 8.4. Панель из ячейковых фильтров:

1 — корпус; 2 — ячейка фильтра

Фильтры ЛАИК рекомендуются для очистки воздуха от пыли при средней запыленности 1 мг/м^3 .

Электрические фильтры типа ФЭ-2 с пропускной способностью до $2 \text{ тыс. м}^3/\text{ч}$ предназначены для высокоэффективной очистки воздуха от пыли в помещениях.

Карманные фильтры типа ФВ182 и ФВ3002 с фильтрующим материалом из тонковолокнистого стекловолна АФ4 также используют для высокоэффективной очистки воздуха от пыли.

Ячейковые фильтры (рис. 8.3) представляют собой квадратную металлическую коробку размерами $514 \times 514 \text{ мм}$, заполненную фильтрующим материалом. Сетки фильтров ФяР и ФяВ смачивают специальными сортами масел. Фильтры ФяП и ФяУ сухие. По эффективности пылеулавливания ячейковые фильтры относятся к III классу. Начальное сопротивление потоку воздуха $40\text{--}60 \text{ Па}$. Потребная площадь фильтра составляет из нескольких ячеек, помещенных в установочных рамках фильтрующей панели (рис. 8.4).

По мере накопления пыли сопротивление фильтра потоку воздуха увеличивается. При достижении предельного сопротивления фильтрующий материал фильтров ФяР и ФяВ, смачиваемых маслом, регенерируют, фильтры ФяП промывают водой, а фильтрующий материал фильтра ФяУ заменяют новым. Регенерация фильтров ФяР и ФяВ заключается в промывке их теплым 10% -м раствором каустической соды при температуре $60\text{--}70^\circ\text{C}$, в последующей промывке водой, имеющей температуру $40\text{--}50^\circ\text{C}$, до полного удаления из сеток растворившегося масла и грязи, в просушке фильтра и смачивании свежим маслом. Для регенерации этих фильтров применяют специальные фильтромоечные машины. После регенерации ячейки устанавливают в фильтрующую панель.

Масла, используемые для замасливания ячеек фильтров ФяР и ФяВ, должны иметь достаточную вязкость, исключающую стекание масла с наполнителя в летнее время, и низкую температуру застывания, допускающую пропуск через фильтры неподогретого воздуха в зимнее время. Масло не должно иметь запаха. Этим требованиям отвечают турбинное, парфюмерное, висциновое и веретенное масла.

К существенному недостатку ячейковых фильтров ФяР, ФяВ, ФяП и ФяУ относится сравнительно небольшая пылеемкость, в связи с чем возникает необходимость заменять и регенерировать фильтрующий материал, а следовательно, иметь запасной комплект фильтров.

Ячейковые фильтры ЛАИК (лаборатория аэрозолей им. Карпова) (рис. 8.5) выполнены в виде кассет, заполненных фильтрующим материалом типа ФПП. Этот материал представляет собой слой ультратонких синтетических волокон, нанесенных на марлевую подложку. Средний диаметр волокон $1,5\text{--}2,5 \text{ мкм}$.

В вентиляционной технике применяют материалы ФПП-15-17 и ФПА-15-20. Волокна материала ФПП-15-17 выполнены из перхлорвинила, а волокна ФПА-15-20 — из ацетилцеллюлозы. Имеются и другие сорта фильтрующего материала ФП, отличающиеся толщиной волокон, сопротивлением потоку воздуха и эффективностью. Фильтрующий материал ФПП обладает практически 100% -й эффективностью улавливания тончайших взвешенных в воздухе частиц, в том числе и микроорганизмов. Проскок частиц через такой фильтр не превышает $0,03\%$, причем проскакивают главным образом частицы размером $0,1 \text{ мкм}$. Фильтры из тако-

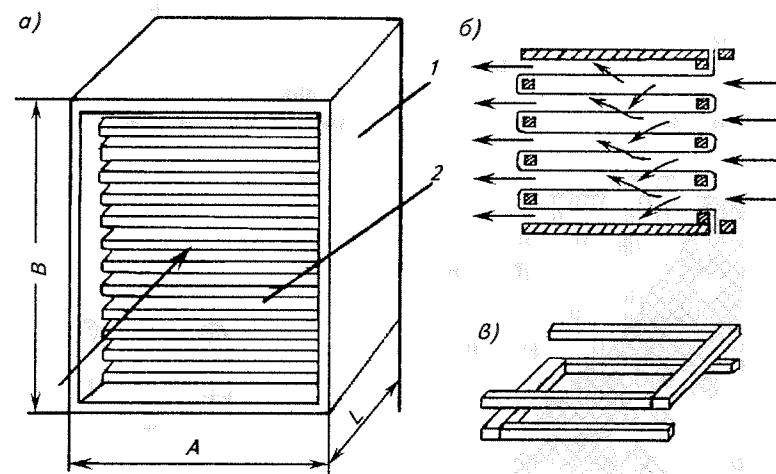


Рис. 8.5. Фильтр ЛАИК: а — общий вид; б — схема укладки фильтрующего материала; в — схема укладки П-образных рамок;

1 — корпус; 2 — фильтрующий материал; (стрелкой обозначено направление потока воздуха)

го материала применяют как последнюю ступень очистки воздуха от высокотоксичных и радиоактивных частиц.

Высокой эффективности очистки воздуха способствует электрический заряд, который приобретает фильтрующий материал при его изготовлении. При прохождении через фильтр очень влажного воздуха и при хранении материала в условиях повышенной влажности электрический заряд быстро стекает.

Движение воздуха в процессе фильтрации через слой тонковолокнистого фильтрующего материала ФПП ламинарное, поэтому при расходе воздуха в количестве $36 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ (скорость фильтрации 1 см/с) сопротивление чистого слоя составляет $15\text{--}20 \text{ Па}$. При расходе воздуха $150 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ сопротивление чистого слоя составляет $150\text{--}460 \text{ Па}$. Сопротивление загрязненного фильтра принимают в два раза большим, чем сопротивление чистого фильтра, но не выше 600 Па . Пылеемкость тонковолокнистого материала невелика и составляет около 10 г на 1 м^2 фильтрующего материала ФПП при увеличении сопротивления вдвое по сравнению с начальным. Фильтрующий материал пригоден для однократного использования. При достижении предельного сопротивления материал заменяют новым.

Чтобы обеспечить необходимую пропускную способность при небольшой удельной нагрузке (не более 150 м^3 воздуха на 1 м^2 материала в час), фильтрующий материал ФПП в фильтрах укладывают зигзагообразно.

В системах вентиляции и кондиционирования воздуха применяют также фильтры, в которых в качестве фильтрующего материала используют фильтровальную бумагу и картон, изготовленные из целлюлозных и асбестовых волокон. Волокна целлюлозы толщиной около 15 мкм служат каркасом, на котором уложены очень тонкие (доли микрометра) волокна асбеста. Фильтровальные бумаги и картон укладывают в фильтрах зигзагообразно в плоские или У-образные кассеты (рис. 8.6). У-образные кассе-

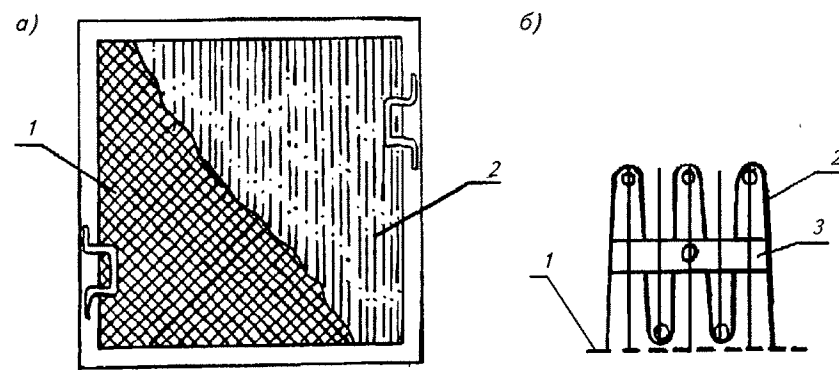


Рис. 8.6. Кассета бумажного фильтра: а — кассета; б — элемент укладки бумаги; 1 — сетка; 2 — фильтрующий слой; 3 — планка на три зуба глухой стенки

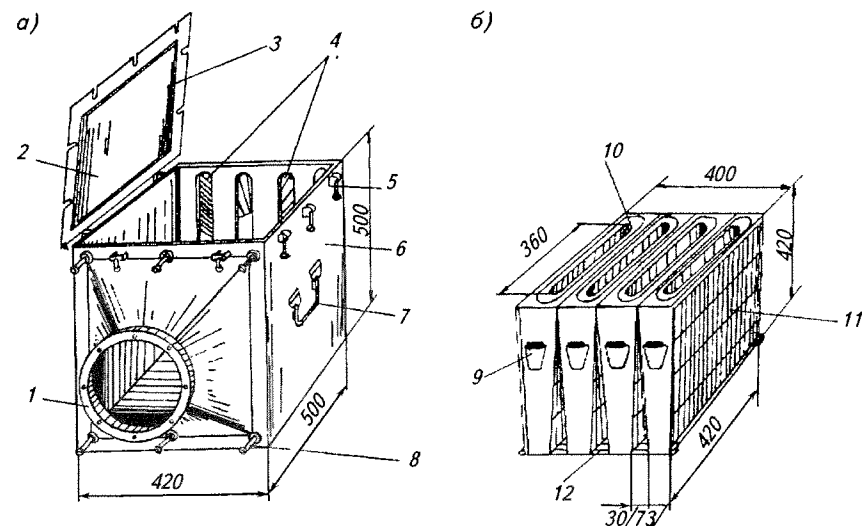


Рис. 8.7. Пакетный противопыльный фильтр: а — корпус; б — фильтрующий пакет; 1 — выходной патрубок; 2 — крышка корпуса; 3 — уплотнение крышки; 4 — входные отверстия в фильтрующую кассету; 5 — откидные болты; 6 — корпус; 7 — ручка; 8 — поджимные болты; 9 — ручка; 10 — кольцевой выступ для герметизации входных отверстий кассет; 11 — фильтрующий картон; 12 — крепление кассет

ты собирают в пакеты, помещаемые в корпус (рис. 8.7). Из-за большой поверхности слоя течение воздуха через фильтрующий материал ламинарное, скорость течения измеряется сантиметрами в секунду. Эффективность фильтров из асбестоцеллюлозной бумаги и картона при задержании частиц размером более $0,15 \text{ мкм}$ составляет $99,9 \%$. Если в воздухе содержатся крупные частицы, быстро засоряющие лобовой слой фильтра, необходимо ставить фильтры предварительной очистки. Фильтры из асбестоцеллюлозной бумаги и картона применяют для очистки атмосферного воздуха от малых количеств пыли весьма тонких фракций, а также для очистки рециркуляционного воздуха в системах кондиционирования. Их можно использовать при любых метеорологических условиях. Пылезадерживающие свойства фильтровальной бумаги и картона при изменении относительной влажности от 15 до 100% остаются неизменными.

Воздушная нагрузка на 1 м^2 фильтрующей поверхности составляет $500\text{--}600 \text{ м}^3/\text{ч}$. Сопротивление слоя чистой бумаги при допустимой воздушной нагрузке зависит от сорта бумаги (картона) и колеблется в пределах $100\text{--}250 \text{ Па}$.

Фильтровальные асбестоцеллюлозные бумага и картон однократного использования регенерации не подлежат. В плоских кассетах запыленная бумага заменяется чистой при достижении сопротивления, равного удвоенному начальному значению. У-образные кассеты пакетных фильтров заменяются целиком при достижении допустимого конечного сопротивления.

8.4. ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

Для очистки воздушных выбросов от пыли создан большой ассортимент пылеуловителей. Все многообразие применяемых пылеуловителей можно свести к следующим видам: пылесосы, камерные, циклоны, инерционные пылеуловители, ротационные пылеотделители, электрические пылеуловители.

Ц и к л о н ы обладают большой пропускной способностью, просты по конструкции и несложны в эксплуатации. Это обусловило их широкое применение. Как видно из схемы циклона (рис. 8.8), запыленный воздух вводится тангенциально в верхнюю часть циклона, представляющую собой закручивающийся аппарат. Сформировавшийся здесь вращающийся поток опускается по кольцевому пространству, образованному цилиндрической частью циклона и выхлопной трубой, в его конусную часть, а затем, продолжая вращаться, выходит из циклона через выхлопную трубу.

Аэродинамические силы искривляют траекторию частиц. При вращательно-нисходящем движении запыленного потока пылевые частицы достигают внутренней поверхности цилиндра, отделяются от потока. Под влиянием силы тяжести и увлекающего действия потока отделившиеся частицы опускаются, через пылевыпускное отверстие проходят в бункер. При недостаточной герметичности пылевыпускного тракта через него может происходить подсос воздуха. Даже незначительное поступление воздуха через нижнюю часть циклона ведет к резкому снижению эффективности пылеулавливания. Подсос воздуха в размере 10 % от количества воздуха, подаваемого в циклон, сводит эффективность циклона до нуля.

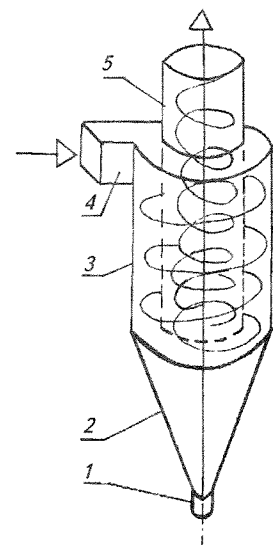


Рис. 8.8. Циклон:

1 — пылевыпускное устройство; 2 — конусная часть циклона; 3 — цилиндрическая часть циклона; 4 — входной патрубок; 5 — выхлопная труба

Циклоны могут устанавливаться как на линии всасывания, так и на линии нагнетания. Во втором случае через вентилятор проходит запыленный воздух, поэтому следует применять вентилятор специального назначения — пылевой, рассчитанный на воздействие пыли. Эффективность сухих циклонов по задержанию частиц размером 20 мкм составляет 99 %. Более высокая степень очистки воздуха от пыли по сравнению с сухим циклоном может быть получена в пылеуловителях мокрого типа, в которых пыль улавливается в результате контакта частиц со смачивающей жидкостью. Этот контакт может осуществляться на смоченных стенках, обтекаемых воздухом, на каплях или на свободной поверхности воды.

На рис. 8.9 представлен циклон с водяной пленкой. Запыленный воздух подается в нижнюю часть аппарата тангенциально со скоростью 15–21 м/с. Закрученный воздушный поток, двигаясь вверх, встречает пленку воды, стекающую вниз по поверхности цилиндра. Очищенный воздух отводится из верхней части аппарата также тангенциально по направлению вращения воздушного потока. В циклоне с водяной пленкой нет выхлопной трубы, свойственной сухим циклонам, что позволяет уменьшить диаметр его цилиндрической части.

Внутренняя поверхность циклона непрерывно орошается водой из сопел, размещенных по окружности и объединенных водораспределительным кольцом из трубы диаметром примерно 50 мм с двухсторонним подводом воды. Пленка воды на внутренней поверхности циклона должна быть сплошной, поэтому сопла установлены так, что струи воды направлены по касательной к поверхности цилиндра по ходу вращения воздушного потока. Такая подача воды обеспечивает смачивание поверхности без образования брызг. Расход воды зависит от пропускной способности циклона по воздуху и составляет в среднем 0,3 л/м³.

Пыль, захваченная водяной пленкой, стекает вместе с водой в коническую часть циклона и удаляется через патрубок, погруженный в воду отстойника. Отстоявшаяся вода вновь подается в циклон. Скорость воздуха на входе в циклон 15–20 м/с. Эффективность циклонов с водяной пленкой составляет для пыли размером частиц до 5 мкм 88–89 %, для пыли с более крупными частицами 95–100 %.

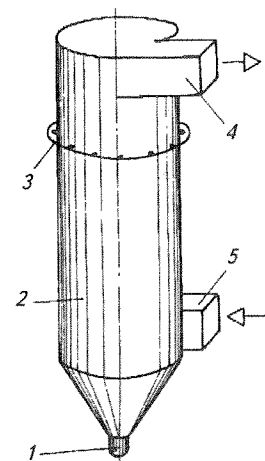


Рис. 8.9. Циклон с водяной пленкой:

1 — патрубок для отвода грязной воды; 2 — цилиндр; 3 — водоподающие трубки; 4 — патрубок для выхода очищенного воздуха; 5 — воздуховод

8.5. ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ КАПЕЛЕК ЭЛЕКТРОЛИТА

Воздух, удаляемый из аккумуляторных помещений, загрязнен капельками электролита, поэтому он непригоден для людей, вызывает разрушение строительных конструкций, неблагоприятно действует на растительность.

В настоящее время предъявляются высокие требования к очистке воздушных выбросов от промышленных предприятий, поэтому в отдельных случаях может потребоваться очистка воздуха, удаляемого из аккумуляторных помещений. Для очистки вытяжного воздуха от капелек электролита используют фильтры, ус-

танавливаемые в вентиляционной камере системы вытяжной вентиляции. В этих случаях рекомендуется использовать ячейковые фильтры типа ФЯЛ, снабжаемые фильтрующим материалом ФПП. Этот материал стоек по отношению к кислотам и щелочам, эффективно задерживает мельчайшие капельки.

Для улавливания капелек электролита могут быть использованы также стекловолокнистый фильтрующий материал, обработанный силиконом, и фильтрующий картон ВМТ-5. Эти материалы размещают в кассетах, которые устанавливают в корпус, подобный корпусу фильтра ПФП-1000 (см. рис. 8.7). Воздух принудительно перемещается через фильтр, проходит через фильтрующий материал, в котором задерживаются капельки электролита.

Для очистки воздуха, удаляемого из помещений гальванического производства и бортовых отсосов ванн, от капель кислот и щелочей можно использовать разработанные НИИОГазом волокнистые туманоуловители ФВТ-Т в титановом корпусе с ячейками, заполненными нетканым слоем толщиной 4–5 мм из полипропиленового волокна диаметром 70 мкм. Уловленная жидкость стекает в нижнюю часть корпуса. При достижении сопротивления около 500 Па слой промывается с обеих сторон с помощью переносной форсунки. Эффективность туманоуловителей 96–99 %.

8.6. ОСВОБОЖДЕНИЕ ВОЗДУХА ОТ НЕПРИЯТНЫХ ЗАПАХОВ

Неприятные запахи создаются газами, а также частицами пыли мельчайших размеров (менее 0,01 мкм). Освобождение воздуха от неприятных запахов является частным случаем очистки воздуха от вредных паров и газов и основано на фильтрации, адсорбции и катализа. Поэтому для уничтожения запахов в жилых помещениях применяют фильтры, снабженные пористыми веществами с ультрамикроскопической структурой, которая делает их способными выборочно извлекать газы из воздуха и удерживать их. Наиболее распространенным адсорбером является активированный уголь. Фильтры с активированным углем (рис. 8.10) широко применяют для очистки воздуха от вредных газов, паров и неприятных запахов, а также для очистки воздуха, подаваемого в убежище, от отравляющих веществ.

Активированный уголь — специально обработанный древесный уголь с высокими адсорбционными свойствами. Поглотительная способность активированного угля не одинакова по отношению к разным газам и зависит от молекулярной массы адсорбируемого газа, его критической температуры и точки кипения; при этом чем выше эти значения, тем лучше газ адсорбируется углем. Например, составляющие воздух кислород и азот имеют критическую температуру ниже -50°C и точку кипения ниже -150°C , поэтому они совершенно не поглощаются активированным углем. Газы с критической температурой от 0 до

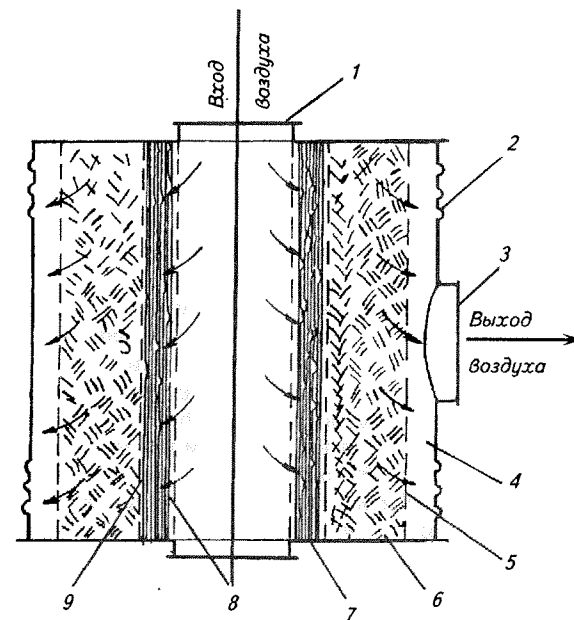


Рис. 8.10. Фильтр для очистки воздуха от неприятных запахов:

1 — входной патрубок; 2 — корпус; 3 — выходной патрубок; 4 — кольцевой сборный коллектор; 5 — большой перфорированный цилиндр; 6 — активированный уголь; 7 — противодымный фильтр; 8 — центральная перфорированная труба; 9 — малый перфорированный цилиндр

150°C и с точкой кипения от -100 до 0°C поглощаются медленно, а газы с критической температурой выше 150°C и точкой кипения выше 0°C поглощаются наиболее интенсивно.

Активированный уголь хорошо поглощает углеводороды, алкоголи, альдегиды, органические кислоты, выделяемые красками и пластмассами пары. Активированный уголь эффективно поглощает запахи, выделяемые человеческим телом. Для повышения поглотительной способности активированного угля по отношению к определенным газам его обрабатывают специальными веществами или добавляют к нему катализаторы. Активированный уголь, пропитанный сернистой медью, поглощает сероводород и превращает его в сульфид меди. Активированный уголь с добавками катализаторов в виде окислов железа, никеля, меди способен адсорбировать газообразные и парообразные примеси.

ТЕПЛОВЛАЖНОСТНАЯ ОБРАБОТКА ВОЗДУХА

9.1. НАЗНАЧЕНИЕ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

Требуемый состав воздуха и его метеорологические параметры в помещении обеспечиваются по принципу общеобменной вентиляции путем смены воздуха в помещении. Подаваемый в помещение воздух подвергают определенной обработке, составляющей сущность процессов кондиционирования воздуха. К этим процессам относятся: нагрев, охлаждение, увлажнение и осушка воздуха; очистка его от пыли, газов и бактерий; освобождение воздуха от нежелательных запахов и придание ему определенного аромата; озонирование и ионизация воздуха.

Необходимые газовый состав и чистота воздуха в помещениях поддерживаются благодаря воздухообмену и очистке воздуха, подаваемого в помещение. Освобождение воздуха от неприятных запахов, ароматизация, озонирование и ионизация воздуха осуществляются специальными приборами и устройствами, входящими в систему кондиционирования или устанавливаемыми непосредственно в помещении.

Необходимые температурно-влажностные параметры в помещении достигаются тепловлажностной обработкой воздуха (нагревом, охлаждением, увлажнением, осушкой). Эти процессы существенно отличаются от других видов обработки воздуха как по физической природе явлений, так и техническими средствами их осуществления.

Поддержание в помещении необходимого температурно-влажностного состояния воздуха можно представить следующим образом.

Пусть в помещении, в котором выделяются избыточные теплота $Q_{изб}$ и влага W , требуется поддерживать состояние воздуха, характеризуемое точкой A на $I-d$ -диаграмме (рис. 9.1). Чтобы обеспечить в помещении требуемое состояние воздуха (точка A), система кондиционирования должна ассимилировать избыточные теплоту и влагу. Это достигается подачей в помещение определенного количества соответствующим образом подготовленного воздуха. Состояние подаваемого в помещение воздуха должно быть таким, чтобы после ассимиляции избыточных теплоты и влаги он приобрел бы параметры, соответствующие точке A . Следовательно, точка B , характеризующая состояние приточного воздуха, должна находиться на линии процесса с угловым коэффициентом $\varepsilon = \frac{Q_{изб}}{W}$, проходящей через точку A (линия AX). Положение

точки B на линии AX принимается так, чтобы величина $\Delta t = t_A - t_B$

не превышала бы допустимой разницы между температурой приточного воздуха и воздуха в рабочей зоне помещения. Величину Δt рассчитывают или принимают по нормам.

Поступивший в помещение воздух с параметрами точки B под влиянием избытков теплоты и влаги будет изменять свое состояние в соответствии с тепловлажностным отношением ε . После достижения состояния, характеризуемого точкой A , воздух удаляется из помещения.

Расход подаваемого в помещение воздуха определяют из условия ассимиляции избыточной теплоты и влаги при перепаде энтальпий и влагосодержаний, соответствующим положению точек A и B :

$$G = \frac{Q_{изб}}{I_A - I_B} = \frac{W}{d_A - d_B}. \quad (9.1)$$

Определенный по формуле (9.1) расход воздуха должен быть достаточным для ассимиляции вредных паров, газов и пыли, а также для обеспечения необходимого состава воздуха в помещении по кислороду и углекислому газу. Таким образом, задача системы кондиционирования сводится к подаче в помещение определенного количества воздуха с параметрами точки B , лежащей на линии AX . Очевидно, что при изменении режима выделения в помещении теплоты и влаги будет изменяться тепловлажностное отношение ε , а значит, положение точки B и расход приточного воздуха. Следовательно, для обеспечения состояния воздуха в помещении неизменным при переменном режиме выде-

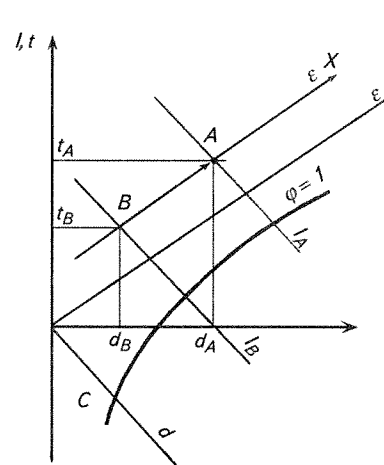


Рис. 9.1. Изображение на $I-d$ -диаграмме общей характеристики процесса кондиционирования воздуха

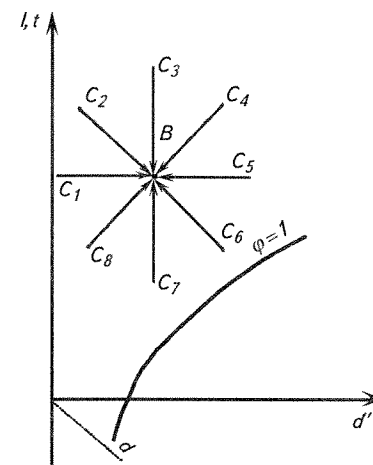


Рис. 9.2. Изображение на $I-d$ -диаграмме возможных процессов тепловлажностной обработки воздуха при кондиционировании

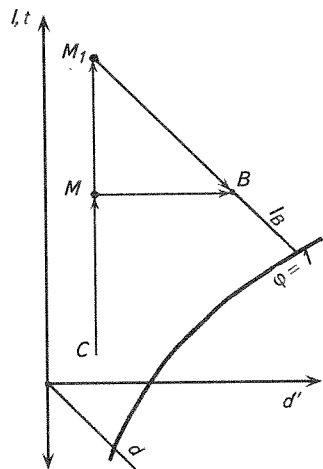


Рис. 9.3. Изображение на $I-d$ -диаграмме процессов подготовки воздуха

В зависимости от взаимного положения точек C ($C_1, \dots, C_n$) и B (рис. 9.2) в системе кондиционирования могут потребоваться различные процессы тепловлажностной обработки воздуха: нагрев, охлаждение, осушка, а также различные сочетания их в соответствии с направлением линии процесса CB .

Для тепловлажностной обработки используют различные тепломассообменные аппараты и устройства, которые подразделяют на три основные группы:

аппараты контактного типа, в которых самые различные процессы тепловлажностной обработки воздуха производятся при непосредственном контакте его с водой;

поверхностные теплообменные аппараты, в которых воздух нагревается или охлаждается в результате теплообмена между воздухом и твердой поверхностью теплообменника, при этом охлаждение может сопровождаться выпадением конденсата и, следовательно, осушкой воздуха;

аппараты, основанные на применении химических поглотителей водяного пара и используемые для осушки воздуха.

Кроме того, для приготовления приточного воздуха смешивают воздух различных состояний, например наружный и рециркуляционный, а также подмешивают к воздуху готовый водяной пар.

В общем случае требуется несколько тепломассообменных аппаратов, последовательно проходя через которые воздух приобретает необходимые параметры. В каждом аппарате изменяется один или несколько параметров, а конечный результат достигается сложением всех процессов. Например, состояние приточного воздуха (точка B на рис. 9.3) достигается последовательной обработкой воздуха из исходного состояния C : сначала нагревают

лечения теплоты и влаги требуется автоматическое регулирование параметров приточного воздуха.

В качестве исходного воздуха в системах кондиционирования может быть использован наружный, рециркуляционный воздух либо их смесь. Как правило, состояние исходного воздуха (точка C) не соответствует состоянию приточного воздуха (точка B) и меняется в зависимости от времени года, суток и других условий. Поэтому система кондиционирования, рассчитанная на поддержание в помещении требуемого состояния воздуха (точка A), должна обеспечить регулирующую обработку любого исходного воздуха, чтобы довести его состояние до параметров приточного воздуха (точка B).

исходный воздух в поверхностном теплообменном аппарате (процесс CM), а затем увлажняют его путем подачи в него водяного пара (процесс MB). Состояние B можно получить, нагревая исходный воздух в поверхностном теплообменном аппарате до состояния точки M_1 (процесс CM_1), а потом увлажняя воздух в аппарате контактного типа (процесс M_1B).

Таким образом, тепловлажностная подготовка воздуха оказывается весьма сложной и может быть осуществлена при регулировании параметров подаваемого в помещение воздуха в соответствии с изменением углового коэффициента процесса ε и состояния исходного воздуха.

9.2. СМЕШЕНИЕ ПОТОКОВ ВОЗДУХА РАЗЛИЧНЫХ СОСТОЯНИЙ

Применение смешения потоков воздуха позволяет получить экономию в расходах теплоты и холода на обработку воздуха, регулировать параметры воздуха и пр.

Пусть в смесительную камеру (рис. 9.4) подается поток влажного воздуха состояния A (I_A, d_A), расход сухой части которого m_A , и поток влажного воздуха состояния B (I_B, d_B), расход сухой части которого m_B . Требуется определить параметры смеси воздуха C ($I_{см}, d_{см}$). Расход сухой части смеси воздуха $m_{см} = m_A + m_B$.

При решении этой задачи полагают, что воздух перемешивается идеально, а камера смешения имеет идеальную тепловую изоляцию, исключаящую подвод или отвод теплоты при смешении потоков. Что же касается смешения при наличии подвода теплоты, то очевидно, что этот процесс можно условно расчленить на два этапа — смешение без подвода теплоты и затем подвод теплоты к полученной смеси.

При смешении потоков влажного воздуха различных состояний возможны два случая:

смешение без образования конденсата;

смешение с образованием конденсата из части водяного пара воздуха.

В первом случае состояние смеси можно определить аналитически исходя из баланса теплоты и влаги:

$$m_{см}I_{см} = m_A I_A + m_B I_B, \text{ откуда } I_{см} = \frac{m_A I_A + m_B I_B}{m_A + m_B};$$

$$m_{см}d_{см} = m_A d_A + m_B d_B, \text{ откуда } d_{см} = \frac{m_A d_A + m_B d_B}{m_A + m_B}.$$

Графоаналитическое решение этой задачи выполняют следующим образом. На $I-d$ -диаграмме (рис. 9.5) наносят точки A и B , соответствующие состоянию смешиваемых потоков воздуха A

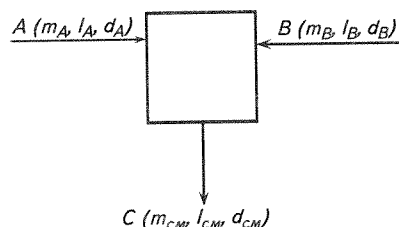


Рис. 9.4. Схема смешения потоков воздуха

духа состояний A и B и находится по правилу рычага: точка C делит отрезок AB на части, обратно пропорциональные массам воздуха, входящим в смесь. Отрезок AC , примыкающий к точке A , соответствует в некотором масштабе массе сухой части воздуха m_B , а отрезок CB — массе m_A . Вся линия AB пропорциональна массе смеси $m_{см}$ или величине $(1 + n)$. Поэтому для нахождения положения точки C на линии AB необходимо отрезок AB разделить на $(1 + n)$ равных частей. Точка находится ближе к той точке (A или B), которая соответствует воздуху, масса сухой части которого больше.

На практике часто встречается и второй случай смешения влажного воздуха. Это тот случай, когда в результате смешения двух потоков воздуха различных состояний, каждый из которых имеет относительную влажность меньше 100 %, получается смесь с относительной влажностью 100 %, а часть водяного пара конденсируется и выпадает из смеси. Такой результат получается тогда, когда линия 1-2 (рис. 9.5) пересекает кривую $\phi = 1$, а точка 3, характеризующая состояние смеси, оказывается в зоне тумана.

Состояние смеси воздуха после выпадения из него конденсата определяется с достаточной для технических расчетов точностью точкой I' , находящейся на пересечении изопенталпы с кривой $\phi = 1$.

Положение точки 3 на линии 1-2 находят так же, как и положение точки C в случае смешения потоков воздуха без выпадения конденсата.

и B , отношение масс которых $n = \frac{m_B}{m_A}$. Точка C , соответствующая состоянию смеси воздуха, лежит на прямой, соединяющей на $I-d$ -диаграмме точки A и B . Прямая AB является геометрическим местом точек смеси двух потоков воздуха. Местонахождение точки C на этой линии зависит от пропорций воз-

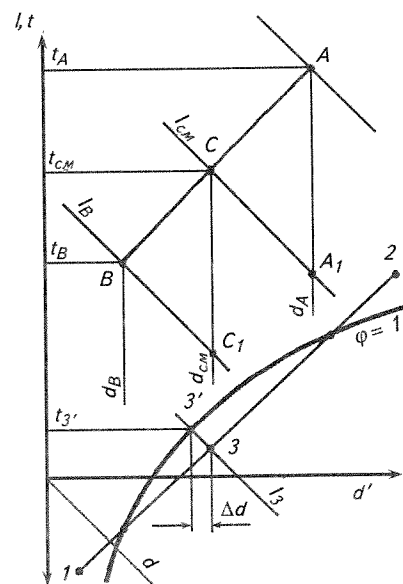


Рис. 9.5. Изображение на $I-d$ -диаграмме процессов смешения потоков воздуха двух различных состояний

Если смешивают более двух потоков воздуха различных состояний, расчет и построение процессов производят последовательно: сначала находят состояние смеси для двух потоков воздуха, затем получившуюся смесь смешивают с третьим потоком и т. д.

С помощью $I-d$ -диаграммы просто найти пропорции двух заданных потоков влажного воздуха, если известно, что параметры смеси должны удовлетворять какому-либо требованию. Если для смеси заданы два параметра, например t и ϕ , то получить такую смесь, смешивая

заданные исходные потоки воздуха, не всегда можно. В этом случае приходится использовать два процесса, чаще всего нагрев и смешение. Например, для получения смеси с параметрами точки C' можно смешать заданные потоки воздуха (точки A и B на рис. 9.6), полученную смесь (точка C) нагреть до требуемой температуры $t_{см} = t_{C'}$ (точка C'); или сначала нагреть воздух состояния A до температуры t_{A1} (точка A_1), а потом смешать воздух состояний A и B для получения смеси C с параметрами точки C' . В практике кондиционирования воздуха применяют тот и другой способ получения заданного состояния воздуха. Однако в случае, если в смешении используется запыленный воздух из помещений, предпочтительным является второй способ, при котором чистый наружный воздух нагревается в теплообменном аппарате от состояния A до состояния A_1 , после чего смешивается с воздухом состояния B . В этом случае теплообменный аппарат не засоряется пылью, но нагрев в нем должен производиться на больший перепад температур, чем при первом способе, что требует последовательного включения теплообменных аппаратов в установку. При прочих равных условиях такая установка имеет большее сопротивление, а следовательно, потребует больше электроэнергии на привод вентилятора.

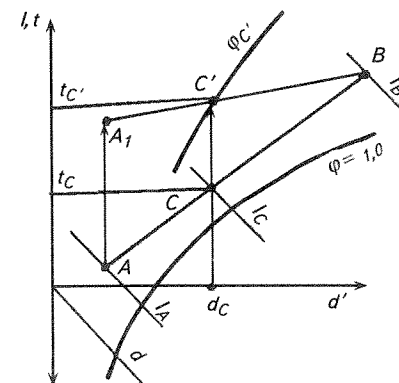


Рис. 9.6. Изображение на $I-d$ -диаграмме вариантов использования процессов смешения и нагрева воздуха для получения заданных параметров смеси

9.3. ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ

При взаимодействии воздуха с поверхностью воды происходят теплообмен и влагообмен между ними, вследствие чего воздух изменяет тепловлажностное состояние. При непосредственном контакте воздуха с водой теплота переходит от воздуха к воде или наоборот в результате конвекции и излучения (явная теп-

лота) и в результате влагообмена (скрытая теплота). Теплообмен обусловлен разностью температур воздуха и поверхности воды. Лучистый теплообмен в аппаратах контактного типа происходит в основном между поверхностями воды, имеющими равные или весьма близкие температуры, поэтому долей лучистого теплообмена можно пренебречь.

Влага переносится вследствие испарения ее с открытой поверхности воды или конденсации водяного пара из воздуха на поверхности воды. В зависимости от направления переноса водяного пара (от воды к воздуху или от воздуха к воде) влагообмен между воздухом и водой приводит к увеличению или уменьшению влагосодержания воздуха.

Влагообмен обусловлен разностью парциальных давлений водяного пара в потоке воздуха и в слое, расположенном непосредственно на поверхности воды. Тонкий слой воздуха, непосредственно примыкающий к поверхности воды, имеет температуру, равную температуре поверхности воды, а водяной пар в нем находится в насыщенном состоянии. Насыщенное состояние водяного пара в этом слое поддерживается за счет поступления молекул из воды (испарения воды) в случае, когда температура поверхности воды превышает температуру точки росы потока воздуха, или в результате снижения температуры воздуха в слое до температуры точки росы, если температура поверхности воды ниже температуры точки росы потока воздуха. Избыток водяного пара во втором случае будет конденсироваться на поверхности воды, а водяной пар в слое воздуха останется в насыщенном состоянии.

Таким образом, во всех случаях парциальное давление водяного пара в слое воздуха, расположенном непосредственно на поверхности воды, равно давлению насыщенного водяного пара при температуре, равной температуре поверхности воды.

При движении воздуха относительно воды образуется пограничный слой воздуха непосредственно у ее поверхности (рис. 9.7). Параметры потока воздуха за пределами ламинарного пограничного слоя в каждый данный момент можно считать одинаковы-

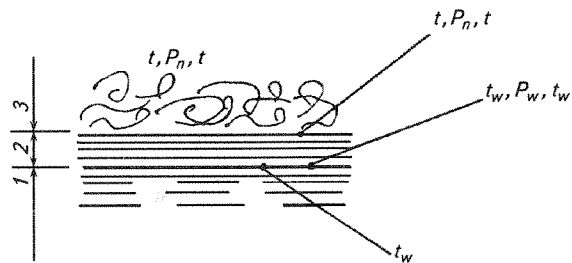


Рис. 9.7. Схема движения воздуха вдоль поверхности воды:

1 — слой воды; 2 — пограничный слой воздуха; 3 — поток воздуха

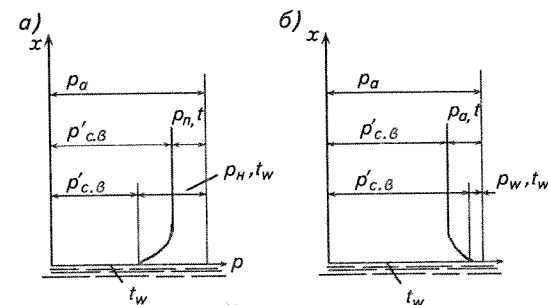


Рис. 9.8. Распределение парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара в результате взаимодействия воздуха и воды при их непосредственном контакте: а — при конденсации водяного пара на поверхности воды; б — при испарении воды

ми. Тогда изменения состояния воздуха при взаимодействии с водой можно отнести к пограничному слою воздуха. Теплота через ламинарный пограничный слой воздуха передается в результате теплопроводных процессов, а водяной пар переносится в результате диффузии. Так как парциальное давление водяного пара в потоке воздуха зависит от влагосодержания воздуха, а парциальное давление насыщенного водяного пара в слое воздуха непосредственно на поверхности воды зависит от ее температуры, то между значениями парциальных давлений могут быть соотношения, определяющие как испарение воды, так и конденсацию водяного пара на поверхности воды.

Если парциальное давление водяного пара в воздухе за пределами пограничного слоя больше парциального давления насыщенного водяного пара в слое воздуха непосредственно на поверхности воды, то водяной пар будет поступать из потока воздуха к слою воздуха на поверхности воды, так как в этом слое водяной пар находится в насыщенном состоянии, он будет конденсироваться на поверхности воды (рис. 9.8), а влагосодержание потока воздуха будет уменьшаться.

Если парциальное давление насыщенного водяного пара в потоке воздуха меньше парциального давления насыщенного водяного пара в слое воздуха непосредственно на поверхности воды, то водяной пар будет переходить из этого слоя воздуха через пограничный слой в поток воздуха, увеличивая его влагосодержание. Компенсация убыли водяного пара из слоя воздуха, примыкающего к поверхности воды, будет происходить за счет испарения воды (рис. 9.8). Таким образом, в результате влагообмена может уменьшаться влагосодержание потока воздуха (осушка воздуха) или увеличиваться влагосодержание (увлажнение воздуха).

Если принять за положительное направление потока теплоты и влаги направление от воздуха к воде, то количество полной теп-

где σ — одновременно коэффициент влагообмена, отнесенный к разности влагосодержаний обрабатываемого воздуха и воздуха в слое, расположенном на поверхности воды, и коэффициент полного теплообмена, отнесенный к разности энтальпий тех двух состояний воздуха.

$$dW = \sigma \frac{d - d_H}{1000} dF, \quad (9.3)$$

Потоки теплоты dQ и влаги dW между воздухом и водой равны произведению количества воздуха G на изменение его энтальпии и влагосодержания:

Поделив уравнение (9.4) на (9.3), получим дифференциальное уравнение изменения состояния воздуха, находящегося в контакте с водой:

$$\frac{dI}{d(d)} = \frac{I - I_H}{d - d_H} 1000. \quad (9.5)$$

Если температура поверхности воды в процессе взаимодействия с воздухом остается постоянной ($t_w = \text{const}$), то параметры I_n и d_n можно тоже считать постоянными. Тогда, проинтегрировав уравнение (9.5) в пределах от начального состояния воздуха ($I_n d_n$) до переменного состояния ($I_x dx$), получим

$$\frac{I_x - I}{d_x - d} = \frac{I - I_H}{d - d_H} = \varepsilon. \quad (9.6)$$

Уравнение (9.6) в координатах $I-d$ -диаграммы является уравнением прямой линии, соединяющей точку начального состояния воздуха ($I-d$) с точкой, характеризующей состояние воздуха в тонком слое непосредственно на поверхности воды (I_n, d_n). Это уравнение выражает тепловлажностное отношение ϵ , характеризующее направление изменения состояния воздуха на $I-d$ -диаграмме.

Воздух в тонком слое на поверхности воды содержит водяной пар в насыщенном состоянии, а его температура равна температуре поверхности воды t_w . Поэтому температура воды однозначно определяет на $I-d$ -диаграмме точку с параметрами I_n, d_n . Эта точка находится на пересечении изотермы t_w с кривой $\phi = 1$, следовательно, изменение состояния воздуха, находящегося в контакте с водой, имеющей постоянную температуру t_w , изображается на $I-d$ -диаграмме прямой линией, соединяющей точку на

чального состояния воздуха с точкой на кривой $\phi = 1$ с температурой, равной температуре поверхности воды. Направление процесса: от начального состояния воздуха к точке на кривой $\phi = 1$. Например, если на $I-d$ -диаграмме начальное состояние воздуха задано точкой C (рис. 9.9), имеющей параметры I , d , и известно, что этот воздух взаимодействует с водой, температура поверхности которой $t_w = \text{const}$, то процесс изменения состояния воздуха изобразится прямой линией. Таким образом, характер изменения состояния воздуха при обработке его водой определяется только температурой поверхности воды. Это дает возможность на практике управлять обработкой воздуха водой. Поддерживая постоянной необходимую температуру направления процесса обработки возд

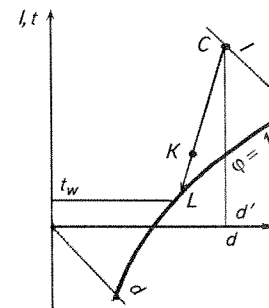


Рис. 9.9. Изображение на $I-d$ -диаграмме процесса теплообмена между воздухом и водой, имеющей постоянную температуру

Если время контакта воздуха с водой настолько длительное, что теплооблагодобмен идет до физически возможного конца, то во всем воздухе водяной пар становится насыщенным, а воздух принимает температуру поверхности воды. В реальных условиях обработки воздуха водой в аппаратах контактного типа воздух не достигает физически возможного конца (точки L на рис. 9.9), процесс заканчивается раньше (например, в точке K).

Так как линия процесса взаимодействия воздуха с водой всегда направлена на кривую $\phi = 1$, то вся область возможных про-

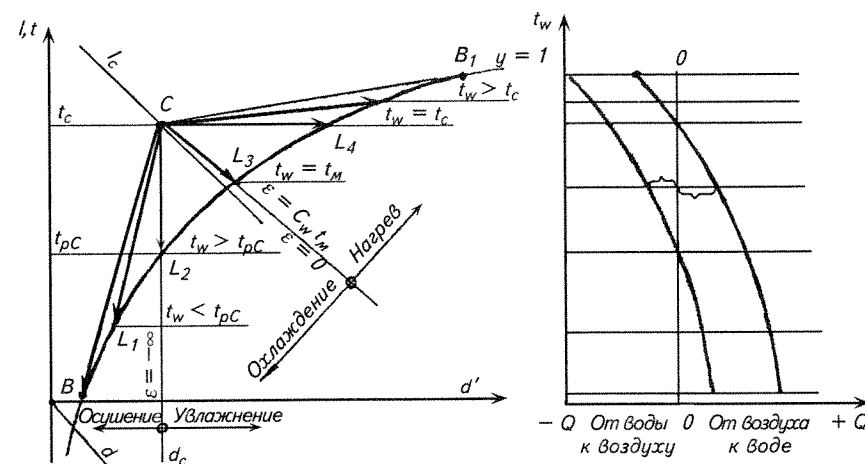


Рис. 9.10. Область возможных процессов тепловлажностной обработки воздуха
волой

цессов изменения состояния влажного воздуха, которые можно получить при обработке его водой, ограничена на $I-d$ -диаграмме криволинейным треугольником BCB_1 (рис. 9.10). Две стороны этого треугольника представляют собой касательные CB и CB_1 , проведенные из точки C , характеризующей начальное состояние воздуха, к кривой $\phi = 1$, а третья — часть кривой $\phi = 1$, которая заключена между точками касания B и B_1 .

В зависимости от температуры поверхности воды вся область возможных процессов изменения состояния воздуха делится линиями граничных процессов на характерные сектора.

Сектор L_1CL_3 : температура воздуха ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха $t_w < t_{рс}$, при взаимодействии воздуха с водой такой температуры уменьшаются энтальпия, влагосодержание и температура воздуха. Линия граничного процесса CL_1 : температура воды равна температуре точки росы обрабатываемого воздуха, т. е. $t_w = t_{рс}$. Под воздействием воды такой температуры уменьшаются энтальпия и температура воздуха при неизменном влагосодержании.

Сектор L_2CL_3 : температура воды выше температуры точки росы воздуха, но ниже его температуры по мокрому термометру, т. е. $t_p < t_w < t_H$. Под воздействием воды такой температуры уменьшаются энтальпия и температура воздуха, но увеличивается его влагосодержание. Линия граничного процесса CL_3 : температура воды равна температуре воздуха по мокрому термометру, т. е. $t_m = t_w$. При такой температуре воды влагосодержание воздуха увеличивается, температура воздуха по сухому термометру снижается, а энтальпия сохраняется неизменной (адиабатное увлажнение воздуха).

АППАРАТЫ КОНТАКТНОГО ТИПА

10.1. ВИДЫ АППАРАТОВ КОНТАКТНОГО ТИПА

Для тепловлажностной обработки воздуха водой в технике кондиционирования применяют различные аппараты контактного типа, отличающиеся друг от друга методами образования развитой поверхности контакта между воздухом и водой:

форсуночные камеры, в которых развитая поверхность контакта воздуха с водой образуется дроблением воды на капли с помощью механических распылителей воды (обычно форсунок); проходящий через такие камеры воздух взаимодействует с поверхностью многочисленных капель, вылетающих из форсунок;

аппараты с орошаемой насадкой, в которых поверхностью взаимодействия воздуха и воды служит поверхность движущейся по стенкам каналов пленки воды, которую омывают струйки воздуха, проходящего через каналы орошаемого водой слоя пористого материала;

пенные аппараты, в которых создается водовоздушная эмульсия или пена вследствие пропуска под давлением через слой воды потока воздуха; поверхностью взаимодействия воздуха с водой в этом случае является поверхность, которую приобретает вода, находящаяся в совместном движении с раздробленным потоком воздуха;

пленочные камеры, в которых поверхность контакта воздуха с водой образуется пленкой воды, стекающей по пластинам, расположенным в камере вертикально; воздух проходит между пластинами горизонтально.

Аппараты контактного типа обладают рядом достоинств, которые обеспечили им широкое использование в технике кондиционирования воздуха. К числу достоинств этих аппаратов относятся:

возможность осуществлять в них самые различные процессы тепловлажностной обработки воздуха водой (охлаждение с осушкой воздуха, охлаждение с увлажнением, увлажнение при постоянной энтальпии, нагрев с увлажнением и др.);

тепловлажностная обработка воздуха сопровождается очисткой его от пыли и бактерий, а также некоторых газов, которые растворяются в воде;

при взаимодействии воздуха с водой происходит некоторая ионизация воздуха в результате образования легких отрицательных ионов вследствие баллоэлектрического эффекта.

10.2. ФОРСУНОЧНЫЕ КАМЕРЫ

Из перечисленных выше аппаратов контактного типа для тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования чаще других используют форсуночные камеры.

Форсуночная камера представляет собой корпус, внутри которого размещено оросительное устройство с форсунками, разбрызгивающими воду на мелкие капли. Воздух, проходящий через камеру, взаимодействует с поверхностью капель воды.

В настоящее время форсуночные камеры выпускают с оросительными устройствами двух типов:

камеры ОКФ-3, в которых эксцентриситетные широкофакельные форсунки ЭШФ 7/10 размещены на вертикальных стойках (рис. 10.1, а);

камеры ОКС, в которых высокорасходные форсунки УЦ14-10/15 размещены на горизонтальном коллекторе, расположенном в верхней части камеры (рис. 10.1, б); для вторичного дробления капель под форсунками предусмотрены два яруса сеток.

Оросительная система камер с вертикальными стойками состоит из двух рядов стояков. Воду можно подавать в один или два ряда стояков:

в первый по ходу воздуха ряд (однорядная проточная камера);

во второй по ходу воздуха ряд (однорядная противоточная камера);

в два ряда (двухрядная камера).

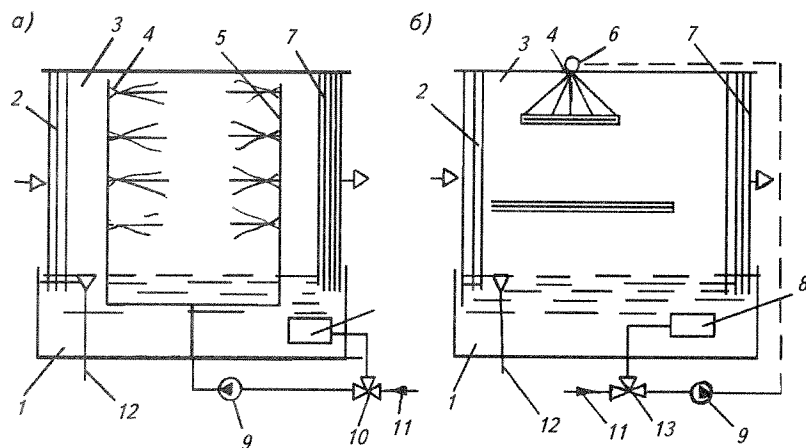


Рис. 10.1. Принципиальные схемы форсуночных камер орошения: а — с вертикальными стойками; б — с горизонтальным коллектором;

1 — поддон камеры; 2 — каплеотделитель; 3 — корпус камеры; 4 — форсунки; 5 — стояк; 6 — распределительный трубопровод; 7 — выходной каплеотделитель; 8 — фильтр; 9 — насос; 10, 13 — вентили; 11 — трубопровод от холодильного центра; 12 — переливная труба

Эти камеры изготавливают в двух исполнениях: исполнение 1 — первый ряд по ходу воздуха имеет большую плотность установки форсунок, второй — меньшую; исполнение 2 — форсунки установлены с одинаковой плотностью в каждом ряду, равной плотности форсунок первого ряда камеры исполнения 1.

Камеры второго типа (с горизонтальным коллектором) также изготавливают в двух исполнениях, отличающихся плотностью установки форсунок: камеры исполнения 1 имеют меньшую плотность, исполнения 2 — большую.

Для осуществления политропных процессов тепловлажностной обработки воздуха рекомендуется применять камеру орошения с большей плотностью форсунок, при адиабатных процессах — с меньшей плотностью.

Вода к форсункам подается насосом. В зависимости от процесса тепловлажностной обработки воздуха вода может подаваться с постоянной температурой из водопровода или после охлаждения в холодильных машинах либо используют рециркуляционную воду. Вода из поддона направляется в канализацию, на охлаждение или частично на подмешивание к холодной воде, подаваемой к форсункам. При осуществлении адиабатного процесса вода после взаимодействия с воздухом забирается насосом из поддона камеры и вновь подается на форсунки. Для очистки воды, забираемой из поддона камеры, предусмотрен фильтр, который устанавливается непосредственно в поддоне.

Для охлаждения и осушки воздуха на форсунки подается холодная вода с постоянной температурой.

Для того чтобы предотвратить унос потоком воздуха капель воды, на выходе из оросительного пространства устанавливают каплеотделитель. Каплеотделитель представляет собой набор зигзагообразно изогнутых листов, перекрывающих поперечное сечение камеры так, что образуют извилистые проходы для воздуха. Капли, осевшие на поверхностях листов, составляющих каплеотделитель, стекают в поддон.

На входе в оросительное пространство камеры также устанавливают каплеотделитель. Он предназначен для защиты от капель воды устройств, установленных до форсуночной камеры.

Кроме своего основного назначения по улавливанию капель воды, каплеотделители являются экранами, предохраняющими оросительное пространство камеры от облучения поверхностными теплообменными аппаратами, которые могут быть до и после камеры. Входной каплеотделитель также выравнивает поток воздуха, поступающего в оросительное пространство.

Тонкость распыла воды форсунками зависит от диаметра выходного отверстия и давления воды в форсунке. С увеличением давления и уменьшением диаметра выходного отверстия форсунки относительная масса мельчайших капель увеличивается. Размер капель и относительная масса мелких капель имеют весьма существенное значение в процессах тепловлагообмена, происхо-

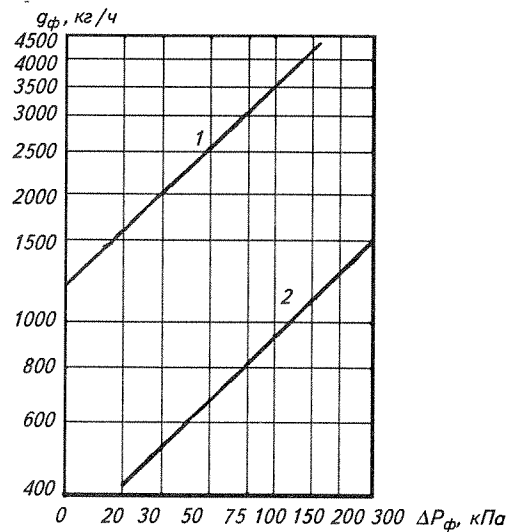


Рис. 10.2. Зависимость расхода воды через форсунки от давления воды:

1 — для форсунок УЦ14-10/15; 2 — для форсунок ЭШФ 7/10

дящих в камере. Мелкие капли сравнительно больше времени находятся в потоке воздуха и, обладая меньшей массой, принимают в процессе охлаждения воздуха более высокую температуру по сравнению с крупными каплями. Вследствие этого испаряются мельчайшие капли и увлажняется часть потока воздуха, что приводит к снижению осушающего эффекта для всего потока воздуха. Поэтому охлаждать и осушать воздух рекомендуется с форсунками, которые обеспечивают более крупный распыл воды. Расход воды через форсунки зависит от давления воды перед форсунками (рис. 10.2).

Давление воды перед форсунками в типовых камерах принимается в пределах 150–250 кПа.

Массовая скорость воздуха в поперечном сечении форсуночной камеры 3–3,2 кг/(м²·с). При большей скорости воздуха выходные каплеотделители, применяемые в типовых форсуночных камерах, не обеспечивают надежного отделения от воздуха взвешенных капель воды.

Интенсивность орошения воздуха водой характеризуется коэффициентом орошения, который представляет собой отношение расхода воды в камере к расходу воздуха через нее:

$$\mu = \frac{W}{G}, \quad (10.1)$$

где W — расход воды в камере, кг/ч; G — расход воздуха, кг/ч.

Величину μ через параметры обрабатываемого воздуха и параметры воды можно получить из уравнения баланса теплоты в камере:

$$G(I_H - I_K) = C_w W(t_{wK} - t_{wH}), \quad (10.2)$$

откуда

$$\mu = \frac{I_H - I_K}{C_w(t_{wK} - t_{wH})}. \quad (10.3)$$

Температура поверхности воды во время взаимодействия с воздухом в реактивном пространстве камеры орошения может сохраняться постоянной, например при адиабатном процессе. В других случаях температура воды изменяется в процессе взаимодействия с воздухом. При охлаждении и осушке воздуха вода в результате взаимодействия с воздухом нагревается и ее температура повышается от начальной t_{wH} до конечной t_{wK} .

При попутном параллельном движении воздуха и капель воды (рис. 10.3) в реактивном пространстве камеры воздух начального состояния (точка C) взаимодействует с водой, температура которой равна t_{wH} . В результате охлаждения воздуха температура воды повысится на некоторое значение. В следующий интервал времени воздух с более низкой температурой (точка B_1) будет взаимодействовать с водой, температура которой стала несколько выше (точка 1). В каждый последующий промежуток времени воздух с более низкой температурой будет взаимодействовать с водой, температура которой будет выше по сравнению с предыдущим промежуток времени. В конечном идеальном итоге воздух приобретает параметры, соответствующие состоянию слоя воздуха на

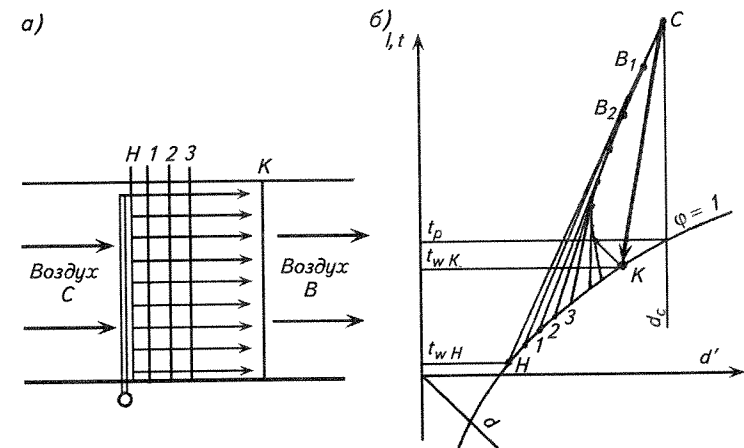


Рис. 10.3. Охлаждение воздуха водой при их попутном параллельном движении: а — схема движения воздуха и капель воды; б — построение на I - d -диаграмме процесса изменения состояния воздуха

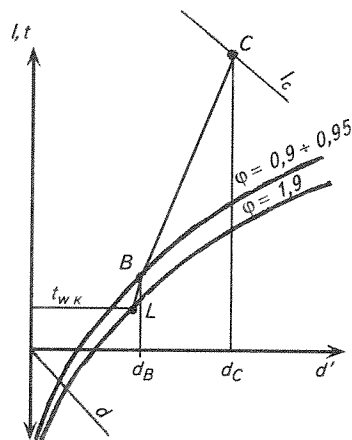


Рис. 10.4. Идеальный (CL) и реальный (CB) процессы обработки воздуха при условии совпадения их направлений

характеризующую начальное состояние воздуха, с точкой L, соответствующей конечной температуре воды (рис. 10.4). Если время контакта воздуха с водой не ограничено и процесс достигает физического завершения, то воздух в конце процесса достигнет конечную температуру воды t_{wK} , а водяной пар в нем станет насыщенным (состояние, соответствующее точке L). Однако в реальных камерах время контакта воздуха с водой ограничено, так как аппараты имеют конечные размеры, а воздух и вода движутся в них с определенной скоростью. Поэтому точка конечного состояния воздуха B будет находиться на линии CL и в большей или меньшей степени будет приближаться к кривой $\phi = 1$. Обычно в типовых форсуночных камерах относительная влажность воздуха в конечном состоянии равна 0,9–0,95.

При наладке и эксплуатации типовых форсуночных камер приходится рассчитывать конечное состояние воздуха и температуру воды при известных начальном состоянии воздуха, коэффициенте орошения и начальной температуре воды. Существуют различные методы расчета типовых форсуночных камер орошения, однако чаще

поверхности воды при температуре ее t_{wK} (точка K на рис. 10.3). Процесс охлаждения воздуха в этом случае изобразится на I—d-диаграмме кривой $CB_1B_2...K$. Обычно разность температур воды $\Delta t = t_{wK} - t_{wH}$ в аппаратах, работающих в режиме охлаждения и осушки воздуха, составляет 2–3 °С, выпуклость кривой $\phi = 1$ незначительная, поэтому кривую линию процессов заменяют прямой линией CK.

Поскольку в реактивном пространстве форсуночных камер орошения параллельного или встречного движения капель воды и воздуха не бывает, то процесс охлаждения и осушки воздуха водой изображают на I—d-диаграмме прямой линией, соединяющей точку C,

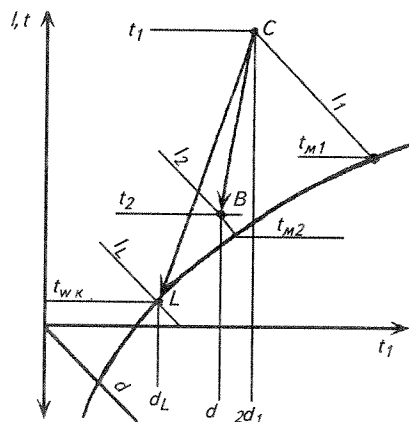


Рис. 10.5. Идеальный (CL) и реальный (CB) процессы обработки воздуха при несовпадении их направлений

всего используют графоаналитический метод, основанный на представлении об идеальном и реальном процессах.

В качестве идеального принимают такой процесс, при котором воздух в результате теплообмена с водой достигает температуры, равной температуре поверхности воды, и относительной влажности, равной 100 %. Идеальный процесс изображается на I—d-диаграмме прямой линией, проведенной из точки начального состояния воздуха к точке, характеризующей состояние воздуха в тонком слое непосредственно на поверхности воды при ее конечной температуре. На рис. 10.4 линия CL является линией идеального процесса, а точка L характеризует конечное состояние воздуха.

Линия реального процесса на I—d-диаграмме в общем случае совпадает с линией идеального процесса. Конечное состояние воздуха, достигаемое в реальных процессах, отличается от конечного состояния идеального процесса и характеризуется некоторой точкой B. Степень близости положения точки B к точке L характеризует эффективность обработки воздуха водой в реальном процессе по сравнению с идеальным.

При охлаждении и осушке воздуха наблюдается отклонение линии реального процесса от линии идеального (рис. 10.5). Это отклонение обусловлено испарением мельчайших капель воды, участвующих в процессе взаимодействия потока воздуха с водой в реактивном пространстве камеры. Отклонение реального процесса от идеального учитывают в расчетах камер орошения.

Эффективность обработки воздуха в реальном процессе принято оценивать коэффициентом эффективности, показывающим, как далеко точка конечного состояния воздуха в реальном процессе (точка B) отстоит от точки L, характери-

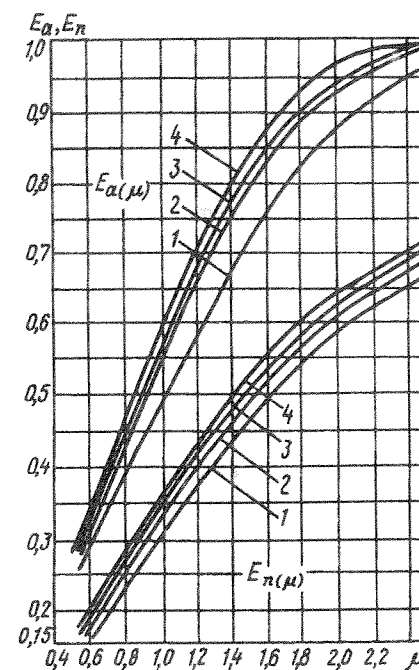


Рис. 10.6. Зависимость коэффициентов адиабатной E_a и энтальпийной E_n эффективности двухрядных камер орошения ОКФ-3:

1 — ОКФ-3.01, ОКФ-3.02 (камеры исполнения 2); 2 — ОКФ-3.02, ОКФ-3.06, ОКФ-3.08, ОКФ-3.12, ОКФ-3.16, ОКФ-3.25 (камеры исполнения 2); 3 — ОКФ-3.01, ОКФ-3.03, ОКФ-3.06, ОКФ-3.08, ОКФ-3.04, ОКФ-3.12, ОКФ-3.16, ОКФ-3.20, ОКФ-3.25 (камеры исполнения 1); 4 — ОКФ-3.03, ОКФ-3.04, ОКФ-3.25 (камеры исполнения 1); цифры 01, 02, 03 и т. д. в марках камер означают пропускную способность камер, в десятках тысяч кубических метров воздуха в час

зующей конечное состояние воздуха в идеальном процессе. Если направления идеального и реального процессов на I — d -диаграмме совпадают, то коэффициент эффективности

$$E = \frac{CB}{CL} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_L} = \frac{d_1 - d_2}{d_1 - d_L}. \quad (10.4)$$

Из этого выражения следует, что коэффициент эффективности представляет собой отношение количества теплоты или влаги, передаваемых воздухом в реальном процессе, к максимально возможному количеству теплоты или влаги, которые могут быть переданы в идеальном процессе.

Эффективность типовых камер орошения определяют экспериментальным путем и представляют в виде графиков (рис. 10.6) или в виде таблиц.

Пример 10.1 (прямая задача). Определить расход охлажденной и рециркуляционной воды, начальную t_{wn} и конечную t_{wk} температуры воды, необходимые для охлаждения и осушки 37 000 кг/ч воздуха от начального состояния $t_1 = 36^\circ\text{C}$ и $I_1 = 70$ кДж/кг до конечного состояния $t_2 = 15^\circ\text{C}$ и $\phi = 0,9$. Вода, поступающая из холодильного центра, имеет температуру $t_x = 7^\circ\text{C}$. Кондиционер КТЦЗ-31,5, камера орошения ОКФ-3 двухрядная, исполнение 1.

1. Строим на I — d -диаграмме линию процесса тепловлажностной обработки воздуха в камере орошения (рис. 10.7). В результате получаем: $t_{m1} = 23,6^\circ\text{C}$, $t_{m2} = 15^\circ\text{C}$, $I_2 = 43$ кДж/кг, $t_L = 14^\circ\text{C}$.

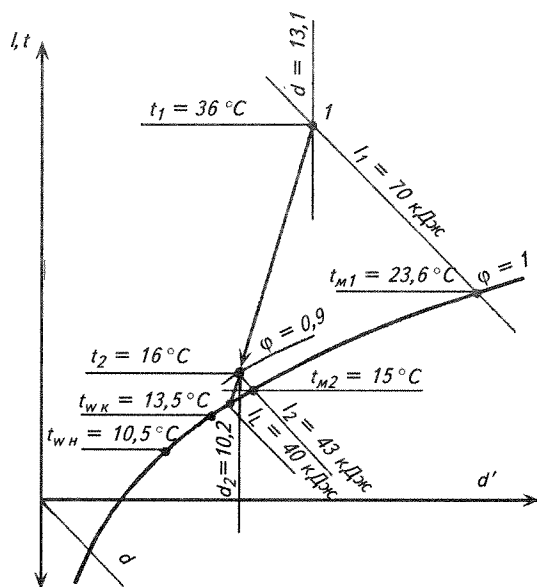


Рис. 10.7. Расчет на I — d -диаграмме процесса тепловлажностной обработки воздуха в форсуночной камере орошения

2. Коэффициент адиабатной эффективности

$$E_a = 1 - \frac{t_2 - t_{m2}}{t_1 - t_{m1}} = 1 - \frac{16 - 15}{36 - 23,6} = 0,92.$$

3. По графику рис. 10.6 определяем коэффициент орошения и коэффициент энтальпийной эффективности для принятого типоразмера и исполнения камеры орошения:

$$\mu = 2,2, E_n = 0,67.$$

4. Относительная разность температур воздуха при коэффициенте аппроксимации $b = 0,33$ кг·°C/кДж и $c_w = 4,2$ кДж/(кг·°C)

$$\theta = bc_w \mu \left(\frac{1}{E_n} - \frac{1}{E_a} \right) = 0,33 \cdot 4,2 \cdot 2,2 \left(\frac{1}{0,67} - \frac{1}{0,92} \right) = 1,25.$$

5. Начальная температура воды

$$t_{wn} = t_L - \frac{\theta}{c_w \mu} (I_1 - I_2) = 14 - \frac{1,25}{4,2 \cdot 2,2} (70 - 43) = 10,5^\circ\text{C}.$$

6. Конечная температура воды

$$t_{wk} = t_{wn} + \frac{I_1 - I_2}{c_w \mu} = 10,5 + \frac{70 - 43}{4,2 \cdot 2,2} = 13,5^\circ\text{C}.$$

7. Расход разбрызгиваемой воды

$$G_w = G_b \mu = 37000 \cdot 2,2 = 81400 \text{ кг/ч}.$$

8. Расход охлажденной воды

$$G_{wx} = \frac{G_b (I_n - I_k)}{c_w (t_{wx} - t_x)} = \frac{37000 (70 - 43)}{4,2 (10,5 - 7)} = 68370 \text{ кг/ч}.$$

9. Расход рециркуляционной воды

$$G_p = G_w - G_{wx} = 81400 - 68370 = 13030 \text{ кг/ч}.$$

Пример 10.2 (обратная задача). Воздух в количестве $G_b = 25000$ кг/ч с начальными параметрами $t_1 = 36^\circ\text{C}$, $I_1 = 70$ кДж/кг охлаждается и осушается в типовой двухрядной камере ОКФ-3-02.01.304 исполнения 2. Начальная температура разбрызгиваемой воды $t_w = 10^\circ\text{C}$ при расходе $G_w = 50000$ кг/ч. Определить коэффициент орошения μ , конечные параметры воздуха t_2 и I_2 и конечную температуру воды.

1. Коэффициент орошения

$$\mu = \frac{G_w}{G_b} = \frac{50000}{25000} = 2.$$

2. По графику рис. 10.6 находим значения E_a и E_n при $\mu = 2$:

$$E_a = 0,87, E_n = 0,58.$$

3. Определим конечную температуру воздуха по мокрому термометру t_{m2} и ко-

нечную температуру воды t_{wk} . Из уравнения $E_n = 1 - \frac{t_{m2} - t_{wk}}{t_{m1} - t_{wk}}$ получаем

$$t_{m2} = (1 - E_n)(t_{m1} - t_{wk}) + t_{wk} = (1 - 0,58)(23,6 - 10) + t_{wk} = 5,7 + t_{wk}.$$

Учитывая, что при энтальпии более 10 кДж/кг существует соотношение $I = 2,9t_m$, составим уравнение теплового баланса

$$2,9(t_{m1} - t_{m2}) = c_w \mu (t_{wk} - t_{wn}),$$

отсюда

$$t_{wk} = t_{wn} + \frac{2,9(t_{m1} - t_{m2})}{\mu c_w};$$

$$t_{wk} = 10 + \frac{2,9(23,6 - 5,7 - t_{wk})}{2 \cdot 4,2};$$

после преобразований и вычислений получаем

$$t_{wk} = 12^\circ \text{C}.$$

Конечная температура воздуха по мокрому термометру

$$t_{m2} = 12 + 5,7 = 17,7^\circ \text{C}.$$

4. Определяем конечную температуру воздуха по сухому термометру. Из уравнения

$$E_a = 1 - \frac{t_2 - t_{m2}}{t_1 - t_{m1}} \text{ получаем}$$

$$t_2 = t_{m2} + (t_1 - t_{m1})(1 - E_a) = 17,7 + (36 - 23,6)(1 - 0,87) = 19,3^\circ \text{C}.$$

10.3. КАМЕРЫ С ОРОШАЕМОЙ НАСАДКОЙ

В камерах с орошаемой насадкой (рис. 10.8) тепловлажностная обработка воздуха осуществляется в результате его взаимодействия с пленкой воды, омывающей пористый материал орошаемого слоя.

Схема подачи воды на орошаемый слой зависит от характера обработки воздуха. Для адиабатного увлажнения воздуха осуществляют циркуляцию одной и той же воды по замкнутому кругу: поддон — насос — орошаемый слой. Эта вода быстро принимает и в дальнейшем сохраняет постоянную температуру, близкую к температуре обрабатываемого воздуха по мокрому термометру. При охлаждении и осушке воздуха на орошаемый слой подается вода с постоянной температурой из холодильного центра или из других источников. Вода из поддона направляется на охлаждение или в канализацию.

На выходе из камеры располагается каплеотделитель, выполняемый иногда из того же материала, что и орошаемый слой. В этом случае его называют отбойным слоем.

Для изготовления орошаемых насадок применяют такие материалы, с помощью которых можно создать пористые слои, обладающие большой удельной поверхностью $f_{уд}$, большим свободным объемом V_c (объем пустот на 1 м^3) и большим живым сечением для прохода воздуха $f_{ж}$, достаточной механической прочностью и долговечностью.

Орошаемые слои, отвечающие этим требованиям, могут быть выполнены из металлических и керамических колец Рашига, из капроновых и винилпластовых сеток, сотовых пакетов из пропи-

танной синтетическими материалами бумаги и др.

Эффективность тепловлажностной обработки воздуха в камерах с орошаемой насадкой зависит от гидродинамических условий взаимодействия пленки воды, стекающей по поверхности извилистых каналов орошаемого слоя, и воздушного потока, движущегося навстречу пленке. В зависимости от расхода воды и воздуха в орошаемой насадке могут наблюдаться три основных режима их движения: режим раздельного течения воды и воздуха (или пленочный), промежуточный режим (или режим турбулизации пленки) и режим совместного движения воды и воздуха (или режим эмульгирования).

Закономерность изменения состояния воздуха при прохождении его через орошаемый слой та же, что и при контакте воздуха с капельками воды в форсуночной камере.

Достоинства камер с орошаемой насадкой: высокая эффективность теплообмена при сравнительно низких коэффициентах орошения и давлении воды; малые габаритные размеры камер; дополнительная очистка от пыли во время орошения и прохода воздуха через орошаемый слой; сравнительно низкое аэродинамическое сопротивление — делают эти камеры приемлемыми в качестве аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования.

10.4. АППАРАТЫ ПЕННОГО ТИПА

Развитая поверхность контакта воздуха с водой в аппаратах пенного типа создается в результате образования водовоздушной эмульсии (пены) путем пропуска потока воздуха через слой воды. Поверхность взаимодействия воздуха с водой имеет очень сложную форму, которую приобретает вода, находящаяся в совместном движении с диспергированным потоком воздуха.

По способу образования пены различают аппараты полочные, циклонно-пенные и ударно-пенные.

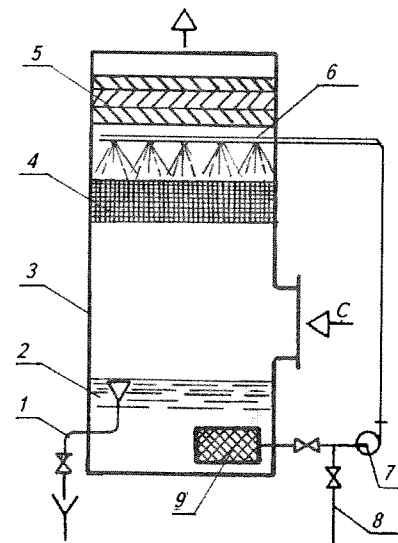


Рис. 10.8. Принципиальная схема камеры с орошаемой насадкой:

1 — труба для слива воды в канализацию или подачи в холодильный центр; 2 — поддон; 3 — корпус; 4 — слой орошаемой насадки; 5 — каплеотделитель; 6 — трубы для подачи воды на орошение слоя; 7 — насосы; 8 — труба от водопровода или холодильного центра; 9 — фильтр для воды

Ударно-пенные аппараты (рис. 10.9) представляют собой цилиндр, нижняя часть которого заполняется водой. Внутри цилиндра расположена труба, по которой на поверхность воды направляется поток воздуха со скоростью 15–25 м/с. Под воздействием воздушного потока часть воды поднимается в реактивное пространство аппарата, поддерживается воздухом во взвешенном состоянии и, перемещаясь с воздухом, образует водовоздушную эмульсию (пену). Подвижная водовоздушная эмульсия может занимать весь объем реактивного пространства. Высота и подвижность слоя пены в реактивном пространстве зависит от уровня воды в корпусе и скорости воздуха на выходе из сопла и в сечении реактивной камеры. Вода подается в аппарат без разбрызгивания. Уровень воды в аппарате поддерживается регулятором уровня, снабженного поплавковым клапаном и переливным устройством. При адиабатном увлажнении воздуха вода в аппарате не меняется. В этом случае требуется только пополнение испарившейся воды. При охлаждении и осушке воздуха в аппарат подается холодная вода. Отопленная вода из аппарата возвращается в холодильный центр.

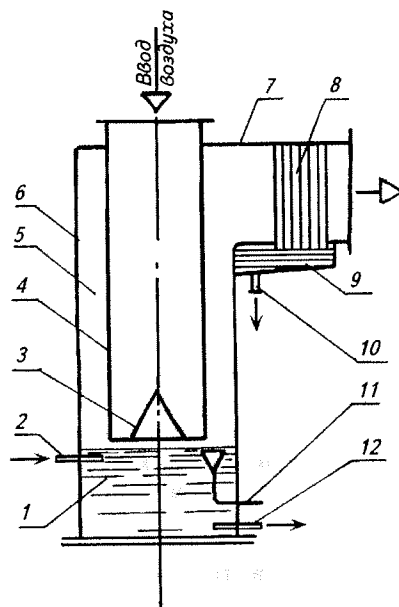


Рис. 10.9. Принципиальная схема ударно-пенного аппарата:

1 — поддон; 2 — патрубок подвода воды; 3 — корпус; 4 — труба для подачи воздуха; 5 — реактивное пространство; 6 — корпус; 7 — воздуховод для отвода воздуха; 8 — каплеотделитель; 9 — лоток для сбора воды; 10 — патрубок для отвода воды; 11 — труба к регулятору уровня воды; 12 — труба отвода воды из поддона

ПОВЕРХНОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

11.1. УСТРОЙСТВО ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Поверхностными теплообменными аппаратами называются такие устройства, в которых температурно-влажностное состояние воздуха изменяется в результате взаимодействия его с твердой поверхностью, имеющей температуру, отличающуюся от температуры воздуха. Если температура теплообменной поверхности выше, чем температура воздуха, то воздух нагревается. Теплообменный аппарат в этом случае называется воздушонагревателем. Если температура поверхности ниже температуры воздуха, то воздух охлаждается, а теплообменный аппарат называется воздухоохладителем.

Поверхностный теплообменный аппарат (рис. 11.1) состоит из теплообменной поверхности, образованной пучком гладких или оребренных трубок, трубных решеток и боковых стенок, образующих корпус теплообменника. Посредством фланцев корпус присоединяется к воздуховодам или к смежным секциям системы.

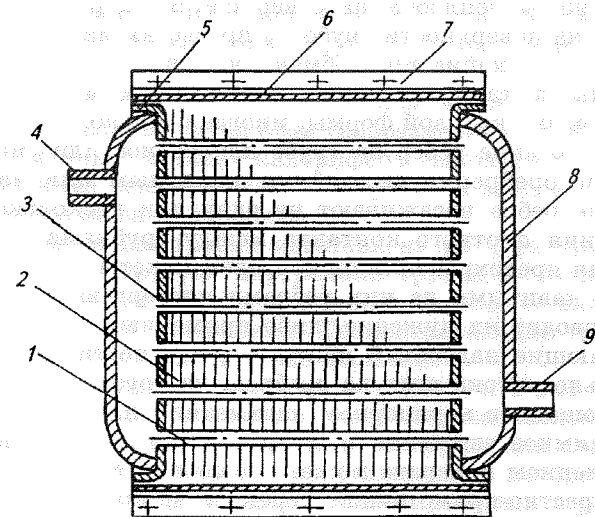


Рис. 11.1. Поверхностный теплообменный аппарат:

1 — трубки; 2 — ребра; 3 — трубная решетка; 4 — патрубок для подачи теплоносителя; 5 — прокладки; 6 — боковая стенка; 7 — присоединительные фланцы; 8 — крышка; 9 — патрубок для отвода теплоносителя

Внутри трубок, образующих теплообменную поверхность, проходит тепло- или холодоноситель или располагается электрический нагревательный элемент. Наружную поверхность трубок омывает обрабатываемый воздух. В отличие от аппаратов контактного типа в поверхностных теплообменниках непосредственно взаимодействие между воздухом и тепло- или холодоносителем отсутствует. Теплообмен между ними происходит через разделяющую их стенку трубы.

По форме теплообменной поверхности, с которой соприкасается воздух, поверхностные теплообменные аппараты подразделяют на гладкотрубные и ребристые.

Гладкотрубные поверхностные теплообменники в системах вентиляции и кондиционирования воздуха в настоящее время не применяют, так как они имеют малоразвитую поверхность контакта с воздухом. Развитие этой поверхности в гладкотрубных теплообменниках возможно только за счет увеличения числа труб и их длины, что приводит к увеличению габаритных размеров и массы теплообменного аппарата.

Теплообменную поверхность современных аппаратов выполняют из оребренных трубок. Увеличением поверхности контакта с воздухом за счет оребрения достигается некоторое сближение возможностей по теплообмену на внешней, омываемой воздухом, и внутренней, омываемой тепло- или холодоносителем, поверхности труб. В современных ребристых поверхностных теплообменниках 90–95 % теплообмена совершается на ребрах и только 5–10 % — на поверхности трубок в просветах между ребрами.

Трубы, образующие теплообменную поверхность, могут быть изготовлены из стали, алюминия, меди, латуни, мельхиора. Сечение труб обычно круглой формы, иногда овальной или лепестковой. Расположение ребер на трубе поперечное или спиральное. Спиральное оребрение выполняют накатным или навивным. Поперечные ребра насаживают на одну или несколько трубок. Для создания плотного контакта между трубками и ребрами, а также для предохранения от коррозии пакеты труб с насаженными или навитыми на них ребрами подвергают цинкованию, либо производят их лужение, либо применяют другие способы, обеспечивающие надежный контакт поверхности труб и ребра. Относительно потока воздуха оребренные трубки в теплообменнике размещают в коридорном, шахматном или смешанном порядке. Взаимное движение воздуха и тепло- и холодоносителей в теплообменном аппарате может осуществляться по перекрестной, перекрестно-прямоточной, перекрестно-противоточной, многократно перекрестной схемам. В теплообменных аппаратах с внутренним источником энергии применяют не два, как обычно, а один теплоноситель — воздух, который отводит теплоту, выделенную в самом аппарате; примерами таких аппаратов являются электронагреватели.

11.2. ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Поверхностные воздухонагреватели, применяемые в системах воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, подразделяют на калориферы, воздухонагреватели центральных кондиционеров и воздухонагреватели агрегатов. Отличаются они главным образом использованием, поставкой и монтажом.

Калориферы используют в основном в системах вентиляции и воздушного отопления. Поставляют их отдельными секциями и устанавливают одновременно с монтажом систем вентиляции или воздушного отопления.

Калориферы подразделяют по виду используемого в них теплоносителя, присоединительным размерам и степени предполагаемого нагрева воздуха. Современные биметаллические калориферы со спирально-накатным оребрением типов КСк3 и КСк4, КПЗ-СК и КП4-СК предназначены для нагрева воздуха в системах воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования. В качестве теплоносителя в калориферах КСк3 и КСк4 может использоваться горячая вода (или перегретая) с температурой до 180 °С и рабочим избыточным давлением 1,2 МПа. Теплоносителем в калориферах КПЗ-СК и КП4-СК является водяной пар с рабочим давлением до 1,2 МПа и температурой 190 °С. По степени предполагаемого нагрева воды калориферы этого типа изготавливают двух моделей: КСк3 и КП-3 — средняя модель (три ряда труб по направлению движения воздуха), КСк4 и КП-4 — большая модель (четыре ряда труб по направлению движения воздуха).

В зависимости от присоединительных размеров калориферы каждой модели подразделяют на семь типоразмеров — с № 6 по № 12.

Теплообменный элемент калорифера выполнен из определенного количества теплопередающих трубок в зависимости от модели и типоразмера калорифера.

Теплопередающая трубка изготовлена из двух трубок, насаженных одна на другую: внутренняя трубка — стальная с наружным диаметром 16 мм, наружная трубка — алюминиевая с накатным на ней оребрением. Теплопередающие трубки своими конусами введены в трубные решетки.

К трубным решеткам калориферов КСк3 и КСк4 приварены крышки, образующие распределительно-сборные коллекторы. Одна из крышек глухая, другая имеет два патрубка для подвода и отвода теплоносителя, многоходовое движение которого организуется с помощью перегородок, устанавливаемых в распределительно-сборных коллекторах. Калориферы КСк3 и КСк4 устанавливают с горизонтальным расположением теплопередающих трубок.

У калориферов КПЗ и КП4 в крышках, приваренных к трубным решеткам, имеются патрубки для подвода пара и отвода

конденсата. Калориферы КПЗ и КП4 одноходовые, их устанавливают с вертикальным расположением теплопередающих трубок и патрубков. При этом патрубки для подвода пара должны быть сверху, а патрубок для отвода конденсата — снизу.

Стальные калориферы с гофрированными пластинами и плоскоовальными трубками КВБ выпускают четырех типоразмеров (№ 5, 8, 10 и 11) большой модели. Теплоноситель — горячая вода или пар давлением до 1,2 МПа. Теплоотдающую поверхность калориферов образуют плоскоовальные стальные трубки с наружными размерами поперечного сечения $73,8 \times 10,8$ мм, на которые с шагом 3,7 мм насажены стальные гофрированные пластины толщиной 0,5 мм.

Стальные пластинчатые калориферы КВСБ-П (средняя модель) и КВББ-П (большая модель) выпускают семи типоразмеров (с № 6 по № 12). Теплоноситель — горячая вода с рабочим избыточным давлением до 1,2 МПа и температурой до 180 °С. Теплоотдающую поверхность калориферов этого типа образуют круглые стальные трубки, на которые насажены стальные пластины.

Воздухонагреватели центральных кондиционеров изготавливают отдельными секциями, поставляют в комплекте с другими секциями кондиционера соответствующего типоразмера и монтируют одновременно с монтажом кондиционера. Воздухонагревателями комплектуются центральные кондиционеры производительностью по воздуху от 10 до 250 тыс. м³/ч всех базовых схем и их модификаций. Теплоноситель — горячая или перегретая вода с температурой до 180 °С и давлением до 1,2 МПа.

Теплоотдающую поверхность образуют стальные трубки со спирально-навивным оребрением. По количеству рядов трубок в направлении движения воздуха воздухонагреватели всех типоразмеров выпускают 1-рядными, 1,5-рядными и 2-рядными.

Воздухонагреватели агрегатов изготавливают как элементы этих агрегатов. Их собирают вместе с другими элементами в агрегат на заводе и в собранном виде поставляют на место установки.

Воздухонагревательная установка может состоять из одного или нескольких воздухонагревателей, соединенных между собой. По отношению к потоку нагреваемого воздуха водяные воздухонагреватели могут быть установлены параллельно, последовательно и по смешанной схеме (рис. 11.2). Вид установки воздухонагревателей в воздухонагревательной установке определяется объемом нагреваемого воздуха и необходимым перепадом температуры нагрева.

Присоединение воздухонагревателей к трубопроводам теплоносителя может быть выполнено в воздухонагревательной установке по параллельной, последовательной и смешанной схемам (см. рис. 11.2). Предпочтительной для водяных воздухонагревателей является последовательная схема присоединения к трубопроводам, так как она обеспечивает более высокие скорости движения воды в трубах теплообменной поверхности.

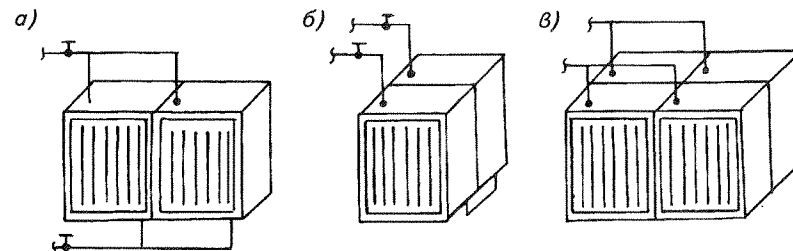


Рис. 11.2. Схема установки одноходовых калориферов: а — параллельная по воздуху и теплоносителю воде или пару; б — последовательная по воздуху и теплоносителю воде; в — смешанная по воздуху и теплоносителю воде

По отношению к потоку воздуха паровые воздухонагреватели могут быть установлены в воздухонагревательной установке параллельно, последовательно и по смешанной схеме. К паропроводу воздухонагреватели присоединяются по параллельной схеме.

Коэффициент теплопередачи водяных воздухонагревателей зависит от конструктивных особенностей аппарата, скорости движения воздуха через теплообменную поверхность, скорости движения теплоносителя в трубках аппарата. Коэффициент теплопередачи определяют экспериментальным путем и представляют его в зависимости от массовой скорости воздуха и скорости теплоносителя в трубках аппарата:

$$K = A(\rho v)^n w^m, \quad (11.1)$$

где A , n , m — эмпирические числа; ρv — массовая скорость воздуха в живом сечении теплообменной поверхности воздухонагревателя, кг/(м²·с); w — скорость воды в трубках, м/с.

Массовая скорость воздуха в живом сечении аппарата представляет собой отношение расхода воздуха через теплообменную поверхность G (кг/с) к живому сечению этой поверхности $f_{\text{ж}}$ (м²):

$$\rho v = \frac{G}{f_{\text{ж}}}. \quad (11.2)$$

Процесс нагрева воздуха в воздухонагревателях изображен на I — d -диаграмме линией AB , совпадающей с линией $d = \text{const}$ (рис. 11.3). Конечная температура воздуха на выходе из аппарата при известном значении начальной температуры теплоносителя t_{wn}

$$t_{\text{к}} = t_{\text{н}} + (t_{\text{wn}} - t_{\text{н}})E_t, \quad (11.3)$$

где E_t — коэффициент эффективности воздухонагревателя.

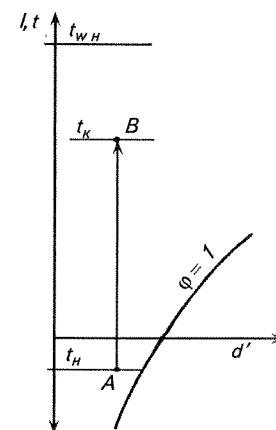


Рис. 11.3. Изображение на I — d -диаграмме процесса нагрева воздуха в поверхностном водонагревателе

Коэффициент эффективности E_t поверхностных теплообменных аппаратов представляет собой отношение перепада температур воздуха в реальном и идеальном процессах. В случае нагрева воздуха

$$E_t = \frac{t_k - t_n}{t_{wn} - t_n}. \quad (11.4)$$

В качестве идеального процесса принимают процесс теплообмена в поверхностном теплообменном аппарате, в котором максимально возможное количество отведенной теплоты имеет место при полном использовании начального перепада температур t_{wn} и t_n теплообменивающихся сред.

Коэффициент эффективности E_t определяют по графикам (рис. 11.4) в зависимости от числа единиц переноса явной теплоты N_t и отношения тепловых эквивалентов теплообменивающихся сред c_1/c_2 .

Число единиц переноса явной теплоты

$$N_t = \frac{KF}{c_b G}, \quad (11.5)$$

где K — коэффициент теплопередачи поверхностного теплообменного аппарата; F — площадь поверхности теплообмена, омываемой воздухом; c_b — удельная массовая теплоемкость воздуха; G — массовый расход воздуха через аппарат.

Число N_t является безразмерной характеристикой теплообменного аппарата с точки зрения возможностей переноса явной теплоты.

Тепловой эквивалент воздушного потока $c_1 = c_b G$ характеризует теплоемкость массового расхода воздуха через теплообменную поверхность аппарата в единицу времени, определяет количество явной теплоты, отданной или полученной воздухом при изменении его температуры на 1°C .

Тепловой эквивалент теплоносителя (или холодоносителя) $c_2 = c_w G_w$ характеризует теплоемкость массового расхода тепло- или холодоносителя. Здесь c_w — удельная массовая теплоемкость тепло- или холодоносителя; G_w — массовый расход тепло- или холодоносителя, кг/с.

Поверочный расчет водяных воздухонагревателей выполняют в следующем порядке.

1. Определяют тепловые эквиваленты c_1 и c_2 и вычисляют отношение большего к меньшему из них.
2. Вычисляют массовую скорость воздуха ρ_w по формуле (11.2).
3. Определяют скорость воды в трубках теплообменника по формуле

$$\omega = \frac{G_w}{\rho_w \Sigma f_w}, \quad (11.6)$$

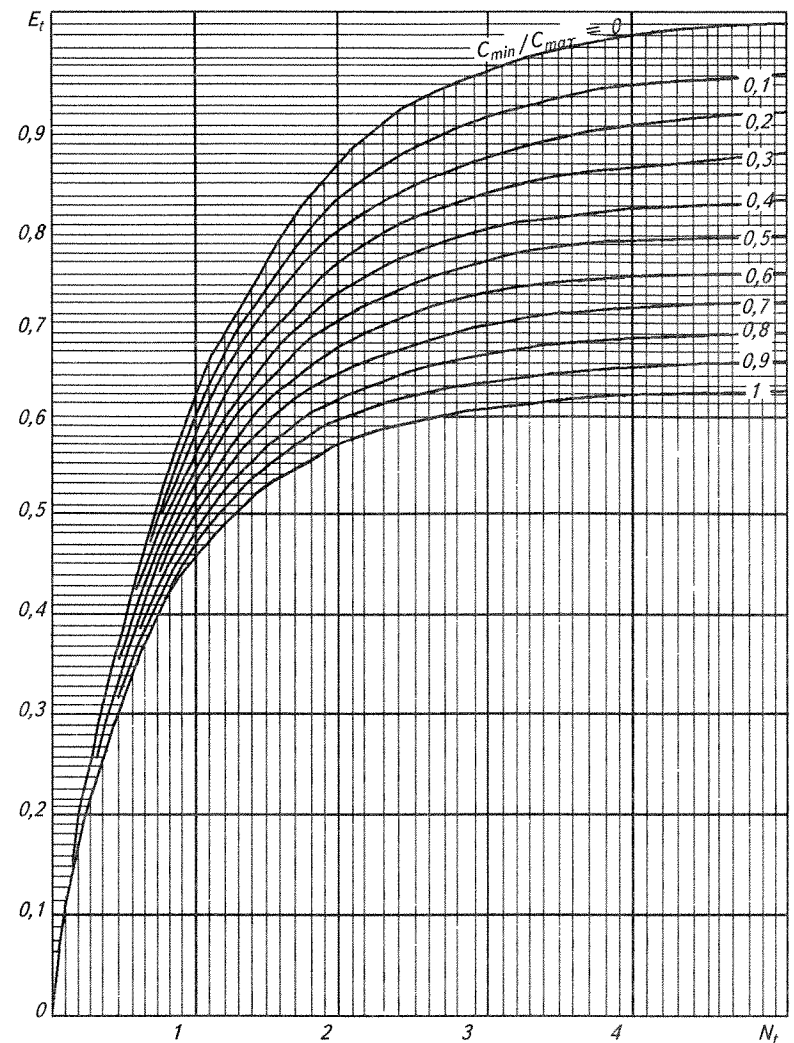


Рис. 11.4. График функции $E_t = f(N_t, C_1/C_2)$ для перекрестной схемы при $C_1 < C_2$

где ρ_w — плотность воды; Σf_w — площадь живого сечения трубок для прохода теплоносителя.

4. Используя значения ρ_w и ω , определяют средний коэффициент теплопередачи K по соответствующей данному типу воздухонагревателя формуле вида (11.1).

5. По формуле $N_t = KF/c_{\min}$ определяют число единиц переноса теплоты. Здесь $c_{\min}$ меньшее из c_1 и c_2 .

6. По графику рис. 11.4 определяют E_t .

7. Вычисляют количество теплоты, передающейся от воды к воздуху за единицу времени:

$$Q = c_{\min} E_t (t_{wн} - t_n). \quad (11.7)$$

8. Определяют среднюю температуру воздуха и воды на выходе из воздухонагревательной установки:

$$t_k = t_n + \frac{Q}{c_1}; \quad (11.8)$$

$$t_{wk} = t_{wн} - \frac{Q}{c_2}. \quad (11.9)$$

9. Определяют аэродинамическое и гидравлическое сопротивления установки.

В паровых воздухонагревателях внутри трубок проходит водяной пар и его конденсат, а внешнюю поверхность трубок и их оребрение омывает воздух. В результате теплообмена воздух нагревается, а пар конденсируется, выделяя скрытую теплоту парообразования. Так как пар конденсируется при постоянной температуре, определяемой давлением пара, тепловой эквивалент пара $c_2 = \infty$, температура теплоносителя одинаковая по всей теплообменной поверхности. Тепловой эквивалент воздуха является конечной величиной, поэтому отношение $c_1/c_2 = 0$.

Для процессов, характеризующихся отношением $c_1/c_2 = 0$, интенсивность теплопередачи не зависит от схемы движения теплообменивающихся сред и коэффициент эффективности для всех схем определяют по единому уравнению

$$E_t = 1 - e^{-N_t}. \quad (11.10)$$

Графическое изображение этой зависимости приведено на рис. 11.4 (верхняя кривая).

Коэффициент теплопередачи паровых воздухонагревателей определяют по эмпирическим формулам вида

$$K = A(\rho v)^n. \quad (11.11)$$

Поверочный расчет паровых воздухонагревателей выполняют в порядке, приведенном для водяных воздухонагревателей.

Пример 11.1. Подобрать воздухонагревательную установку из калориферов типа КСкЗ для нагрева воздуха в количестве 20 000 кг/ч от температуры на входе в установку $t_n = -25^\circ\text{C}$ до температуры $t_k = 30^\circ\text{C}$ на выходе из нее. Температура воды на входе в установку $t_{wн} = 130^\circ\text{C}$, на выходе из нее $t_{wk} = 70^\circ\text{C}$.

1. Определяем необходимую теплоотдачу установки

$$Q = c_v G_v (t_k - t_n) = 1 \frac{20000}{3600} (30 + 25) = 305,5 \text{ кВт}.$$

2. Задаемся массовой скоростью воздуха $(\rho v)' = 6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и определяем требуемое суммарное живое сечение калориферов для прохода воздуха

$$\Sigma f'_v = \frac{G_v}{3600(\rho v)'} = \frac{20000}{3600 \cdot 6} = 0,926 \text{ м}^2.$$

3. Руководствуясь величиной $\Sigma f'_v$, по справочнику выбираем три КСкЗ-7, каждый из которых имеет $F = 16,34 \text{ м}^2$, $f_v = 0,329 \text{ м}^2$, $f_w = 0,000846 \text{ м}^2$. При параллельной установке калориферов относительно потока воздуха суммарное живое сечение трех калориферов

$$\Sigma f_v = f_v z_p = 0,329 \cdot 3 = 0,987 \text{ м}^2.$$

4. Поверхность теплообмена одного ряда калориферов

$$\Sigma F_p = F z_p = 16,34 \cdot 3 = 49,02 \text{ м}^2.$$

5. Уточняем массовую скорость воздуха в принятой установке калориферов

$$v_p = \frac{G_v}{3600 \Sigma f_v} = \frac{20000}{3600 \cdot 0,987} = 5,63 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}.$$

6. Выбираем параллельную схему соединений калориферов по воде и для этой схемы определяем живое сечение для прохода воды

$$\Sigma f_w = f_w z_p = 0,000846 \cdot 3 = 0,002538 \text{ м}^2.$$

7. Определяем расход воды G_w через ряд выбранных калориферов, полагая, что его поверхности теплообмена достаточно для обеспечения потребной теплоотдачи

$$G_w = \frac{Q}{c_w (t_{wk} - t_{wн})} = \frac{305,5}{4,19(130 - 70)} = 1,21 \text{ кг}/\text{с}.$$

Скорость воды в трубках калориферов ряда

$$w = \frac{G_w}{\rho_w \Sigma f_w} = \frac{1,21}{970 \cdot 0,002538} = 0,5 \text{ м}/\text{с}.$$

8. Определяем коэффициент теплопередачи K по таблице 11.7 справочника [36] при $v_p = 5,63 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и $w = 0,5 \text{ м}/\text{с}$

$$K = 55,3.$$

9. Вычисляем типовые эквиваленты воздуха и воды

$$c_1 = c_v \frac{G_v}{3600} = 1 \frac{20000}{3600} = 5,5;$$

$$c_2 = c_w G_w = 4,19 \cdot 1,21 = 5,1;$$

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{5,1}{5,5} = 0,93.$$

10. Определяем эффективность теплообмена воздухонагревательной установки, полагая, что расход воды через всю установку не изменится (если потребуется, то ряды калориферов будут соединены последовательно по воде),

$$E_t = \frac{Q}{c_2 (t_{wн} - t_n)} = \frac{305,5}{5,1(130 + 25)} = 0,386.$$

11. Выбираем перекрестно-точную схему движения воздуха и воды в установке и по графику рис. 11.4. Число единиц переноса явной теплоты

$$N_t = 0,62.$$

12. Вычисляем суммарное значение требуемой поверхности теплообмена

$$\Sigma F' = \frac{N_t c_2}{K} = \frac{0,62 \cdot 5,1 \cdot 1000}{55,3} = 57,1 \text{ м}^2,$$

где 1000 — множитель для перевода киловатт в ватты.

Следовательно, потребная площадь поверхности теплоотдачи больше принятой в расчете.

13. Определяем расчетное число рядов калориферов по ходу воздуха

$$z' = \frac{\Sigma F'}{\Sigma F_p} = \frac{57,1}{49,02} = 1,16.$$

14. Принимаем число рядов $z = 2$, тогда суммарная поверхность теплообмена

$$\Sigma F = \Sigma F_p z = 49,02 \cdot 2 = 98,04 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности теплообмена

$$\varphi = \frac{\Sigma F - \Sigma F'}{\Sigma F'} = \frac{98,04 - 57,1}{57,1} = 71,62 \text{ \%}.$$

Запас поверхности теплообмена слишком большой, поэтому принимаем для воздухонагревательной установки три калорифера КСк3-6 (меньшего номера) и собираем установку из шести калориферов, установленных в два ряда по ходу воздуха, но по три калорифера в ряду. Калориферы одного ряда соединим по воде параллельно, а ряды между собой — последовательно. Калорифер КСк3-6 имеет: $F = 13,26 \text{ м}^2$, $f_b = 0,267 \text{ м}^2$, $f_w = 0,000846 \text{ м}^2$.

15. Поверхность теплообмена установки

$$\Sigma F = 13,26 \cdot 6 = 79,58 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения установки для прохода воздуха

$$\Sigma f_b = 0,267 \cdot 3 = 0,734 \text{ м}^2.$$

16. Массовая скорость воздуха в установке

$$\nu_p = \frac{20000}{3600 \cdot 0,734} = 7,57 \text{ кг / (м}^2 \cdot \text{с)}.$$

17. Скорость воды в трубах калориферов

$$w = \frac{1,21}{970 \cdot 0,002538} = 0,5 \text{ м / с}.$$

18. Коэффициент теплопередачи при $\nu_p = 7,57 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$ и $w = 0,5 \text{ м/с}$ $K = 61 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$.

19. Число единиц переноса теплоты

$$N_t = \frac{K \Sigma F}{c_2} = \frac{61 \cdot 79,58}{5,1 \cdot 1000} = 0,95.$$

20. По графику рис. 11.4 находим значение эффективности установки

$$E_t = 0,47.$$

21. Определяем количество теплоты, передаваемой от воды к воздуху в единицу времени:

$$Q = E_t c_2 (t_{wn} - t_n) = 0,47 \cdot 5,1 \cdot 155 = 371,5 \text{ кВт}.$$

22. Определяем запас теплоотдачи установки

$$\psi = \left(\frac{371,5 - 305,5}{305,5} \right) 100 = 21,6 \text{ \%}.$$

Такой запас теплоотдачи можно принять, поэтому этот вариант установки считаем приемлемым.

Пример 11.2. Выполнить поверочный расчет воздухонагревателя центрального кондиционера КТЦ3-31,5, состоящего из одного полуторарядного базового нагревателя высотой 2 м. Площадь поверхности теплообмена $F = 88,7 \text{ м}^2$, площадь живого сечения для прохода воздуха $f_b = 1,4 \text{ м}^2$, живое сечение для прохода воды $f_w = 0,00305 \text{ м}^2$. Количество нагреваемого воздуха $G_b = 35000 \text{ кг/ч}$, температура его на входе в воздухоохладитель $t_n = -10 \text{ °C}$. Расход горячей воды $G_w = 18000 \text{ кг/ч}$ с температурой на входе $t_{wn} = 130 \text{ °C}$.

Определить температуру воздуха t_k и воды t_{wk} на выходе из воздухонагревателя.

1. Определяем тепловые эквиваленты воздуха и воды, а также отношение минимального к максимальному:

$$G_b c_b = \frac{36000}{3600} = 10 \text{ кДж / (с} \cdot \text{K)};$$

$$G_w c_w = \frac{18000}{3600} = 5 \text{ кДж / (с} \cdot \text{K)};$$

$$Q = \frac{10}{21} = 0,48.$$

2. Массовая скорость воздуха в воздухонагревателе

$$\nu_p = \frac{G_b}{f_b} = \frac{36000}{3600 \cdot 1,4} = 7,1 \text{ кг / (м}^2 \cdot \text{с)}.$$

3. Скорость воды в трубах теплообменника

$$w = \frac{G_w}{3600 \rho_w f_w} = \frac{18000}{3600 \cdot 970 \cdot 0,00705} = 1,7 \text{ м}^2 / \text{с}.$$

4. Коэффициент теплопередачи

$$K = \nu_p^{0,5} w^{0,1} = 1,4 \cdot 7,1^{0,5} \cdot 1,7^{0,1} \cdot 3,6 = 141,3 \text{ кДж / (м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{K)}.$$

5. Вычисляем число единиц переноса теплоты

$$N_t = \frac{KF}{(G_i c_i)_{\min}} = \frac{141,3 \cdot 88,7}{3600 \cdot 10} = 0,35.$$

6. По графику рис. 11.4

$$E_t = 0,285.$$

7. Вычисляем разность температуры воды и воздуха на входе в установку

$$\Delta t_n = t_{wn} - t_n = 130 - (-10) = 140 \text{ °C}.$$

8. Определяем поток теплоты от воды к воздуху

$$Q = E_t (G_i c_i)_{\min} \Delta t_n = 0,285 \cdot 10 \cdot 140 \text{ кДж / с}.$$

9. Определяем перепад температур воздуха и воды в установке:

$$\Delta t_b = \frac{Q}{G_b c_b} = \frac{400}{10} = 40 \text{ °C};$$

$$\Delta t_w = \frac{Q}{G_w c_w} = \frac{400}{21} = 19 \text{ °C}.$$

10. Вычисляем средние температуры воздуха и воды на выходе из воздухонагревателя:

$$t_k = t_n + \Delta t_n = -10 + 40 = 30^\circ\text{C};$$
$$t_{wk} = t_{wn} - \Delta t_w = 130 - 19 = 111^\circ\text{C}.$$

Воздуонагревательные установки требуют особо тщательно соблюдения правил эксплуатации, при несоблюдении которых возможны аварии и выход систем из строя.

1. Перед включением воздухонагревательной установки проверяют, закрыт ли утепленный клапан на отверстии воздухозаборного канала приточной камеры.

2. Водяные воздухонагреватели включают в такой последовательности: перекрывают спуск воды в нижней точке трубопроводов обвязки воздухонагревательной установки; постепенно открывают вентиль на обратном трубопроводе теплоносителя; проверяют, открыты ли воздуховыпускные устройства в верхних точках обвязки воздухонагревателей, если окажется, что воздуховыпускные устройства закрыты, то открывают их и после появления непрерывной струи воды из воздуховыпускных устройств закрывают их; открывают запорную арматуру на подающем трубопроводе теплоносителя; убеждаются в отсутствии подтеканий и парений в воздухонагревателе, трубопроводах и арматуре; проверяют температуру теплоносителя на подающей линии к воздухонагревательной установке (если температура теплоносителя окажется ниже требуемой по температурному графику, то включать систему вентиляции нельзя).

3. Для того чтобы выключить водяные воздухонагреватели, сначала закрывают вентиль на подающем трубопроводе, а затем — на обратном (от воздухонагревателей) трубопроводе. После этого открывают устройства для спуска воды в низших точках трубопровода и устройства для выпуска воздуха. Чтобы установка не замораживалась, утепленный канал на воздухозаборном канале плотно закрывают.

4. Сливают воду только при полностью выключенных водяных воздухонагревателях и при остановке системы на длительный период. При кратковременных остановках системы вентиляции снижают только подачу теплоносителя до пределов, исключающих замораживание воздухонагревателей. При отсутствии системы автоматической защиты водяных воздухонагревателей от замерзания после выключения вентиляции открывают вентили на отводных линиях у регулирующих клапанов для обеспечения постоянного притока теплоносителя в воздухонагреватели.

5. Во время действия водяных воздухонагревателей периодически выпускают воздух, скапливающийся в верхней части обвязки.

6. Порядок включения паровых воздухонагревателей низкого давления пара: открывают воздуховыпускной кран; открывают запорную арматуру на конденсационных линиях; открывают ре-

гулирующий вентиль (при автоматическом регулировании теплоотдачи воздухонагревателей) и постепенно открывают ручные вентили на паропроводах к воздухонагревателям; закрывают воздуховыпускной кран после полного выпуска воздуха и появления пара.

7. Для отключения паровых воздухонагревателей: закрывают запорную и регулирующую (при автоматическом регулировании) арматуру на паропроводе к воздухонагревателям; открывают кран для выпуска воздуха; вывертывают пробку в нижней точке водяного затвора.

8. Паровые воздухонагреватели редко замораживаются, поэтому их выключают полностью, но после полного слива из них конденсата; краны для выпуска конденсата оставляют открытыми.

9. При контроле за работой воздухонагревательной установки проверяют: количество нагреваемого воздуха и его параметры; параметры теплоносителя, состояние всех элементов системы регулирования; особое внимание уделяют мерам, предотвращающим замораживание воздухонагревателей.

Техническое обслуживание воздухонагревательных установок заключается в ежемесячном осмотре их состояния, устранении мелких неисправностей, текущем регулировании работы установки, очистке теплообменной поверхности, наблюдении за параметрами нагретого воздуха и теплоносителя. Очищать теплообменную поверхность воздухонагревателей от загрязнений следует струей сжатого воздуха, а при наличии плотно слежавшихся отложений — гидropневматическим способом.

Выявленные при осмотрах парения или подтекания во всех узлах водяной и паровой установок немедленно устраняют. Погнутые пластинки оребрений теплообменной поверхности воздухонагревателей выправляют без нарушения оцинковки.

В процессе эксплуатации воздухонагревательных установок систематически следят за тем, чтобы между воздухонагревателями, а также между воздухонагревателями и строительными конструкциями не было зазоров; зазоры заделывают несгораемым материалом.

Электрические воздухонагреватели (электрокалориферы) также, как и рассмотренные выше водяные и паровые воздухонагреватели, имеют теплоотдающую поверхность, две трубные решетки, две боковые стенки и фланцы для присоединения электрокалорифера к воздуховодам или смежным секциям системы. Вместо коллекторов электрокалориферы имеют клеммные коробки (рис. 11.5).

Теплоотдающую поверхность электрокалориферов образуют трубчатые электронагреватели (ТЭН), которые располагаются относительно потока воздуха в шахматном, коридорном или смешанном порядке. ТЭНы бывают с гладкой и оребренной поверхностью.

ТЭНы работают на переменном или постоянном токе. ТЭН (рис. 11.6) представляет собой стальную, медную или латунную

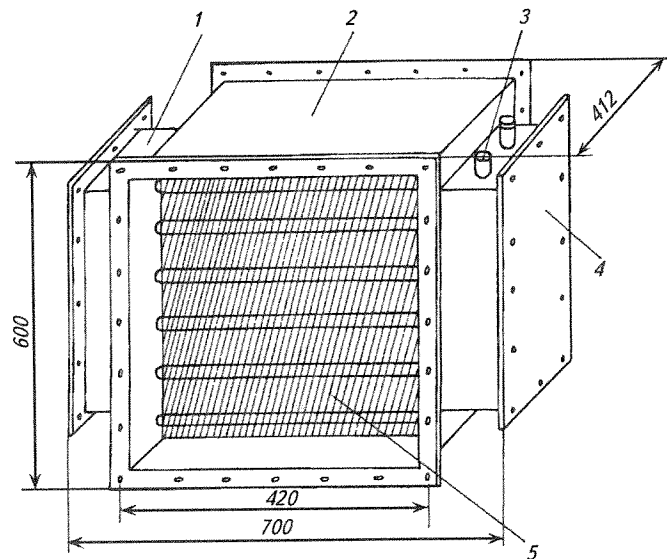


Рис. 11.5. Электрокалорифер:

1 — клеммная коробка; 2 — корпус; 3 — кабельные вводы; 4 — крышка клеммной коробки; 5 — ребристая теплообменная поверхность

трубку диаметром 7–19 мм, внутри которой находится наполнитель с запрессованной в нем нихромовой или ферхалевой спиралью. Концы спиралей приваривают к стальным или никелевым контактным стержням. На стержни насажены керамические изоляторы, на изоляторы — специальные шайбы для крепления ТЭНа к трубной решетке, которая является также корпусом клеммной коробки электрокалорифера.

Наполнителем трубки ТЭНа служат порошок плавленной окиси магния (периклаз), раздробленная окись алюминия (электрокорунд) или чистый кварцевый песок. Наполнитель удерживает спираль в центре трубки, является проводником теплоты от спирали к внутренней поверхности трубки, а также электроизолятором между ними. Поэтому наполнитель должен иметь большие

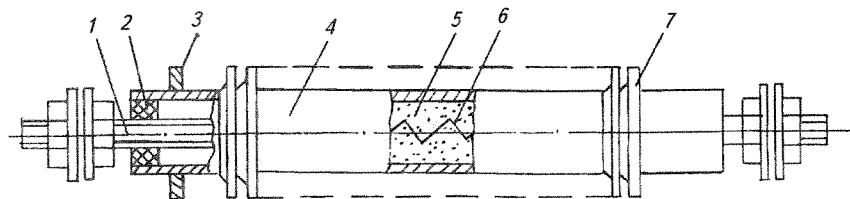


Рис. 11.6. Трубчатый электронагреватель:

1 — металлический контактный стержень; 2 — керамический изолятор; 3 — шайба; 4 — металлическая трубка; 5 — наполнитель; 6 — спираль; 7 — ребро

электрическое сопротивление и теплопроводность. Благодаря герметизации спираль в трубке ТЭНа не окисляется, что увеличивает срок службы ТЭНа.

ТЭНа крепят к трубной решетке. Контактные стержни нагревателей соединяют между собой перемычками. Ряды ТЭНов, поперечные по ходу воздуха, могут быть соединены между собой так, чтобы образовывались самостоятельные секции, поэтому в электрокалориферах возможно ступенчатое регулирование мощности.

Оребренные ТЭНа биметаллические: на стальную трубку напрессована алюминиевая, наружная поверхность которой имеет накатанное оребрение.

При работе электрокалориферов наружная поверхность ТЭНов омывается воздухом, а внутри трубок по проводнику проходит электрический ток. Теплота, выделяемая при прохождении тока по проводнику, передается нагреваемому воздуху.

Температура проводника ТЭНа тем выше, чем хуже отводит воздух теплоту от нагревательного элемента. Чтобы проводник не разрушился слишком быстро, его рабочая температура не должна превышать определенного значения, зависящего от материала проводника. Этим объясняется требование обеспечения потока воздуха через электрокалорифер, когда он подключен к сети.

Электрокалорифер устанавливают, как правило, во всасывающей части вентиляционной системы.

Потребная мощность электрокалорифера (кВт) $N = Q/3600$, если Q — количество теплоты, необходимое для нагрева воздуха от температуры t_H до температуры t_K , кДж/ч,

$$Q = c_B G(t_K - t_H). \quad (11.12)$$

Как и в паровых воздухонагревателях, в электрических калориферах тепловой эквивалент $c_2 = \infty$, $c_1/c_2 = 0$, значение E_t определяют по формуле (11.10).

Поверочный расчет воздухонагревательной установки, составленной из электрокалориферов, выполняют, чтобы проверить соответствие заданных параметров воздуха тем, которые обеспечивает установка; определяют также аэродинамическое сопротивление установки.

Электрические калориферы обслуживают по специальным техническим инструкциям, согласованным с органами пожарного и санитарного надзора.

Работы по текущей эксплуатации электрических калориферов должны выполнять лица, имеющие квалификацию по мерам безопасности не ниже II группы. Все работы на электрокалорифере проводят при снятом напряжении, не ранее чем через 30 мин после отключения от сети (во избежание ожогов).

При техническом обслуживании электрокалориферов: периодически очищают теплообменную поверхность от пыли, загрязненные места протирают ветошью, смоченной в уайт-спирите; проверяют сопротивление изоляции между электрическими це-

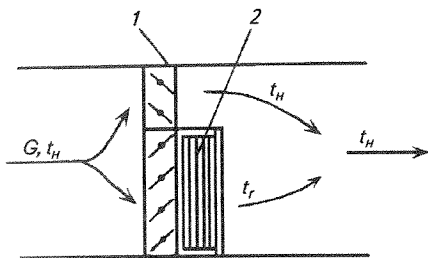


Рис. 11.7. Схема регулирования теплоотдачи воздухонагревательной установки:

1 — сдвоенный секционный клапан; 2 — воздухонагреватель; t_n — температура горячего воздуха после калорифера

Воздухонагревательные установки рассчитывают на наибольшую требуемую теплоотдачу. Но с изменением температуры воздуха на входе в установку необходимая теплоотдача также изменяется — значит, требуется регулировать теплоотдачу установки способом, обусловленным видом теплоносителя.

У водяных воздухонагревателей теплоотдачу установки можно регулировать изменением температуры воды, подаваемой в установку (качественное регулирование) и изменением расхода воды (количественное регулирование). Качественное регулирование осуществляется централизованно в системе теплоснабжения, количественное регулирование — местное, система регулирования находится у воздухонагревательной установки.

У паровых воздухонагревателей теплоотдачу установки регулируют перепуском части воздуха по обводному каналу мимо теплоотдающей поверхности нагревателя с последующим смешением с воздухом, прошедшим через теплообменник (рис. 11.7).

Регулирование теплоотдачи электрических воздухонагревателей достигается разбивкой трубчатых электронагревателей на группы и включением их в зависимости от потребной интенсивности нагрева воздуха. Обводных каналов у электрических воздухонагревателей не устраивают. Во избежание перегорания ТЭНов их включают в сеть только при наличии потока воздуха через электрокалорифер.

11.3. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

В поверхностных воздухоохладителях (рис. 11.8) обрабатываемый воздух омывает наружные, обычно оребренные, поверхности труб, образующих теплообменную поверхность воздухоохладителя. Охлаждающая среда, поддерживающая температуру труб на заданном уровне и отводящая от воздуха теплоту, движется внутри труб.

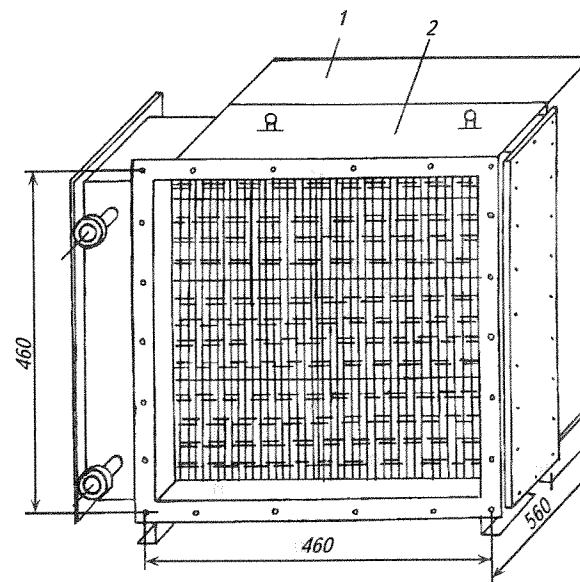


Рис. 11.8. Воздухоохладитель:

1 — каплеотделитель; 2 — воздухоохладитель

В качестве охлаждающей среды в поверхностных воздухоохладителях используют холодную воду, холодные рассолы и хладагенты (в основном хладон). Если используют хладагенты, то теплообменник называют воздухоохладителем непосредственного испарения, являющимся обычно испарителем холодильных машин.

Для центральных кондиционеров выпускают типовые секции воздухоохладителей, питаемые холодной водой. Поверхность теплообмена воздухоохладителей центральных кондиционеров составляет около 200 м^2 на 1 м^3 объема при массе 5 кг одного квадратного метра. Подвод и вывод холодоносителя осуществляют так, чтобы общее направление движения воды и воздуха было встречным.

Для сбора и отвода конденсата под воздухоохладителями устанавливают поддоны. При массовой скорости воздуха в живом сечении воздухоохладителя $5-6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ уноса капель конденсата из воздухоохладителя не наблюдается, при скорости $8 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и более унос капель становится интенсивным; поэтому массовую скорость в живом сечении воздухоохладителя не следует допускать более $6 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. При больших массовых скоростях воздуха предусматривают каплеотделители. Для беспрепятственного стока выпадающего из воздуха конденсата ребра теплообменной поверхности воздухоохладителя должны располагаться в вертикальной плоскости.

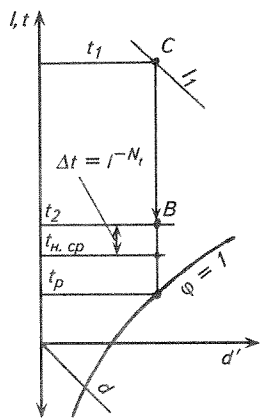


Рис. 11.9. Изображение на $I-d$ -диаграмме процесса сухого охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе

метры, характеризующиеся насыщенным водяным паром при температуре, равной температуре данного участка поверхности. Процесс взаимодействия воздуха с влажной поверхностью воздухоохладителя аналогичен такому же процессу в аппарате контактного типа и изображается на $I-d$ -диаграмме линией, направленной из точки начального состояния воздуха на точку пересечения изотермы, соответствующей температуре t_{cp} тепловоспринимающей поверхности воздухоохладителя, с кривой $\phi = 1$ (линия CL на рис. 11.10).

При известной температуре холодоносителя на входе в воздухоохладитель t_{wH} температуру воздуха на выходе из аппарата можно определить по формуле

$$t_K = t_H - (t_H - t_{wH}) E_t, \quad (11.13)$$

где t_H и t_K — начальная и конечная температуры воздуха соответственно.

Коэффициент теплопередачи типовых воздухоохладителей определяют экспериментально в зависимости от массовой скорости воздуха в живом сечении

В поверхностном охладителе можно охлаждать воздух без изменения влагосодержания (сухое охлаждение) и с уменьшением его влагосодержания (охлаждение и осушка).

Для сухого охлаждения воздуха температура теплообменной поверхности воздухоохладителя должна быть не ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха (рис. 11.9). Если температура теплообменной поверхности ниже температуры точки росы воздуха, наблюдается конденсация влаги из воздуха, который в этом случае не только охлаждается, но и осушается. В результате образования конденсата воздух вместо твердой сухой поверхности будет взаимодействовать с влажной поверхностью воздухоохладителя. Воздух в тонкой пленке у поверхности воды, образовавшейся на теплообменной поверхности воздухоохладителя, приобретает параметры, характеризующиеся насыщенным водяным паром при температуре, равной температуре данного участка поверхности. Процесс взаимодействия воздуха с влажной поверхностью воздухоохладителя аналогичен такому же процессу в аппарате контактного типа и изображается на $I-d$ -диаграмме линией, направленной из точки начального состояния воздуха на точку пересечения изотермы, соответствующей температуре t_{cp} тепловоспринимающей поверхности воздухоохладителя, с кривой $\phi = 1$ (линия CL на рис. 11.10).

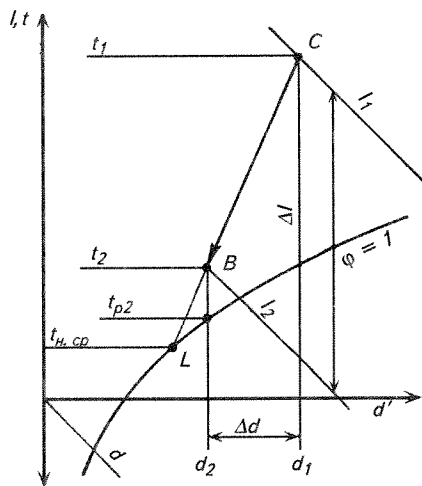


Рис. 11.10. Изображение на $I-d$ -диаграмме процесса охлаждения воздуха с выпадением конденсата

воздухоохладителя ρv , скорости движения холодоносителя в трубах теплообменной поверхности w и температурного критерия T_0 и представляют формулами вида

$$K = A(\rho v)^n w^m \bar{T}_0. \quad (11.14)$$

Температурный критерий $\bar{T}_0$ учитывает начальные параметры воздуха и холодоносителя,

$$\bar{T}_0 = \frac{t_H - t_{M.H}}{t_H - t_{wH}}, \quad (11.15)$$

где $t_{M.H}$ — начальная температура воздуха по смоченному термометру.

Необходимую поверхность воздухоохладителя определяют по формуле

$$F = \frac{Q_x}{K \Delta t_{cp.п}}, \quad (11.16)$$

где $\Delta t_{cp.п}$ — средняя разность температур теплообменивающихся сред,

$$\Delta t_{cp.п} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln(\Delta t_{max} / \Delta t_{min})}, \quad (11.17)$$

где Δt_{max} — большая разность температур; Δt_{min} — меньшая разность температур.

Изменение разности температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена представлено на рис. 11.11. На этом рисунке $\Delta t_{max} = t_1$, $\Delta t_{min} = t_2$.

Правила эксплуатации воздухоохладителей следующие.

1. Заполняют воздухоохладители холодной водой в такой последовательности: открывают вентиль на трубопроводе, отводящем воду от воздухоохладителя; открывают воздуховыпускное устройство в верхней части трубопроводов обвязки установки; постепенно открывают вентиль на трубопроводе, подводящем воду к воздухоохладителю; после появления воды из воздуховыпускного устройства закрывают его; проверяют исправность дренажной системы и убеждаются в проходности конденсата в нее. Пе-

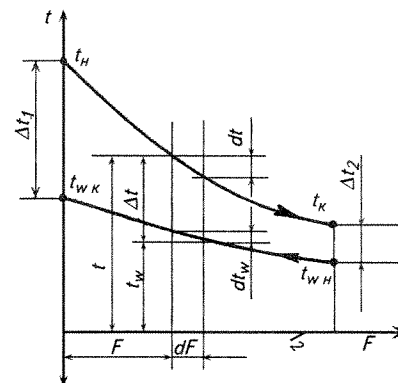


Рис. 11.11. Изменение разности температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена ($\Delta t_0 = \Delta t_1$, $\Delta t_M = \Delta t_2$)

реполнение поддона водой при его заливке свидетельствует о неисправности дренажной системы.

2. Пуск в действие воздухоохладителя производят в следующем порядке: открывают вентиль на трубопроводе отвода воды из воздухоохладителя; открывают вентиль на трубопроводе подвода воды из воздухоохладителя; открывают вентиль на трубопроводе подвода воды в воздухоохладитель; включают вентиляторы системы, подающей воздух через воздухоохладитель.

3. Воздухоохладитель останавливают в таком порядке: закрывают вентиль на трубопроводе подвода холодной воды в воздухоохладитель; закрывают вентиль на трубопроводе отвода охлаждающей воды; прекращают подачу воздуха через воздухоохладитель.

4. Нельзя допускать в воздухоохладитель загрязненные воздух и воду, оставлять воду в воздухоохладителе при температуре окружающего воздуха ниже 5°C , а также при консервации воздухоохладителя с целью не допустить его замораживания. В случае снижения теплосъема ниже допустимого и увеличения гидравлического сопротивления более чем на 10 % по сравнению с расчетным необходимо очистить водяную полость воздухоохладителя. В случае значительного снижения теплосъема и увеличения аэродинамического сопротивления воздухоохладителя потоку воздуха следует очищать наружную теплообменную поверхность воздухоохладителя.

Водяную полость воздухоохладителя очищают следующим образом: полость заливают фосфорной кислотой плотностью 1,65 и выдерживают около 3 ч при температуре окружающего воздуха $20\text{--}25^\circ\text{C}$, после чего кислоту сливают и промывают водяную полость водой в течение 1 ч.

Наружную теплообменную поверхность очищают гидравлическим способом, при этом следят за отводом воды дренажной системой воздухоохладителя.

Техническое обслуживание воздухоохладителя состоит в следующем: осматривают все элементы; очищают наружную теплообменную поверхность; один раз в год замеряют гидравлическое сопротивление воздухоохладителя и в случае увеличения сопротивления более чем на 10 % по сравнению с указанным в паспорте очищают водяную полость воздухоохладителя.

Пример 11.3. Определить температуру воды на входе в воздухоохладитель, температуру воды $t_{wн}$ на выходе из него, определить расход воды через поверхностный воздухоохладитель, установленный в кондиционере КТЦУЗ-20. Воздухоохладитель полутораряд-

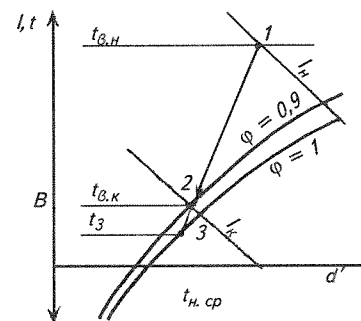


Рис. 11.12. Изображение на $I-d$ -диаграмме процесса охлаждения воздуха в поверхностном воздухоохладителе

ный, один высотой 1,25 м, площадь поверхности теплообмена $F = 55,25 \text{ м}^2$. Расход охлаждаемого воздуха $G_{в} = 25\,000 \text{ кг/ч}$, параметры воздуха на входе в воздухоохладитель $t_{в.н} = 30^\circ\text{C}$, $I_{н} = 60 \text{ кДж/кг}$, параметры воздуха на выходе из воздухоохладителя $t_{в.к} = 17^\circ\text{C}$, $\phi = 90\%$. Температура воды, поступающей из холодильного центра, $t_{х} = 10^\circ\text{C}$.

1. Строим на $I-d$ -диаграмме процесс обработки воздуха в поверхностном воздухоохладителе (рис. 11.12), находим точки 1 и 2, отвечающие соответственно состоянию воздуха на входе в воздухоохладитель и на выходе из него, $I_{к} = 45,5 \text{ кДж/кг}$. Точки 1 и 2 соединяем прямой и продолжаем ее до пересечения с кривой $\phi = 1$ в точке 3, отвечающей средней температуре теплообменной поверхности воздухоохладителя t_3 . Полученное значение $t_3 = 15,1^\circ\text{C}$ превышает на $5,1^\circ\text{C}$ температуру воды $t_{х}$, что отвечает нормативным превышениям ($3\text{--}6^\circ\text{C}$).

2. Принимаем согласно рекомендации температуру воды на входе в воздухоохладитель $t_{wн}$ на 4°C ниже средней температуры теплообменной поверхности воздухоохладителя t_3 :

$$t_{wн} = t_3 - 4 = 15,1 - 4 = 11,1^\circ\text{C}.$$

3. Принимаем перепад температуры воды в воздухоохладителе $\Delta t = t_{wк} - t_{wн}$ равным 4°C , тогда

$$t_{wк} = t_{wн} + 4 = 11,1 + 4 = 15,1^\circ\text{C}.$$

4. Определяем расход воды

$$G_w = \frac{G_{в}(I_{н} - I_{к})}{c_w(t_{wк} - t_{wн})} = \frac{25\,000(60 - 45,5)}{4,2(15,1 - 11,1)} = 21\,500 \text{ кг/ч}.$$

5. Расход воды из холодильного центра

$$G_{wх} = \frac{G_{в}(I_{н} - I_{к})}{c_w(t_{wк} - t_{х})} = \frac{25\,000(60 - 45,5)}{4,2(15,1 - 10)} = 17\,500 \text{ кг/ч}.$$

ОСУШКА ВОЗДУХА

Способ осушки воздуха путем охлаждения его в аппаратах контактного типа или в поверхностных воздухоохладителях до температуры, при которой выпадает конденсат, широко распространен в технике кондиционирования. Этот процесс применяют обычно, когда кондиционирование воздуха осуществляется в помещениях с избытками теплоты и влаги. Осушка воздуха в этом случае сопутствует охлаждению.

Однако иногда для создания и поддержания требуемого состояния воздуха в некоторых помещениях, имеющих избытки влаги без тепловыделений (складские помещения, хранилища техники, некоторые производственные помещения), осушку воздуха применяют как самостоятельный и основной процесс обработки воздуха. В этих случаях применяют установки, в которых воздух осушается в результате его охлаждения ниже температуры точки росы (механические осушители воздуха), а также установки с различными поглотителями водяного пара из воздуха (твердыми и жидкими сорбентами).

12.1. МЕХАНИЧЕСКАЯ ОСУШКА ВОЗДУХА

Основным элементом механического осушителя воздуха является ребристый поверхностный воздухоохладитель, температура наружной поверхности которого ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Чаще всего в механических осушителях воздуха используют воздухоохладители непосредственного испарения — испарители парокомпрессионных фреоновых холодильных машин. В результате теплообмена с поверхностью воздухоохладителя воздух, охлаждаясь, осушается за счет выпадения сконденсировавшегося водяного пара. Если требуется поддерживать температуру воздуха на выходе из осушителя выше той, которая получается после охлаждения и осушки, нужно нагревать воздух. В механических осушителях для нагрева воздуха после осушки обычно используют теплоту, которая выделяется в конденсаторе. Для этого охлажденный и осушенный воздух пропускается через конденсатор холодильной машины.

Механический осушитель воздуха (рис. 12.1), выпускаемый нашей промышленностью, представляет собой фреоновую холодильную машину, в которой наружные ребристые поверхности испарителя и конденсатора омывает обрабатываемый воздух. Процесс обработки воздуха в таком осушителе показан на рис. 12.2. Охлажденный и осушенный в испарителе воздух проходит через ребристый конденсатор, где нагревается в основном за счет теплоты конденсации хладагента, а также теплоты, связанной с работой

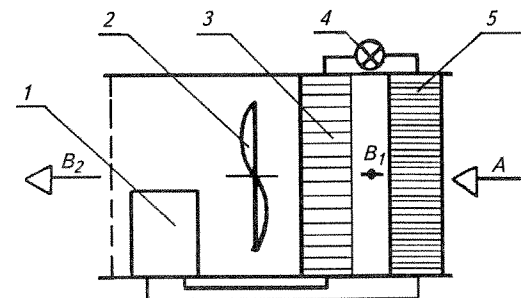


Рис. 12.1. Принципиальная схема механического осушителя воздуха:

1 — компрессор холодильной машины; 2 — вентилятор; 3 — конденсатор; 4 — терморегулирующий вентиль; 5 — испаритель холодильной машины; A — влажный воздух; B₁ — охлажденный и осушенный воздух; B₂ — нагретый воздух

компрессора и электродвигателя вентилятора. Вследствие этого температура и энтальпия воздуха на выходе из механического осушителя выше значений этих параметров на входе в осушитель.

Конденсация влаги из воздуха в виде капель наблюдается при температуре поверхности испарителя-воздухоохладителя выше 0 °С. При температуре поверхности 1–2 °С воздух можно осушить до конечного влагосодержания 5 г/кг. Однако в некоторых случаях требуется более глубокая осушка воздуха, для осуществления которой температура поверхности испарителя должна быть отрицательной. При отрицательных температурах влага из воздуха оседает на поверхности в виде инея, который, постепенно нарастая, ухудшает теплопередачу и, заполняя пространство между ребрами, препятствует прохождению воздуха. Работа осушителя становится циклической с чередованием периодов осушения воздуха и периодов удаления инея с поверхности воздухоохладителя. Иней в механических осушителях удаляется продувкой воздуха при неработающем компрессоре (при условии, что температура воздуха на входе в осушитель выше 0 °С).

Расход электроэнергии на конденсацию 1 кг влаги составляет в среднем 0,5–0,8 кВт/ч в зависимости от начального влагосодержания воздуха (чем выше начальное влагосодержание и температура воздуха, тем выше произво-

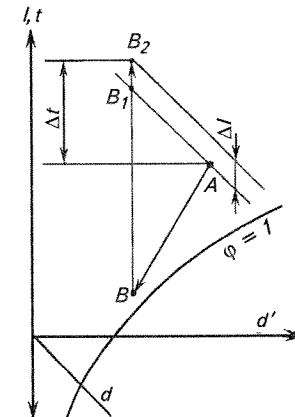


Рис. 12.2. Изменение состояния воздуха в механическом осушителе:

AB — охлаждение и осушка воздуха в испарителе; BB₁ — нагревание воздуха в конденсаторе; B₁B₂ — нагревание воздуха за счет теплоты конденсации

дительность осушителя и меньше энергозатраты на осушение воздуха). Производительность осушителей МОВ-5 составляет около 5 кг влаги в час.

Механические осушители компактны, просты и удобны в эксплуатации, однако при малых относительной влажности и температуре воздуха эффективность осушки снижается, а стоимость эксплуатации осушителя резко возрастает.

12.2. ОСУШКА ВОЗДУХА ТВЕРДЫМИ СОРБЕНТАМИ

Твердые сорбенты — силикагель, алюмогель, активированный уголь и другие вещества — характеризуются капиллярно-пористой структурой, вследствие чего они обладают весьма развитой внутренней поверхностью капилляров, достигающей нескольких сот тысяч квадратных метров на 1 кг массы вещества.

Способность твердого сорбента извлекать водяной пар из воздуха обуславливается явлениями адсорбции и капиллярной конденсации. Молекулы водяного пара, адсорбированные поверхностью капилляра и сконденсировавшиеся на ней, образуют в капилляре вогнутый мениск воды. Парциальное давление насыщенного водяного пара над вогнутой поверхностью воды ниже, чем над плоской поверхностью при той же температуре. Причем это понижение обратно пропорционально радиусу капилляров. Если парциальное давление водяного пара в воздухе больше, чем давление насыщенного пара над вогнутой поверхностью воды в капиллярах, то пар из воздуха будет диффундировать в полость капилляров и там конденсироваться.

Интенсивность осушки воздуха твердыми сорбентами определяется разностью парциальных давлений насыщенного водяного пара над вогнутой поверхностью мениска в капилляре и водяного пара в осушаемом воздухе. Этот перепад давлений зависит от диаметра капилляров, определяющих кривизну мениска, температуры и влагосодержания осушаемого воздуха.

При повышении температуры или снижении парциального давления водяного пара в осушаемом воздухе интенсивность осушки снижается, так как в результате действия каждого из этих факторов уменьшается разность между парциальными давлениями водяного пара в осушаемом воздухе и на поверхности мениска в капилляре. При некоторой температуре эти давления могут стать одинаковыми, и тогда перенос влаги вследствие достигнутого равновесного состояния прекратится. При дальнейшем повышении температуры сорбента парциальное давление насыщенного водяного пара над мениском воды в капиллярах станет выше давления водяного пара в воздухе, и тогда начинается обратный процесс переноса влаги из капилляров сорбента в воздух. Это свойство используется при восстановлении влагопоглощательной способности (активации) сорбентов.

Адсорбция и капиллярная конденсация сопровождаются выделением теплоты. При адсорбции выделяется теплота смачивания, равная приблизительно 419 кДж на 1 кг поглощенной влаги. В процессе капиллярной конденсации освобождается теплота парообразования в количестве около 2514 кДж на 1 кг влаги. В результате преобразования скрытой теплоты в явную температура осушаемого воздуха повышается, может достигать 40–50 °С, что является недостатком твердых сорбентов. Полагая, что теплота смачивания расходуется на нагрев сорбента и элементов установки, повышение температуры воздуха после осушки от начального влагосодержания d_1 до конечного d_2 можно определить по формуле

$$\Delta t = \frac{2514(d_1 - d_2)}{1000c_v}. \quad (12.1)$$

При равенстве начальных температур и твердого сорбента без притока или отвода теплоты извне для осушки воздуха справедливо равенство

$$I_2 - I_1 = c_w t_2 \frac{d_2 - d_1}{1000}, \quad (12.2)$$

т. е. энтальпия I_2 воздуха в конце осушки меньше его начальной энтальпии I_1 на значение энтальпии сконденсировавшейся влаги. Из этого уравнения следует, что тепловлажностное отношение для осушки воздуха твердым сорбентом

$$\varepsilon = 1000 \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} = c_w t_2. \quad (12.3)$$

Линия процесса $\varepsilon = c_w t_2$ очень близка с изоэнтальпией $I_1 = \text{const}$, $\varepsilon = 0$, следовательно, осушку воздуха твердым сорбентом можно представить как адиабатный процесс, направленный в сторону, противоположную процессу адиабатного увлажнения воздуха водой (рис. 12.3).

Из числа упомянутых выше твердых сорбентов в технике кондиционирования воздуха зданий и сооружений применяют в основном силикагель.

Силикагель (гель кремниевой кислоты) представляет собой зернистое стекловидное вещество, получаемое путем обработки жидкого стекла минеральной кислотой. Из выпускаемых в нашей стране двух марок силикагеля КСМ и КСК для осушки воздуха целесообразнее применять силикагель марки КСМ. Силикагель этой марки имеет более крупные зерна, и его пористость выше. Суммарная площадь внутренней поверхности капилляров силикагеля достигает 400 000 м² на 1 кг вещества. Объем капилляров у силикагеля марки КСК равен 61 %. Плотность силикагеля в насыпном состоянии 450–700 кг/м³. Силикагель обладает высокой гидрофильностью.

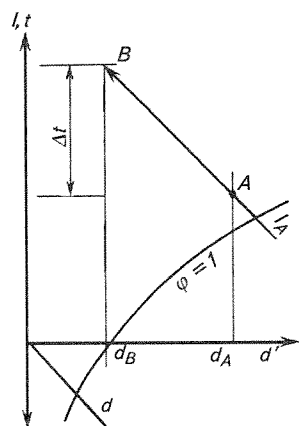


Рис.12.3. Изображение на $t-d$ -диаграмме процесса осушки воздуха в слое твердого сорбента

ля эффективность осушки уменьшается, и при достижении предельной влажности слой сорбента прекращает поглощение влаги из воздуха. Для восстановления адсорбционных свойств сорбент подвергают активации путем удаления из капилляров накопившейся в них влаги. Это производят нагревом сорбента до температуры выше 100°C продувкой через слой сорбента горячего воздуха, имеющего температуру $150-180^\circ\text{C}$.

Под воздействием высокой температуры влага, содержащаяся в капиллярах, испаряется и отводится вместе с воздухом. После активации сорбент охлаждают путем продувки через него холодного воздуха, при этом минимальное количество водяного пара вновь конденсируется, образуя в капиллярах вогнутый мениск, только при наличии которого сорбент приобретает способность адсорбировать водяной пар.

Таким образом, при работе воздухоосушителя непрерывно чередуются адсорбция и активация. Продолжительность активации принимается равной продолжительности адсорбции. Для обеспечения непрерывной осушки воздуха слои сорбента в воздухоосушительной установке дублируют. В то время как один слой поглощает влагу, другой подвергается активации. Принципиальная схема установки с дублированными слоями силикагеля показана на рис. 12.4.

При активации температура уходящего воздуха по сухому термометру сначала резко поднимается, а потом держится на постоянном уровне, пока большая часть воды, содержащейся в материале, не испарится. Затем температура выходящего воздуха вновь резко повышается, что является сигналом окончания активации. Длительность нагрева и испарения влаги составляет примерно 70 %, а охлаждение — 30 % от общей длительности активации.

Максимальное количество водяного пара, поглощаемого силикагелем из воздуха, соответствует равновесному состоянию, которое наступает после продолжительного пребывания силикагеля в данном воздухе. Обводненность силикагеля в конце периода его эффективной работы составляет 9–11 % от общей его массы. При определенном влагосодержании воздуха равновесное содержание влаги в силикагеле тем ниже, чем выше температура воздуха, поэтому применять силикагель для осушки воздуха при температурах выше 35°C нецелесообразно.

При помощи силикагеля достигается глубокое осушение воздуха, характеризующееся конечным влагосодержанием $0,02\text{ г/кг}$, чему соответствует температура точки росы осушенного воздуха -50°C . Однако по мере увлажнения силикагеля

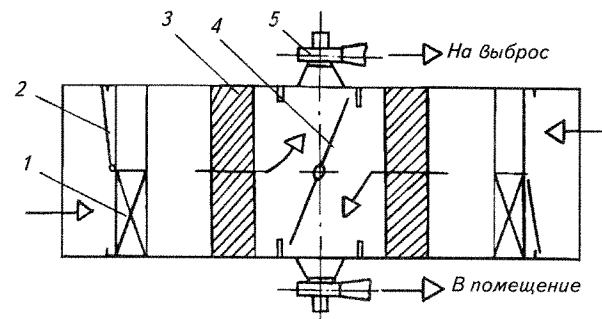


Рис.12.4. Принципиальная схема воздухоосушительной установки с твердым сорбентом:

1 — воздухонагреватель; 2, 4 — клапаны; 3 — слой сорбента; 5 — вентилятор

Расчет воздухоосушительной установки сводится к определению необходимого количества сорбента, площади лобового сечения слоя сорбента и его толщины.

Количество влаги W (кг), подлежащей удалению из воздуха,

$$W = \frac{G(d_1 - d_2)\tau}{1000}, \quad (12.4)$$

где d_1, d_2 — начальное и конечное влагосодержания воздуха; τ — длительность цикла адсорбции влаги, ч; G — расход сухой части воздуха, кг/ч.

Требуемый для поглощения влаги объем сорбента

$$V = \frac{W}{a\rho_c} = \frac{G(d_1 - d_2)\tau}{1000a\rho_c}, \quad (12.5)$$

где a — предельная влажность сорбента, для силикагеля $a = 0,1$; ρ_c — плотность насыпного слоя сорбента, кг/м^3 .

Площадь лобового сечения слоя сорбента (м^2)

$$F = \frac{G\left(1 + \frac{d_1}{1000}\right)}{3600\rho_v v}, \quad (12.6)$$

где v — скорость воздуха, отнесенная к лобовой поверхности слоя сорбента, м/с; в связи со значительным сопротивлением слоя сорбента v принимается в пределах $0,15-0,5\text{ м/с}$; ρ_v — плотность воздуха, кг/м^3 .

Толщина слоя сорбента δ (м)

$$\delta = \frac{V}{F} = \frac{3600(d_1 - d_2)\tau\rho_v}{(1000 + d_1)a\rho_c}. \quad (12.7)$$

Если принять $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$, $\rho_c = 600 \text{ кг/м}^3$, $a = 0,1$, то можно получить приблизительную формулу для определения толщины слоя сорбента:

$$\delta = 0,07(d_1 - d_2)tv. \quad (12.8)$$

Кроме силикагеля в качестве твердого сорбента можно использовать алюмогель. Сорбционные способности этого сорбента ниже, чем силикагеля, а область его применения ограничена температурой 25°C . Однако с помощью алюмогеля можно получить более высокую степень осушки воздуха, характеризующуюся температурой точки росы (-60°C).

12.3. ОСУШКА ВОЗДУХА ЖИДКИМИ СОРБЕНТАМИ

В качестве жидких поглотителей влаги могут быть использованы растворы хлористого калия, хлористого лития, бромистого лития и др.

Осушка воздуха при непосредственном его взаимодействии с водными растворами солей основана на том физическом явлении, что при одинаковых температурах воды и раствора парциальное давление насыщенного водяного пара в слое воздуха на поверхности раствора ниже, чем над поверхностью воды (табл. 12.1). Вследствие этого воздух при взаимодействии с растворами может осушаться при температурах поверхности раствора более высоких, чем при обработке водой. При равных температурах в случае применения растворов осушка воздуха идет более интенсивно.

По физическому содержанию процессы тепловлагообмена между воздухом и раствором при их взаимодействии аналогичны процессам тепловлагообмена между воздухом и водой.

Влагообмен между воздухом и раствором, как при контакте с водой, происходит под действием разности парциальных давлений водяного пара в обрабатываемом воздухе и насыщенного водяного пара в слое воздуха непосредственно на поверхности раствора. Парциальное давление водяного пара в слое воздуха непосредственно на поверхности раствора зависит от свойств растворенного вещества, концентрации и температуры раствора. Чем

Т а б л и ц а 12.1

Парциальное давление насыщенного водяного пара в слое воздуха, лежащего непосредственно на поверхности воды и растворов при $t = 20^\circ\text{C}$

Раствор	Концентрация раствора, %	Парциальное давление водяного пара на поверхности раствора, Па
Вода	—	2350
Хлористый кальций	42,5	746
Хлористый литий	42,5	278
Бромистый литий	65	157

выше концентрация раствора, тем ниже парциальное давление насыщенного водяного пара на поверхности раствора. С повышением температуры раствора парциальное давление водяного пара над поверхностью раствора также повышается.

Теплообмен между воздухом и раствором характеризуется переносом явной теплоты за счет разности температур поверхности раствора и обрабатываемого воздуха, а также теплоты гидратации, конденсации водяного пара, растворения соли и разбавления раствора, зависящих от вида растворенного вещества, концентрации и температуры раствора.

Отношение парциального давления насыщенного водяного пара в слое воздуха непосредственно на поверхности раствора $p_{p.n}$ к парциальному давлению насыщенного водяного пара на поверхности воды p_n при температуре, равной температуре поверхности раствора, представляет собой аналог относительной влажности воздуха:

$$\phi' = \frac{p_{p.n}}{p_n}. \quad (12.9)$$

При постоянном барометрическом давлении и температуре раствора выше 0°C величина ϕ_1 весьма мало зависит от температуры. Это позволяет нанести на $I-d$ -диаграмму кривые ϕ' , выражающие состояние воздуха в слое непосредственно на поверхности раствора определенной концентрации при температурах, превышающих температуру его криоскопического состояния (рис. 12.5). Линия $\phi'_{\text{нас}} = \text{const}$ соответствует насыщенному раствору. Поскольку кривые ϕ' на $I-d$ -диаграмме выражают состояние воздуха в слое непосредственно на поверхности раствора, процесс тепловлагообмена воздуха с раствором изображается на $I-d$ -диаграмме прямой линией, направленной из точки B , характеризующей начальное состояние воздуха, в точку L , находящуюся на пересечении изотермы, соответствующей температуре раствора, с кривой $\phi' = \text{const}$ заданной концентрации раствора (линия BL на рис. 12.5). В идеальном процессе конечное состояние обрабатываемого воздуха изобразится точкой L .

В реальных процессах температура и концентрация раствора в результате взаимодействия с воздухом меняются и линия процесса, как и при обработке воздуха водой, в общем случае будет кривой. С известным допущением ее можно заменить прямой, направленной на точку L , соответствующую средней концентрации и средней температуре раствора. Конечное состояние воздуха, достигаемое в реальных условиях, будет соответствовать некоторой точке K . Таким образом, если задана точка конечного состояния воздуха K , то точка L , соответствующая средним параметрам раствора, должна находиться на продолжении линии BK .

С помощью водных растворов солей можно осуществлять любые процессы тепловлажностной обработки воздуха. В числе этих процессов и такие, которые невозможно реализовать с помо-

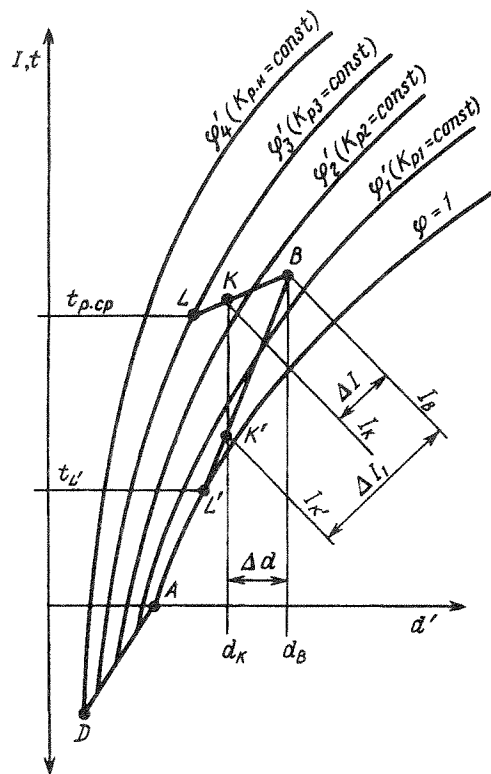


Рис. 12.5. Изображение на I — d -диаграмме процесса осушки

ных машин. Кроме того, при осушке воздуха растворами отпадают лишние расходы теплоты и холода, необходимые при осушке воздуха водой. Так, для получения конечного состояния воздуха K при использовании воды процесс $BK = BK I' + KIK$, что требует перерасхода холода $\Delta I = I_K + I'_K$ и теплоты в таком же количестве по сравнению с процессом BK , осуществляемым при осушке воздуха раствором. Чаще других для осушки воздуха применяют хлористый кальций $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ и хлористый литий LiCl . Растворы этих солей не ядовиты, но агрессивны по отношению к металлам, что является существенным недостатком растворов.

В качестве установки для осушки воздуха растворами солей может быть применен любой из рассмотренных аппаратов контактного типа. В этом случае вместо воды в аппарат подается жидкий сорбент.

В воздухоосушительной установке в процессе взаимодействия воздуха и раствора изменяется состояние того и другого. Раствор отнимает от воздуха теплоту и влагу, вследствие чего несколько нагревается и разбавляется водой. Увеличение температуры ра-

створа ограничивают — 2–3 °С, а уменьшение концентрации раствора — 0,2–0,3 %.

При расчетах процесса осушки воздуха растворами сорбентов принимают коэффициент орошения воздуха раствором

$$\mu_p = \frac{I_1 - I_2}{c_p t_{wk} - t_{wh}}, \quad (12.10)$$

где I_1 и I_2 — энтальпии воздуха до и после взаимодействия с раствором, кДж/кг; t_{wh} и t_{wk} — температуры раствора до и после взаимодействия с воздухом, °С; c_p — удельная теплоемкость раствора, кДж/(кг · К).

Конечная концентрация раствора на выходе из воздухоосушительной установки выражается уравнением

$$K_{p2} = \frac{K_{p1}}{1 + \frac{d_1 - d_2}{1000}}, \quad (12.11)$$

где d_1 и d_2 — влагосодержание воздуха до и после взаимодействия с раствором, г/кг.

Количество раствора, которое должно циркулировать в системе, определяется допустимым уменьшением концентрации раствора в результате поглощения влаги из воздуха. Такое уменьшение концентрации раствора ΔK_p , как отмечалось выше, принимается равным 0,002–0,003. С учетом этого количество циркулирующего раствора определяют по формуле

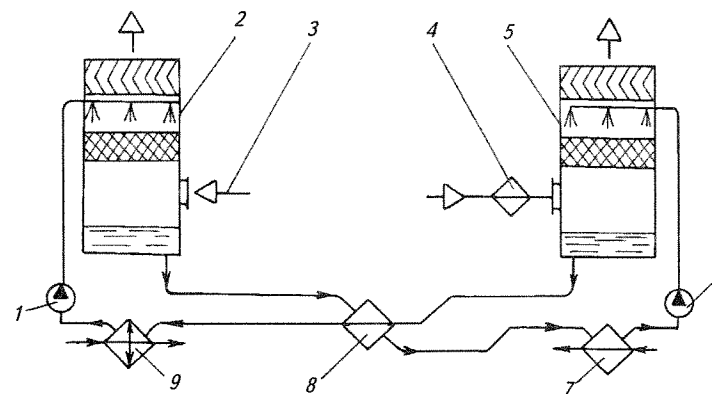


Рис. 12.6. Принципиальная схема воздухоосушительной установки с испарительной установкой для реконцентрации раствора:

1 — насос воздухоосушительной установки; 2 — воздухоосушительная установка; 3 — вход влажного воздуха; 4 — воздушнонагреватель испарительной установки; 5 — испарительная установка для реконцентрации раствора; 6 — насос испарительной установки; 7 — подогреватель раствора; 8 — теплообменник; 9 — охладитель раствора

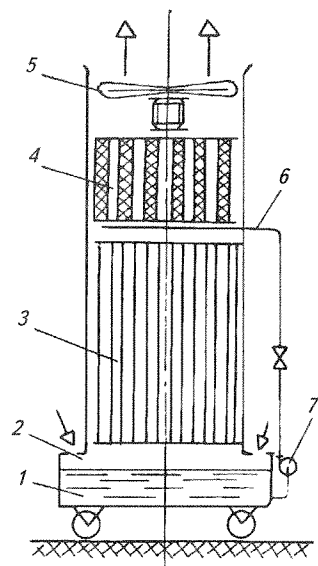


Рис. 12.7. Передвижная воздухоосушительная установка с твердо-жидким сорбентом: 1 — поддон с раствором; 2 — отверстие для входа влажного воздуха; 3 — тканевая насадка; 4 — пластины с твердым хлористым кальцием; 5 — вентилятор; 6 — растворопровод; 7 — насос

концентрации раствора. Обычно в качестве установки, предназначенной для испарения, используют аппарат того же типа, что и для осушки воздуха.

Для испарения адсорбированной раствором влаги нагревают раствор до такой температуры, чтобы парциальное давление водяного пара над поверхностью раствора оказалось выше парциального давления пара в воздухе, предназначенном для поглощения избыточной влаги. При этих условиях будет наблюдаться испарение влаги и произойдет необходимая реконцентрация раствора.

Кроме рассмотренных твердых и жидких сорбентов применяют твердо-жидкие влагопоглощающие вещества, в частности хлористый кальций. Применение хлористого кальция в установках для осушки воздуха основано на его способности в твердом и жидком состояниях поглощать водяной пар из воздуха.

Поглощение хлористым кальцием водяного пара из воздуха происходит следующим образом. При контакте влажного воздуха с твердым хлористым кальцием происходит поглощение водяного пара на границе контакта, следствием чего являются химическое связывание молекул воды и гидратация поверхностно-

$$G_p = W + g_m = L \rho_v \frac{d_1 - d_2}{1000} \frac{K_p - \Delta K_p}{\Delta K_p}, \quad (12.12)$$

где W — количество воды, кг; g_m — масса растворенной соли, кг; L — расход воздуха, м³/ч; ρ_v — плотность воздуха, кг/м³.

Количество раствора $G_{p.o}$, необходимого для заполнения системы, определяется ее емкостью V (м³) и плотностью раствора ρ_p :

$$G_{p.o} = V \rho_p. \quad (12.13)$$

Поскольку концентрация раствора в процессе работы воздухоосушительной установки снижается, ее необходимо восстанавливать до начального значения. Этот процесс называется реконцентрацией. Существует несколько методов реконцентрации раствора. Чаще других применяют выпаривание влаги из кипящего раствора или испарение ее из нагретого раствора.

На рис. 12.6 показана принципиальная схема воздухоосушительной установки, а также испарительной установки, предназначенной для ре-

го слоя твердого вещества. По мере увеличения числа поглощенных молекул воды на поверхности твердого хлористого кальция образуется пленка раствора, в которой продолжается поглощение водяного пара. Поглощенная из воздуха пленкой раствора влага продвигается в глубь слоя твердого хлористого кальция, постепенно превращая его в раствор. При осушке воздуха твердо-жидким хлористым кальцием поглощение водяного пара происходит не только при омывании воздухом слоя твердого хлористого кальция, конечным результатом чего является образование раствора, но и при взаимодействии воздуха с этим раствором. Схема установки представлена на рис. 12.7.

Влагопоглотительную способность хлористого кальция восстанавливают выпариванием адсорбированной влаги до получения твердого вещества.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

13.1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Требуемое температурно-влажностное состояние воздуха, подлежащего подаче в помещение, достигается путем тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере. Технология тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере определяется состоянием исходного наружного воздуха, способом автоматического регулирования параметров воздуха. Для обоснования выбора технологии тепловлажностной обработки воздуха строят на $I-d$ -диаграмме расчетную схему, позволяющую для определенных исходных данных найти такие сочетания процессов тепловлажностной обработки воздуха, при которых обеспечиваются минимальные неизбежные расходы теплоты, холода, воздуха и воды. Такая расчетная схема называется термодинамической моделью системы кондиционирования воздуха (ТДМ СКВ).

При построении динамической модели СКВ на $I-d$ -диаграмме увязываются в единую расчетную схему расчетный наружный климат данного географического пункта, расчетные температурно-влажностные параметры требуемого состояния воздуха в помещении, параметры приточного воздуха и режим выделения в помещении тепло- и влагоизбытков. С учетом принятой системы автоматического регулирования параметров воздуха выбирают и строят на $I-d$ -диаграмме наиболее целесообразные режимы обработки воздуха, на этой основе определяют необходимые для реализации этих процессов теплообменные аппараты и последовательность их расположения в кондиционере. При эксплуатации систем кондиционирования термодинамическая модель служит основой организации экономической работы системы с учетом состояния наружного воздуха и режима выделения в помещении тепло- и влагоизбытков.

Построение термодинамической модели СКВ начинают с нанесения на $I-d$ -диаграмму границы области наружного климата, в пределах которой находятся точки, характеризующие возможные состояния наружного воздуха данного географического пункта (рис. 13.1). Расчетная область возможных состояний наружного воздуха принимается по параметрам Б СНиП 2.04.05-86. Верхней границей области является изотерма t_n и изоэнтальпа I_n (параметры теплого периода года), нижней границей — изотерма t_3 и изоэнтальпа I_3 (параметры холодного периода года). Предельные значения относительной влажности наружного воздуха принимаются по результатам метеорологических наблюдений. В случае отсутствия таких данных максимально возможная от-

носительная влажность наружного воздуха (линия $\phi_{\max}$) принимается равной 100 %, а минимальная (линия $\phi_{\min}$) — не более 20 %. Если известно для данной местности максимальное влагосодержание наружного воздуха, то расчетная область возможных состояний наружного воздуха (расчетный наружный климат) может быть изображена на $I-d$ -диаграмме фигурой $abcdef$.

Затем наносят на $I-d$ -диаграмму расчетное состояние воздуха в помещении или в группе обслуживаемых системой кондиционирования воздуха помещений с одинаковым режимом поступления в них избыточных теплоты и влаги (зона P). Расчетное состояние воздуха в помещении может быть представлено на $I-d$ -диаграмме точкой, линией или зоной. Значения расчетных параметров состояния воздуха в помещении принимают по нормам в зависимости от назначения помещения. В наиболее общем случае, когда температура воздуха в помещении предусматривается нормами в пределах от t_1 до t_2 , а относительная влажность от ϕ_1 до ϕ_2 , расчетное состояние воздуха в помещении представляется на $I-d$ -диаграмме зоной $P_1P_2P_3P_4$ (рис. 13.2).

Далее определяют значение тепловлажностного отношения ϵ и через граничные точки зоны P (на рис. 13.2 точки P_1, P_2, P_3, P_4) проводят линии, соответствующие значению ϵ . После этого строят на $I-d$ -диаграмме зону приточного воздуха (зону Π). Для этого на линиях ϵ , проведенных через точки P_1, P_2, P_3, P_4 , откладывают отрезки $P_1\Pi_1 = P_2\Pi_2 = P_3\Pi_3 = P_4\Pi_4$, соответствующие расчетному

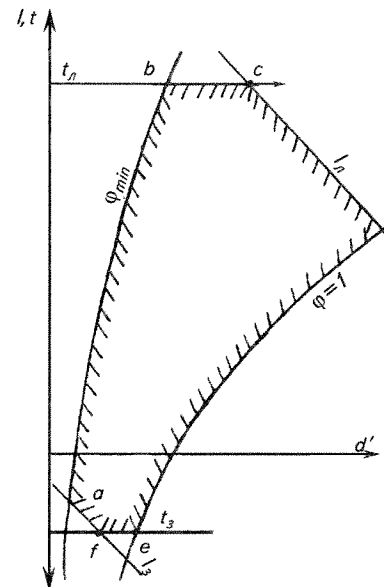


Рис. 13.1. Изображение на $I-d$ -диаграмме расчетной области наружного климата

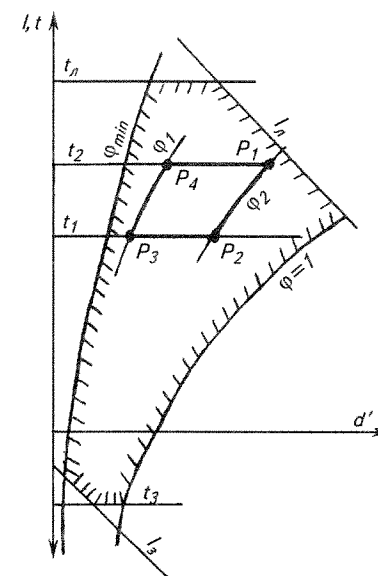


Рис. 13.2. Изображение на $I-d$ -диаграмме расчетной зоны параметров воздуха в помещении

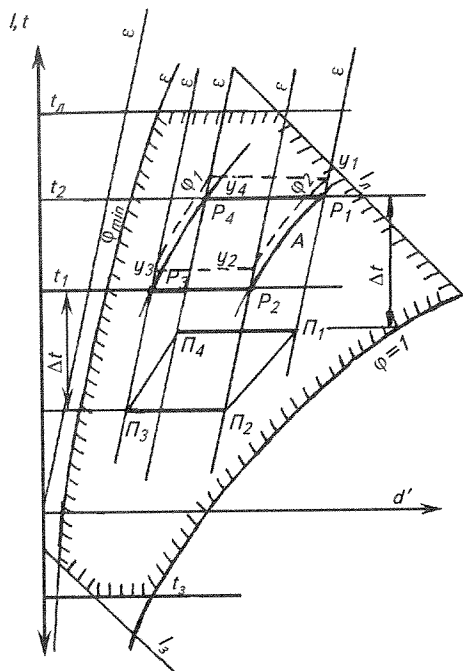


Рис. 13.3. Изображение на I — d -диаграмме расчетной зоны параметров приточного воздуха

При использовании в качестве холодоносителя воды, охлаждаемой в комплексной холодильной машине, минимальная конечная температура воды в камере орошения t_{wk} определяется температурой испарения хладона $t_{исп}$ в испарителе холодильной машины и условиями транспортирования воды до камеры орошения (рис. 13.4). По условиям недопущения замерзания воды в испарителе холодильной машины температуру $t_{исп}$ принимают в пределах $+3...5^\circ\text{C}$. Принимая $t_{исп}$ за исходную, определяют значение t_{wk} :

$$t_{wk} = t_{исп} + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4, \quad (13.1)$$

где $\Delta t_1 = t_1 - t_{исп}$; t_1 — температура воды, выходящей из испарителя, $\Delta t_1 = 3 + 4^\circ\text{C}$; $\Delta t_2 = t_2 - t_1$; Δt_2 — нагрев воды в трубопроводе от испарителя до кондиционера, $\Delta t_2 = 1^\circ\text{C}$; $\Delta t_3 = t_3 - t_2$ — нагрев воды в камере орошения в процессе обработки воздуха, $\Delta t_3 = 2 + 3^\circ\text{C}$; $\Delta t_4 = t_4 - t_3$ — изменение температуры воды за счет «сдвига» процесса в аппаратах контактного типа, $\Delta t_4 = 1^\circ\text{C}$.

Точка пересечения изотермы t_{wk} с кривой $\phi = 1$ на I — d -диаграмме является характерной точкой L , на которую направлен процесс обработки воздуха в теплообменном аппарате (рис. 13.4).

перепаду температуры $\Delta t = t_{p.з} - t_{п.}$, где $t_{p.з}$ — расчетная температура воздуха в рабочей зоне помещения, $t_{п.}$ — расчетная температура приточного воздуха. Задача кондиционера — привести исходный воздух к состоянию, характеризующемуся точками в пределах криволинейного четырехугольника $P_1P_2P_3P_4$ (рис. 13.3).

Величину Δt принимают по нормам или определяют расчетом в зависимости от источника холодоснабжения системы кондиционирования воздуха и условий распределения воздуха в помещении. Однако при наличии современных устройств воздухораспределения последнее обстоятельство не является определяющим, поэтому максимальный перепад температуры $\Delta t = t_{p.з} - t_{п.}$ ограничивается возможностями источника холодоснабжения.

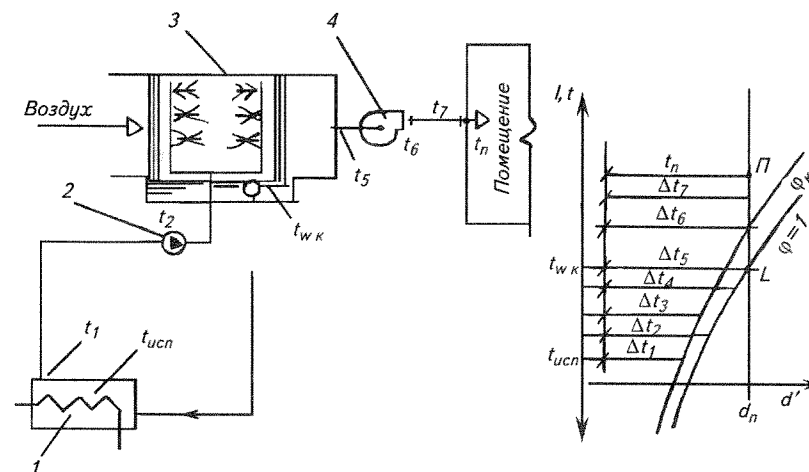


Рис. 13.4. Расчет температуры приточного воздуха:

1 — испаритель холодильной машины; 2 — насос; 3 — камера орошения; 4 — вентилятор

Температура приточного воздуха

$$t_{п} = t_{wk} + \Delta t_5 + \Delta t_6 + \Delta t_7, \quad (13.2)$$

где $\Delta t_5 = t_5 - t_{wk}$, t_5 — температура воздуха на выходе из камеры орошения t_5 определяется точкой пересечения линии d_L и линии $\phi = 0,9 + 0,95$; Δt_6 — нагрев воздуха в вентиляторе,

$$\Delta t_6 = 0,008 \frac{H}{\eta};$$

H — давление, развиваемое вентилятором, для центрального кондиционера $H = 800 + 1200$ Па; η — КПД вентилятора, $\eta = 0,75 + 0,8$; Δt_7 — нагрев воздуха за счет теплопередачи через стенки воздуховода по трассе движения воздуха от кондиционера до ближайшего помещения, $\Delta t_7 = 1^\circ\text{C}$.

На пересечении изотермы $t_{п}$ с линией d_L находят точку $П$, характеризующую параметры приточного воздуха при политропных процессах обработки воздуха (охлаждение, охлаждение с осушкой). При адиабатных процессах точка $П$ может занимать иное положение на I — d -диаграмме и иметь более низкую температуру.

Через полученную точку $П$ (см. рис. 13.3) проводят линию ϵ , пересечение которой с линией P_4P_1 дает точку A . Температура, соответствующая точке A , есть $t_{p.з}$, тогда расчетная величина $\Delta t = t_{p.з} - t_{п.}$

Затем наносят на I — d -диаграмму зону параметров удаляемого из помещения воздуха (зону $У$). При направлении процесса в помещении по линии ϵ параметры удаляемого воздуха находятся в пределах четырехугольника $У_1У_2У_3У_4$. Если воздух удаляют

непосредственно из рабочей зоны помещения, то зона У совмещается с зоной Р. В других случаях параметры воздуха, удаляемого из помещения, отличаются от параметров воздуха в рабочей зоне помещения. Разница между параметрами удаляемого воздуха и воздуха в рабочей зоне зависит от способа подачи воздуха в помещение и удаления воздуха из него, высоты помещения, расположения тепловыделяющего оборудования, кратности воздухообмена и других факторов и оценивается коэффициентом

$$m_t = \frac{t_{p.z} - t_{п}}{t_{yx} - t_{п}} = \frac{I_{p.z} - I_{п}}{I_{yx} - I_{п}}. \quad (13.3)$$

Индексы «р.з», «yx», «п» характеризуют параметры воздуха в рабочей зоне, удаляемого и приточного соответственно. Из формулы (10.1) следует, что

$$\Delta t_{yx} = t_{yx} - t_{п} = \frac{t_{p.z} - t_{п}}{m_t}. \quad (13.4)$$

Значение m_t принимают по справочникам.

Зона У имеет такую же форму, что и зона П, но расположена выше последней вдоль линии ε на разность Δt_{yx} (ΔI_{yx}).

После этого определяют вид СКВ по степени использования наружного воздуха — прямоточная, рециркуляционная, с частичной рециркуляцией. Далее определяют количество воздуха $G_{см}$, потребного для ассимиляции тепловлагоизбытков в помещении:

$$G_{см} = \frac{Q_{изб}}{I_{yx} - I_{п}}. \quad (13.5)$$

Минимальный расход наружного воздуха G_n в системах с частичной рециркуляцией определяют по санитарным нормам или по условиям компенсации вытяжки. В том случае, когда в качестве исходного воздуха используется смесь наружного и рециркуляционного воздуха, строят на $I-d$ -диаграмме зону М, положение которой определяется минимально допустимым расходом наружного воздуха в смеси воздуха, подаваемого в помещение. Для нахождения положения точек M_1, M_2, M_3, M_4 необходимо на линиях ε отложить отрезки $Y_1 M_1 = Y_2 M_2 = Y_3 M_3 = Y_4 M_4 = \frac{Y_1 P_1}{Z}$.

Далее выбирают методы автоматического регулирования температуры и влажности воздуха в помещении.

В технике кондиционирования применяют качественное и количественное регулирование. При качественном регулировании изменяются параметры приточного воздуха при неизменном расходе его в системе, при количественном — требуемое состояние воздуха в помещении достигается изменением расхода воздуха при

его неизменных параметрах. В однозональных системах кондиционирования воздуха зданий обычно применяют качественное регулирование температуры и влажности приточного воздуха.

Простейшая система автоматического регулирования температуры воздуха состоит из двух основных элементов: объекта регулирования и регулятора. К объекту регулирования относятся обслуживаемое помещение, воздуховод, воздухонагреватель и регулирующий клапан; к регулятору — измерительный и управляющий элементы и исполнительный механизм.

В практике кондиционирования применяют несколько типовых вариантов схем регулирования температуры приточного воздуха. Наиболее часто используют регулирование температуры приточного воздуха по температуре воздуха в помещении. В этом случае датчик температуры располагают в обслуживаемом помещении, а регулятор управления регулирующим клапаном воздушнонагревателя второго подогрева или регулирующим воздушным клапаном при наличии обвода — у камеры орошения.

Автоматическое управление влажностью воздуха может быть осуществлено по относительной влажности воздуха в помещении (прямое регулирование), по температуре точки росы воздуха после камеры орошения (косвенное регулирование) и комбинацией этих методов.

Прямое регулирование осуществляется с помощью регулятора влажности РВ, датчик которого установлен в обслуживаемом помещении. Этот регулятор воздействует непосредственно на подачу соответствующих теплохолодоносителей в теплообменные аппараты таким образом, чтобы в помещении поддерживалась заданная влажность воздуха. Системы автоматического регулирования, основанные на этом методе, наиболее точно поддерживают заданную влажность воздуха в помещении как при постоянных, так и при переменных влаговыделениях. Прямое регулирование влажности позволяет также использовать наиболее экономичные способы тепловлажностной обработки в системах кондиционирования.

При косвенном регулировании относительная влажность воздуха в помещении стабилизируется или изменяется по заданной программе в зависимости от температуры точки росы воздуха после камеры орошения. Воздух доводится в камеру орошения до параметров, близких к температуре точки росы приточного воздуха (точка K_3 на рис. 13.5). Датчик терморегулятора, установленный после камеры орошения, воспринимает эту температуру, а терморегулятор, воздействуя на регулирующий клапан подачи теплоносителя в воздухонагреватель первого подогрева, стабилизирует эту температуру, а следовательно, и влагосодержание приточного воздуха. Терморегулятор РТ, датчик которого установлен в помещении, воздействуя на воздухонагреватель второго подогрева, обеспечивает нагрев воздуха до температуры приточного воздуха, придавая ему необходимую относительную влажность.

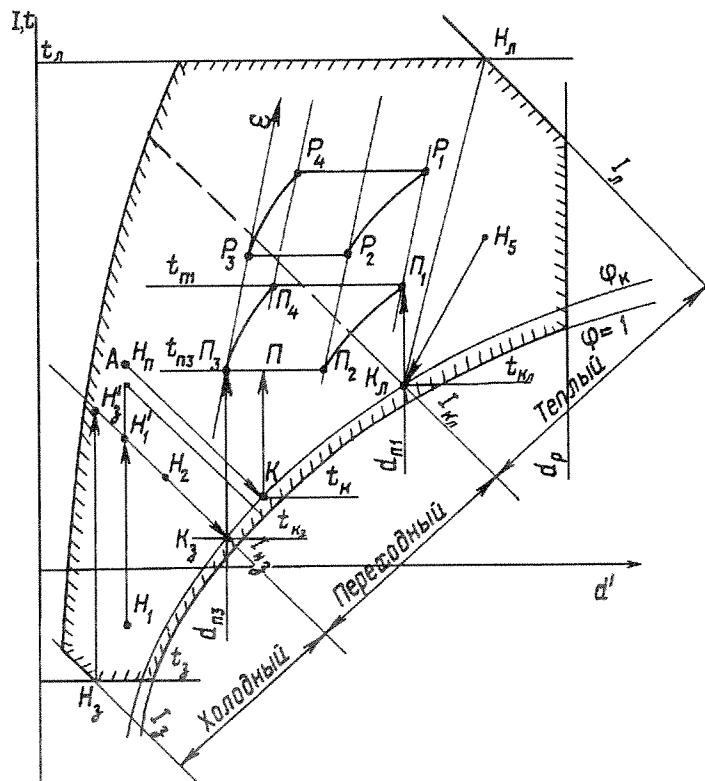


Рис. 13.5. Термодинамическая модель приточной однозональной СКВ с регулированием влажности воздуха по температуре точки росы

Таким образом, косвенное регулирование влажности приточного воздуха осуществляется с помощью терморегуляторов, без влагорегулятора. Наибольшее распространение благодаря своей простоте нашло косвенное регулирование влажности.

При комбинированном регулировании относительной влажности воздуха сочетают прямое и косвенное регулирование. Такой метод используют в системах кондиционирования, имеющих в кондиционере обводной канал вокруг камеры орошения, и называют методом оптимальных режимов.

В зависимости от вида СКВ и принятого метода регулирования влажности воздуха разбивают область наружного климата на расчетные зоны, в пределах которых состояние наружного воздуха позволяет кондиционеру работать в одном и том же режиме. Рассмотрим разбивку области наружного климата на расчетные зоны на примере приточной СКВ с регулированием влажности по температуре точки росы воздуха после камеры орошения (кос-

венное регулирование влажности). Пусть в пределах области расчетного наружного климата точка H_3 соответствует расчетному состоянию наружного воздуха в холодный период года. Состояние приточного воздуха, которое должен обеспечивать кондиционер, ограничено зоной $\Pi_1\Pi_2\Pi_3\Pi_4$ (рис. 13.5).

Взаимное положение точки H_3 и зоны $\Pi_1\Pi_2\Pi_3\Pi_4$ на $I-d$ -диаграмме свидетельствует о том, что для получения воздуха с параметрами приточного наружный воздух необходимо нагреть и увлажнить.

Наиболее экономичным способом увлажнения воздуха в камере орошения является адиабатный, который обычно и применяют в холодный период года. В результате адиабатного увлажнения в типовых камерах орошения воздух приобретает относительную влажность $\varphi_k = 0,95-0,98$. Во многих случаях воздух с такими параметрами не может быть подан в помещения, поэтому после увлажнения в камере орошения воздух нагревают. Учитывая это, тепловлажностная обработка наружного воздуха состояния H_3 должна осуществляться в кондиционере в такой последовательности: нагрев, адиабатное увлажнение в камере орошения, нагрев до температуры приточного воздуха. Для такой технологии тепловлажностной обработки воздуха необходимо иметь в кондиционере воздухонагреватель первого подогрева, камеру орошения, воздухонагреватель второго подогрева, последовательно проходя через которые воздух достигает параметров приточного воздуха.

В холодный период года целесообразно подавать в помещения приточный воздух с параметрами точки Π_3 . В этом случае для нагрева и увлажнения наружного воздуха состояния H_3 до состояния приточного потребуется меньше теплоты и влаги по сравнению с любой другой точкой зоны Π .

Поскольку последней ступенью тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере является воздухонагреватель второго подогрева, необходимо, чтобы после камеры орошения влагосодержание воздуха соответствовало влагосодержанию приточного воздуха d_{Π_3} (точка K_3), тогда воздухонагреватель второго подогрева сможет довести воздух до состояния Π_3 . Поэтому исходный воздух состояния H_3 нагревают в воздухонагревателе первого подогрева до энтальпии I_{K_3} (точка H'_3), затем в камере орошения подвергают адиабатному увлажнению до состояния K_3 , после чего нагревают в воздухонагревателе второго подогрева и с параметрами Π_3 подают в помещение. Последовательность состояний воздуха в кондиционере:

$$H_3 \rightarrow H'_3 \rightarrow K_3 \rightarrow \Pi_3.$$

Точка K_3 , находящаяся на пересечении линии d_{Π_3} с линией относительной влажности воздуха на выходе из камеры орошения ($\varphi_k = 0,95 \div 0,98$), условно называют точкой росы приточного воздуха Π_3 .

Обычно в воздухонагревателе второго подогрева воздух нагревается до температуры на 1–1,5 °С ниже температуры приточного воздуха. Догрев воздуха на это значение происходит в вентиляторе в результате перехода в теплоту механической энергии.

По мере повышения температуры наружного воздуха интенсивность нагрева воздуха в воздухонагревателе первого подогрева будет уменьшаться, но последовательность обработки сохранится ($H_1 \rightarrow H'_1 \rightarrow K_3 \rightarrow P_3$) такой же, как и для расчетного состояния наружного воздуха H_3 . Такая технология обработки воздуха будет сохраняться до тех пор, пока состояние наружного воздуха не достигнет энтальпии I_{K_3} . Поэтому зона наружного климата в пределах I_3 и I_{K_3} составляет расчетную область холодного периода.

Построение на I — d -диаграмме процесса тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере в холодный период года позволяет получить исходные данные для расчета теплообменных аппаратов. Максимальная расчетная теплоотдача воздухонагревателя первого подогрева

$$Q_{T1} = G(I_{K_3} - I_3), \quad (13.6)$$

воздухонагревателя второго подогрева

$$Q_{T2} = G(I_{P_3} - I_{K_3}), \quad (13.7)$$

где G — расчетный расход воздуха, кг/ч.

При расчетном состоянии наружного воздуха в теплый период года (точка H_d) в качестве приточного воздуха принимают воздух с параметрами точки P_1 , так как в этом случае охлаждение и осушка исходного воздуха потребуются в меньшей степени, чем для любой другой точки зоны P .

В теплый период года наружный воздух состояния H_d должен подвергаться охлаждению и осушке до влагосодержания d_{P_1} (точка K_d). После этого воздух должен быть нагрет до состояния P_1 , после чего подаваться в помещение. Последовательность состояний воздуха в кондиционере в теплый период года: $H_d \rightarrow K_d \rightarrow P_1$. Для реализации этой технологии обработки воздуха потребуются камера орошения (процесс $H_d \rightarrow K_d$) и воздухонагреватель второго подогрева (процесс $K_d \rightarrow P_1$). Такая технология подготовки воздуха в кондиционере будет сохраняться в пределах от изоэнтальпы I_d до изоэнтальпы I_{K_d} . Этот участок области наружного климата составляет зону теплого периода.

Точка K_d , находящаяся на пересечении линии d_{P_1} с линией относительной влажности воздуха на выходе из камеры орошения ($\phi_k = 0,95 \div 0,98$), является условной точкой росы приточного воздуха P_1 .

Расчетная тепловая нагрузка на камеру орошения

$$Q_X = G(I_d - I_{K_d}). \quad (13.8)$$

Расчетная теплоотдача воздухонагревателя второго подогрева в теплый период года

$$Q'_{T2} = G(I_{пл} - I_{K_d}). \quad (13.9)$$

Аппараты для тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере подбирают для крайних расчетных режимов, какими являются состояния наружного воздуха в теплый (точка H_d) и холодный (точка H_3) периоды года.

Анализ технологии тепловлажностной обработки воздуха в теплый и холодный расчетные периоды позволяет установить, что в кондиционере должны быть в следующей последовательности по ходу воздуха воздухонагреватель первого подогрева, камера орошения с источником холодной воды, воздухонагреватель второго подогрева.

Область состояний наружного воздуха между изоэнтальпами I_{K_3} и I_{K_d} составляет расчетную зону переходного периода. При состояниях наружного воздуха в этой зоне целесообразной является следующая технология подготовки приточного воздуха: наружный воздух подвергается адиабатному увлажнению до $\phi = 0,95 \div 0,98$, точка росы $K_{пл}$ при этом будет изменяться от точки K_3 до точки K_d . После камеры орошения воздух нагревают в воздухонагревателе второго подогрева до состояния приточного воздуха, соответствующего линии $P_3P_2P_1$, или усредненной линии P_3P_1 .

Принцип качественного регулирования системы кондиционирования с косвенным регулированием влажности приточного воздуха рассмотрим на примере приточной однозональной системы, схема которой представлена на рис. 13.6. Будем полагать, что состояние наружного воздуха изменяется от расчетного в холодный период года (точка H_3) до расчетного в теплый период года (точка H_d), а тепловлажностное отношение ϵ изменения состояния воздуха в помещении остается неизменным. Такое упрощение позволит проанализировать работу кондиционера в зависимости от изменения только состояния наружного воздуха.

При расчетном состоянии наружного воздуха в холодный период года работа кондиционера для получения требуемого состояния приточного воздуха P_3 должна соответствовать режиму $H_3 \rightarrow H'_3 \rightarrow K_3 \rightarrow P_3$ (см. рис. 13.5). При изменении текущего состояния наружного воздуха, например до параметров точки H_1 , тепловлажностная обработка его должна производиться в той же последовательности: $H_1 \rightarrow H'_1 \rightarrow K_3 \rightarrow P_3$, но расход теплоты на первый подогрев воздуха уменьшится (сокращается длина отрезка H'_1 ; энтальпия $I_{H1} > I_{H3}$).

Если бы теплоотдачу воздухонагревателя первого подогрева оставили такой же, как и для точки H_3 , то состояние воздуха после воздухонагревателя соответствовало бы точке A и адиабатное увлажнение воздуха в камере орошения происходило бы по

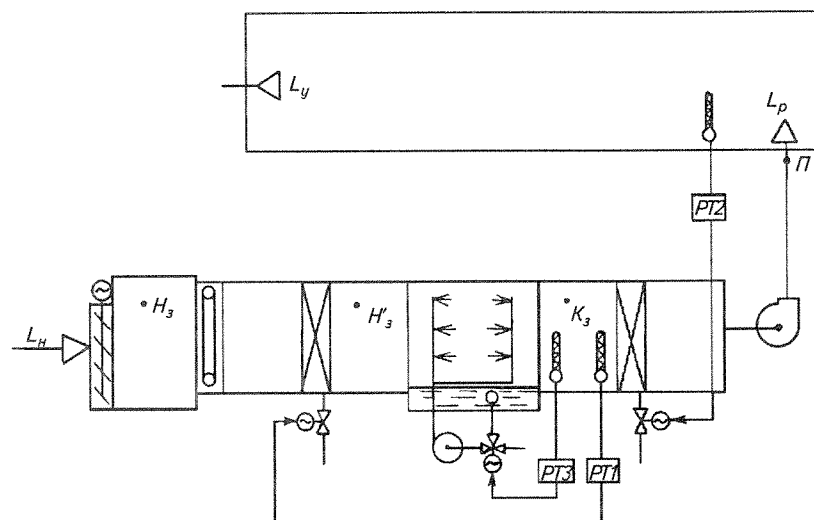


Рис. 13.6. Схема проточной СКВ

линии $I_A = \text{const}$. В результате состояние воздуха K_3 после камеры орошения не было бы получено, а следовательно, приточный воздух состояния Π_3 также не был бы получен. Для получения в этом случае воздуха с параметрами K_3 потребовалось бы осуществление в камере орошения менее выгодного политропного процесса $A \rightarrow K_3$. Или, оставив работу камеры орошения по линии $I_A = \text{const}$, получили бы в помещении более высокую влажность воздуха, перерасходуя для этого теплоту на нагрев воздуха до состояния точки A .

Следовательно, при повышении энтальпии наружного воздуха теплоотдача воздухонагревателя первого подогрева должна снижаться для сохранения более экономичного режима адиабатного увлажнения воздуха в камере орошения по линии I_{K_3} до состояния K_3 и последующего нагрева его до состояния приточного воздуха Π_3 . Когда энтальпия наружного воздуха достигает значения I_{K_3} , потребность в первом подогреве воздуха отпадает, кондиционер будет работать по схеме $H_2 \rightarrow K_3 \rightarrow \Pi_3$.

Рассмотренный период изменения состояния наружного воздуха от I_3 до I_{K_3} охватывает холодный период года. Этот период характеризуется работой воздухонагревателя первого подогрева с переменной теплоотдачей, неизменным адиабатным режимом камеры орошения и постоянной теплоотдачей воздухонагревателя второго подогрева. В этот период регулированию подлежит теплоотдача воздухонагревателя первого подогрева, которая должна изменяться от максимального значения при расчетном состоянии наружного воздуха (t_3, I_3) до нуля при $I = I_{K_3}$.

Состояние воздуха после камеры орошения должно соответствовать точке K_3 , лежащей на линии d_{Π_3} . Смещение этой точки

на $I-d$ -диаграмме свидетельствует о несоответствии теплоотдачи воздухонагревателя первого подогрева изменившемуся состоянию наружного воздуха. Смещение точки K_3 обнаруживается по изменению температуры относительно t_{K_3} , которая при $\phi_K = 0,95 \div 0,98$ условно принимается в качестве температуры точки росы приточного воздуха. Следовательно, для получения после камеры орошения воздуха с влажосодержанием d_{Π_3} необходимо стабилизировать t_{K_3} , что при адиабатном режиме камеры орошения достигается регулированием теплоотдачи воздухонагревателя первого подогрева. Для этого терморегулятор $PT1$, датчик которого установлен в промежуточной секции после камеры орошения, настраивают на температуру t_{K_3} , равную температуре точки росы приточного воздуха Π_3 . Воздействуя на клапан, регулирующий подачу теплоносителя в воздухонагреватель первого подогрева, регулятор $PT1$ нагревает исходный воздух до энтальпии I_{K_3} , тем самым обеспечивая адиабатное увлажнение воздуха в камере орошения до влажосодержания приточного воздуха d_{Π_3} .

Терморегулятор $PT2$, датчик которого установлен в помещении, стабилизирует теплоотдачу воздухонагревателя второго подогрева, обеспечивая температуру приточного воздуха, равную t_{Π_3} . Таким образом, совместными действиями двух терморегуляторов $PT1$ и $PT2$ обеспечивается требуемое состояние приточного воздуха Π_3 (t_{Π_3}, d_{Π_3}).

Если значение энтальпии наружного воздуха становится выше энтальпии I_{K_3} , наступает период, переходный между холодным и теплым периодами. Характерной особенностью этого периода является переход от зимних (точка P_3) к летним (точка P_1) расчетным параметрам воздуха в помещениях.

Учитывая, что в переходный период влажосодержание наружного воздуха невелико и при кондиционировании требуется увлажнение, работу кондиционера целесообразно организовать по схеме холодного периода без включения воздухонагревателя первого подогрева. Наружный воздух поступает в камеру орошения, где подвергается адиабатному увлажнению, после чего подогревается в воздухонагревателе второго подогрева и с параметрами точки Π подается в помещение. Терморегулятор $PT2$ регулирует теплоотдачу воздухонагревателя второго подогрева таким образом, чтобы точка Π , характеризующая параметры приточного воздуха, находилась на линии $\Pi_3 \Pi_2 \Pi_1$.

По мере перемещения точки H к изохальте I_{K_d} температура приближается к значению t_{K_d} . Сигналом для перехода на режим теплого периода года является достижение температуры воздуха t_{K_d} после камеры орошения.

Когда энтальпия наружного воздуха становится выше I_{K_d} , возникает потребность в искусственном охлаждении воздуха. Поэтому в теплый период наружный воздух охлаждается в камере орошения до состояния K_d , после чего подогревается в воздухонагревателе второго подогрева до состояния Π_1 .

Регулирование влагосодержания приточного воздуха в этот период осуществляет терморегулятор $PT3$, датчик которого установлен после камеры орошения. Этот терморегулятор воздействует на клапан, регулирующий расход холодной воды, таким образом, чтобы температура воды в камере орошения обеспечила прохождение через точку K_d линии процесса изменения состояния воздуха в камере орошения.

Терморегулятор $PT2$ регулирует теплоотдачу воздухонагревателя второго подогрева, нагревая воздух в нем до $t_{П1}$. Совместным действием терморегуляторов $PT2$ и $PT3$ достигается требуемое состояние приточного воздуха $П_1 (t_{П1}, d_{П1})$.

В рассмотренных режимах работы кондиционера было принято, что выделения теплоты и влаги в помещении стабильны. Если количество теплоизбытков и выделяющейся в помещении влаги оказывается переменным, тогда изменяется тепловлажностное отношение ϵ и становится переменной зона $П_1П_2П_3П_4$, а регулирование работы кондиционера осложняется. В случае регулирования влажности по точке росы приточного воздуха допускается некоторое колебание относительной влажности воздуха в помещении, но строго выдерживается температура с помощью терморегулятора $PT2$, регулирующего теплоотдачу воздухонагревателя второго подогрева.

13.2. СИСТЕМА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ПЕРВОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

В настоящее время широко применяют однозональные системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией и переменным объемом наружного и рециркуляционного воздуха, влагосодержание приточного воздуха в которых регулируется по методу точки росы. Такие системы, как правило, экономичней систем, работающих с постоянным расходом наружного воздуха, так как максимально используют его для охлаждения помещений.

Рассмотрим работу однозональной системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией, центральный кондиционер которой содержит противопыльный фильтр, клапаны, регулирующие расход наружного и рециркуляционного воздуха, воздухонагреватели первого и второго подогрева, камеру орошения без обводного канала (рис. 13.7). В такой системе забираемый из помещений рециркуляционный воздух смешивается с наружным воздухом до камеры орошения. Применение первой рециркуляции позволяет уменьшить расход теплоты на нагрев наружного воздуха в воздухонагревателе первого подогрева в холодное время года и расход холода в камере орошения в теплый период.

Общий расход воздуха $G_{см}$ в системе кондиционирования с первой рециркуляцией назначают по его расчетному количеству, необходимому для ассимиляции тепло- и влагоизбытков.

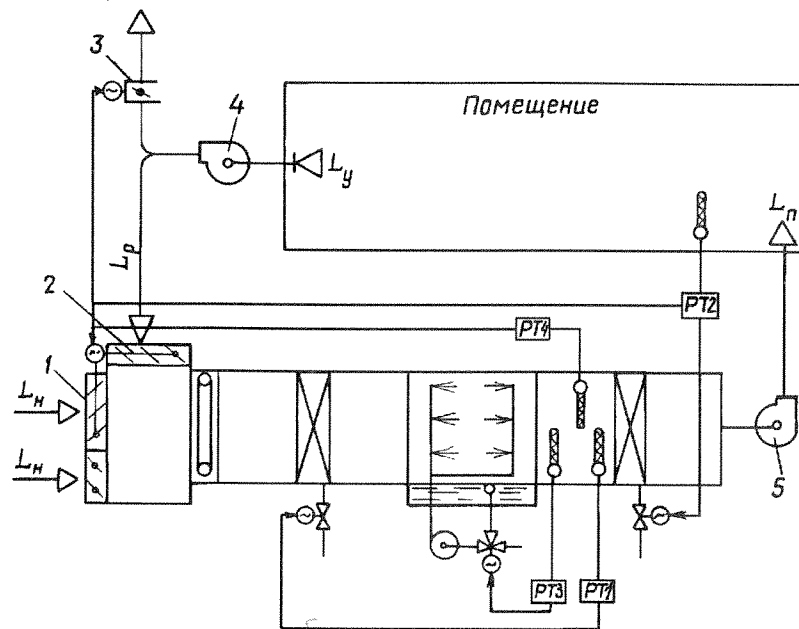


Рис. 13.7. Схема СКВ с первой рециркуляцией:

1 — двусторонний утепленный клапан; 2 — односторонний клапан; 3 — дроссельный клапан; 4 — вытяжной вентилятор; 5 — приточный вентилятор

Минимальное количество наружного воздуха G_n определяют расчетом для ассимиляции вредных паров и газов или для обеспечения санитарной нормы. Тогда количество рециркуляционного воздуха определяют как разность общего расхода воздуха $G_{см}$ и наружного G_n .

Процессы тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере для расчетных состояний наружного воздуха в холодный и теплый периоды года показаны на рис. 13.8. В холодный период года минимальное количество наружного воздуха состояния H_3 смешивается с рециркуляционным, полученная смесь подогревается в воздухонагревателе первого подогрева до состояния, соответствующего изоэнтальпии I_{K_3} , затем в камере орошения подвергается адиабатному увлажнению до состояния K_3 , после чего подогревается в воздухонагревателе второго подогрева и при температуре $t_{П3}$ подается вентилятором в помещения.

Максимальная расчетная теплоотдача воздухонагревателя первого подогрева

$$Q_{т1} = G_{см}(I_{K_3} - I_{н.у}), \quad (13.10)$$

воздухонагревателя второго подогрева —

$$Q_{т2} = G_{см}(I_{П3} - I_{K_3}), \quad (13.11)$$

где $G_{см}$ — общее количество воздуха, подаваемого системой в помещения, кг/ч.

Увлажнение наружного воздуха до влагосодержания приточного осуществляется в этом случае за счет подмешивания рециркуляционного воздуха и адиабатного увлажнения в камере орошения.

При расчетном состоянии наружного воздуха в теплый период минимальное количество наружного воздуха смешивается с рециркуляционным, полученная смесь охлаждается и осушается в камере орошения до состояния K_d , после чего подогревается в воздухонагревателе второго подогрева и при температуре t_m подается в помещения.

Максимальный расход холода на охлаждение и осушку воздуха в камере орошения

$$Q_x = G_{см}(I_{н.у} - I_{K_d}). \quad (13.12)$$

Расчетная теплоотдача воздухонагревателя второго подогрева в теплый период года

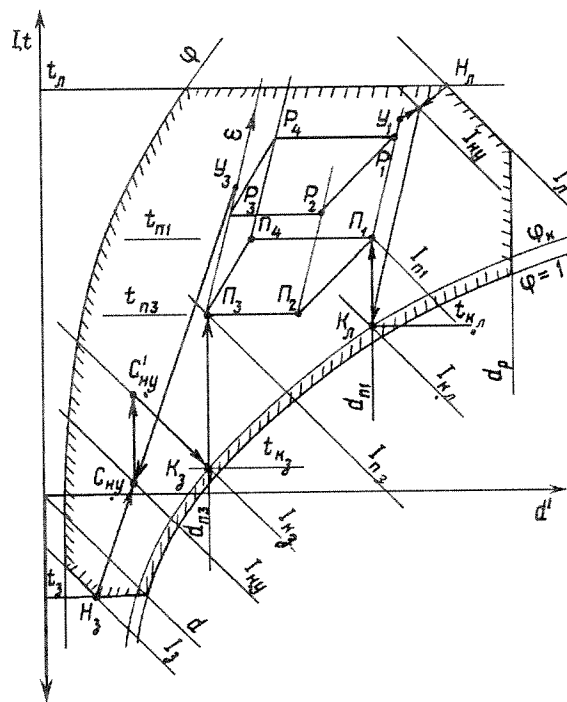


Рис. 13.8. Изображение на $I-d$ -диаграмме процессов тепловлажностной обработки воздуха СКВ с первой рециркуляцией при расчетных состояниях наружного воздуха в холодный и теплый периоды

$$Q_{т2} = G_{см}(I_{П1} - I_{K_d}). \quad (13.13)$$

Так же, как в приточных системах, аппараты для тепловлажностной обработки воздуха в кондиционере систем с первой рециркуляцией подбирают для крайних расчетных режимов. В процессе эксплуатации их работа регулируется в зависимости от состояния наружного воздуха и режима тепло- и влаговыведений в помещениях.

Рассмотрим работу системы кондиционирования при изменении состояния наружного воздуха от расчетного в холодный период до расчетного в теплый период года (рис. 13.9).

Так же, как при расчетном состоянии (точка H_3), в холодный период минимальное количество наружного воздуха смешивается с рециркуляционным, полученная смесь подогревается в воздухонагревателе первого подогрева до энтальпии I_{K_3} , затем в камере орошения подвергается адиабатному увлажнению до состояния K_3 , после чего подогревается в воздухонагревателе второго подогрева до температуры $t_{П3}$. Последовательность состояний воздуха в кондиционере: $H \rightarrow U_3 \rightarrow C'_{н.у} \rightarrow K_3 \rightarrow П_3$.

Влагосодержание приточного воздуха регулируется терморегулятором $PT1$, датчик которого установлен после камеры орошения. Терморегулятор регулирует теплоотдачу воздухонагревателя первого подогрева таким образом, чтобы воздух на выходе из воздухонагревателя имел энтальпию I_{K_3} . Адиабатное увлажнение воздуха в камере орошения доводит его влагосодержание до $d_{П3}$. Терморегулятор $PT2$, датчик которого установлен в помещении, регулирует теплоотдачу воздухонагревателя второго подогрева, обеспечивая температуру приточного воздуха $t_{П3}$.

По мере перемещения точки H в сторону изоэнтальпы $I_{н.у}$ уменьшается расход теплоты на первый подогрев воздуха (сокращается отрезок $C_{н.у} C'_{н.у}$). В момент, когда точка H окажется на линии $I_{н.у}$, потребность в первом подогреве смеси наружного и рециркуляционного воздуха отпадает.

Рассмотренный период изменения состояния наружного воздуха от I_3 до $I_{н.у}$ составляет первый зимний режим работы кондиционера, в течение которого используется минимальное количество наружного воздуха, а воздухонагреватель первого подогрева работает с переменной теплоотдачей. Полное закрытие клапана, регулирующего подачу теплоносителя в воздухонагреватель первого подогрева, является сигналом для перехода на второй зимний режим.

Второй зимний режим охватывает состояния наружного воздуха в пределах между изоэнтальпами $I_{н.у}$ и I_{K_3} . В этот период наружный воздух смешивается с уходящим, смесь подвергается адиабатному увлажнению в камере орошения до состояния K_3 , после чего подогревается в воздухонагревателе второго подогрева

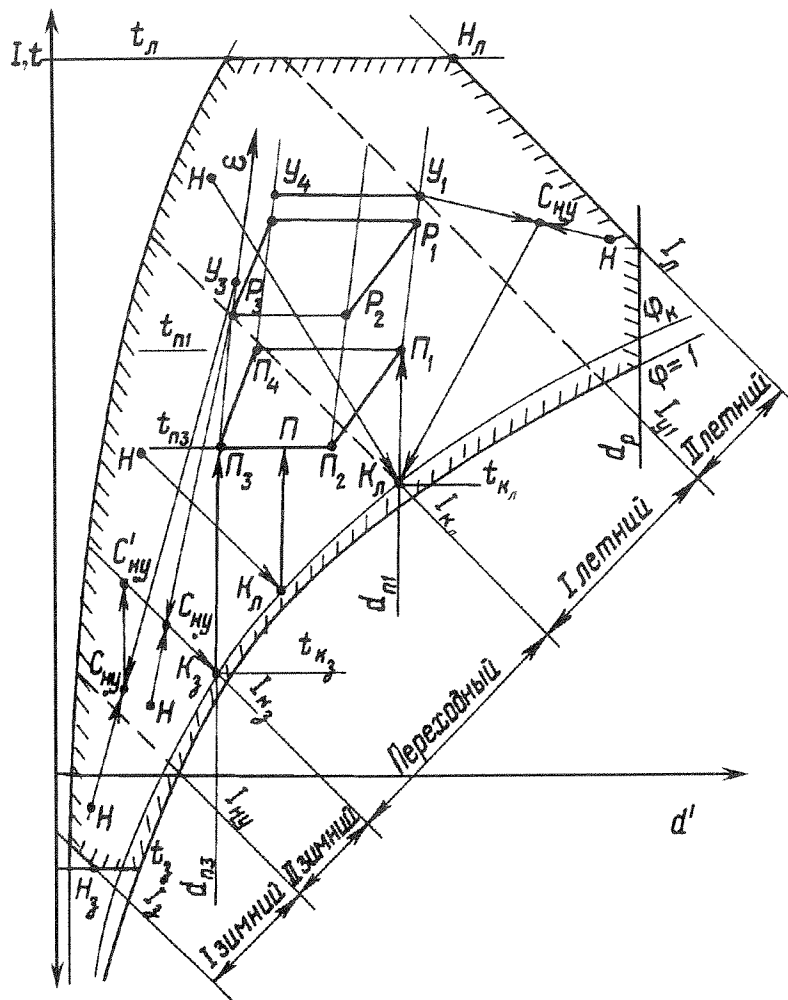


Рис. 13.9. Термодинамическая модель однозональной СКВ с первой рециркуляцией и регулированием влажности воздуха по температуре точки росы

до температуры $t_{П3}$. Влагосодержание приточного воздуха регулируется терморегулятором $РТ4$, датчик которого установлен после камеры орошения. Этот терморегулятор воздействует на клапаны, регулирующие расход наружного и рециркуляционного воздуха, обеспечивая такие их пропорции, при которых энтальпия смеси равна I_{K3} . Терморегулятор $РТ2$, датчик которого установлен в помещении, регулирует подачу теплоносителя в воздушнонагреватель второго подогрева, обеспечивая температуру приточного воздуха, равную $t_{П3}$.

По мере перемещения точки H в сторону изоэнтальпы I_{K3} расход рециркуляционного воздуха уменьшается (сокращается отрезок HC_{ny}). Полное закрытие клапана первой рециркуляции служит сигналом для перевода системы на переходный режим.

При перемещении точки H в сторону изоэнтальпы I_{ny} расход рециркуляционного воздуха увеличивается. Полное открытие клапана первой рециркуляции является сигналом для перехода системы на первый зимний режим работы. Как в первом, так и во втором зимних режимах для нагрева и увлажнения наружного воздуха используют рециркуляционный воздух. Это дает существенную экономию теплоты на первый подогрев воздуха.

Переходный период охватывает состояния наружного воздуха в пределах между изоэнтальпами I_{K3} и I_{K1} . В этот период в системе кондиционирования используют только наружный воздух.

Приготовление приточного воздуха сводится к адиабатному увлажнению наружного воздуха в камере орошения и последующему нагреву его в воздушнонагревателе второго подогрева. Температура точки росы приточного воздуха изменяется от t_{K3} до t_{K1} . Переменной является и теплоотдача воздушнонагревателя второго подогрева. Температура приточного воздуха изменяется по линии $П3П2П1$. Влагосодержание приточного воздуха изменяется от $d_{П3}$ до $d_{П1}$ и определяется исходным состоянием наружного воздуха. Температура приточного воздуха регулируется терморегулятором $РТ2$, который воздействует на клапан, обеспечивающий подачу теплоносителя в воздушнонагреватель второго подогрева.

Сигналом для перевода системы на второй зимний режим является снижение температуры точки росы приточного воздуха до t_{K3} . В этот момент точка H достигает изоэнтальпы I_{K3} .

Сигналом для перехода на первый летний режим является повышение температуры точки росы приточного воздуха до t_{K1} . В этот момент точка H достигает изоэнтальпы I_{K1} , являющейся границей между переходным и первым летним режимами.

В зимний переходный период для приготовления приточного воздуха не требуется искусственное охлаждение. Летние режимы работы отличаются потребностью в холоде, так как получить приточный воздух в этот период за счет адиабатного процесса нельзя.

Первый летний режим охватывает состояния наружного воздуха между изоэнтальпами I_{K1} и I_{y1} , когда в системе используется только наружный воздух. Использование рециркуляционного воздуха в этот период повышает энтальпию наружного воздуха, а следовательно, увеличивает холодильную нагрузку на камеру орошения.

Приготовление приточного воздуха при первом летнем режиме заключается в охлаждении наружного воздуха в камере орошения до состояния $K_л$ с последующим нагревом в воздушнонагревателе второго подогрева до температуры $t_{П1}$.

Для охлаждения воздуха до состояния K_d терморегулятор $PT3$ управляет клапаном, регулирующим температуру подаваемой в камеру орошения воды. Этим регулируется влагосодержание приточного воздуха $d_{П1}$. Терморегулятор $PT2$ контролирует теплоотдачу воздухонагревателя второго подогрева.

Если энтальпия наружного воздуха становится выше энтальпии рециркуляционного воздуха I_{y1} , то его использование приводит к снижению потребности в холоде. Этим обстоятельством обусловлено выделение второго летнего режима.

Второй летний режим охватывает состояние наружного воздуха между изоэнтальпиями I_{y1} и I_d . При этом режиме минимальное количество наружного воздуха смешивается с рециркуляционным, полученная смесь охлаждается в камере орошения до состояния K_d , после чего подогревается в воздухонагревателе второго подогрева до $t_{П1}$. Последовательность состояний воздуха в кондиционере $\rightarrow \frac{H}{y_1} \rightarrow C_{н.у} \rightarrow K_d \rightarrow П_1$.

Таким образом, при регулировании влагосодержания по температуре точки росы приточного воздуха исходный воздух в течение всего года доводится в камере орошения до состояния K ($\phi_K = 0,95+0,98$), после чего нагревается в воздухонагревателе второго подогрева. Даже когда параметры наружного воздуха точно соответствуют параметрам приточного воздуха (зона четырехугольника $П_1П_2П_3П_4$), наружный воздух подвергается охлаждению с последующим нагревом. Такая технология подготовки приточного воздуха обуславливает большой перерасход теплоты и холода. Однако отсутствие надежных регуляторов влажности воздуха вынуждает применять косвенное регулирование влажности.

13.3. ТЕПЛО- И ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Теплоснабжение. В качестве теплоносителя для снабжения теплотой воздухонагревателей систем кондиционирования воздуха, как правило, применяют воду. В отдельных случаях используют пар низкого давления, но при этом устанавливают в обводном канале воздухонагревателей воздушные каналы, регулирующие температуру подогреваемого воздуха.

Воздуонагреватели первого подогрева присоединяют к водяным тепловым сетям по непосредственной схеме. Качественное регулирование теплоотдачи воздухонагревателей в зависимости от температуры наружного воздуха осуществляется в этом случае централизованно в соответствии с температурным графиком работы теплосети.

Воздуонагреватели второго подогрева и местных или зональных доводчиков снабжаются водой с постоянной температурой.

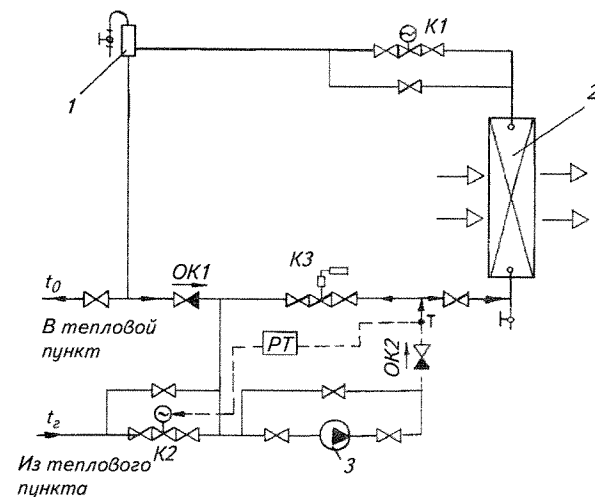


Рис. 13.10. Принципиальная схема смесительной установки теплоснабжения воздухонагревателей второго подогрева:
1 — воздухосорбник; 2 — воздухонагреватель второго подогрева;
3 — насос

Для приготовления воды с постоянной температурой используют смесительные установки (рис. 13.10).

По этой схеме вода из подающей линии теплосети проходит через автоматический клапан $K2$, смешивается с частью воды, возвращающейся из воздухонагревателей. Циркуляция воды в контуре создается насосом. Клапаном $K2$ управляет терморегулятор PT , поддерживающий постоянную температуру воды перед воздухонагревателями. После воздухонагревателей вода частично отводится в обратную линию теплосети, а частично на рециркуляцию к насосу через обратный клапан $OK1$.

Для регулирования теплоотдачи воздухонагревателей устанавливают клапаны $K1$, которыми управляет $PT2$ системы кондиционирования воздуха. При частичном или полном закрытии этих клапанов вода также частично или полностью поступает по обводной линии с регулятором $K3$. В теплый период года, когда температура воды в теплосети поддерживается на постоянном уровне, смесительная установка отключается и циркуляция воды через воздухонагреватели осуществляется по обводной линии у насоса.

Расчетную температуру воды, подаваемой к воздухонагревателям второго, местного или зонального подогрева, обычно принимают в пределах $60-70^\circ\text{C}$. Температура обратной воды $40-50^\circ\text{C}$.

Теплоноситель с постоянной температурой можно готовить с помощью водоводяных теплообменников по независимой, закрытой схеме (рис. 13.11). По этой схеме вода из подающей линии теплосети поступает через клапан $K2$ в водоводяной

теплообменник, где нагревает воду до заданной температуры (обычно 60 °С). Обратная вода из теплообменника отводится в обратную линию теплосети. Постоянная температура воды, подаваемой в воздушонагреватели, поддерживается терморегулятором *РТ*, который управляет клапаном *К2*.

Насос создает циркуляцию воды в замкнутом контуре: насос — водоводяной теплообменник — воздушонагреватели — насос. Теплоотдача воздушонагревателей регулируется терморегулятором *РТ2* системы кондиционирования, который воздействует на клапан *К1*, с помощью которого изменяется расход воды. При этом изменяется расход воды, протекающий по обводной линии с регулятором *К3*. Замкнутый контур вторичного теплоносителя снабжается расширительным баком с необходимыми трубопроводами. Температура обратной воды после воздушонагревателей принимается равной 40 °С.

Установки с водоводяными теплообменниками дороже, чем смесительные установки, поэтому их применяют, как правило, только в тех случаях, когда по условиям гидравлического режима тепловых сетей требуется независимая схема присоединения, а также, когда теплоносителем является пар.

Холодоснабжение. Холодоносителем для системы кондиционирования воздуха, как правило, служит вода от холодильных установок и значительно реже от естественных источников холо-

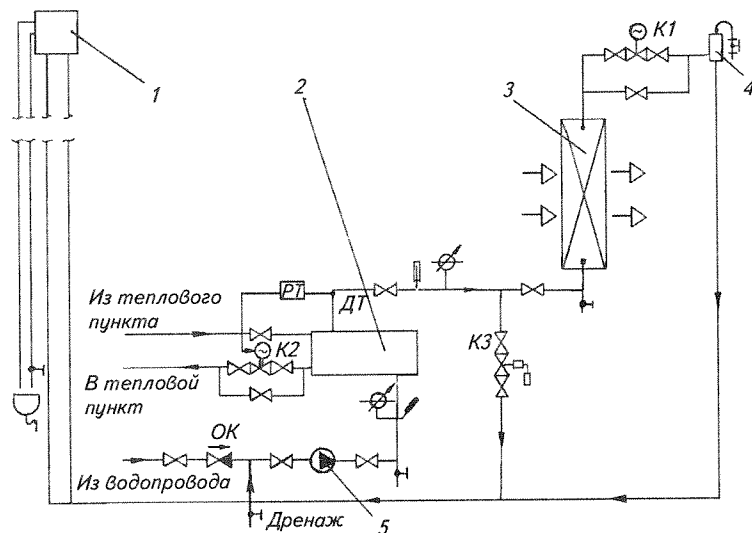


Рис. 13.11. Принципиальная схема смесительной установки теплоснабжения воздушонагревателей второго подогрева, закрытая с водоводяным теплообменником:

1 — расширительный бак; 2 — водоводяной теплообменник; 3 — воздушонагреватель второго подогрева; 4 — воздушосборник; 5 — насос

да. К естественным источникам холода относятся артезианская вода, вода холодных рек и озер и естественный лед.

Артезианскую воду и воду из других естественных источников применяют, когда она имеется в требуемом количестве с достаточно низкой температурой и обеспечивает получение необходимых параметров воздуха при нагреве воды в кондиционере не менее чем на 3 °С. Для непосредственного контакта с воздухом вода должна быть питьевого качества. Артезианская вода имеет постоянную и достаточно низкую температуру, что делает ее хорошим, устойчивым и надежным источником холодоснабжения. Так, в Москве температура артезианской воды равна 8–9 °С, в Санкт-Петербурге 10–11 °С.

Из артезианской скважины холодная вода подается в кондиционер (камеру орошения или поверхностный воздухоохладитель). Отопленная в кондиционере вода может использоваться для технических нужд, выбрасываться в канализацию или подаваться в так называемую диффузионную скважину, через которую поступает в толщу земных пород, где вновь приобретает качества артезианской.

Вода холодных рек и озер по своим качествам и особенностям использования в системах кондиционирования воздуха приближается к артезианской, однако ее наличие определяется климатическими и географическими особенностями районов.

Лед для систем кондиционирования воздуха намораживается в бунтах толщиной 2,5–3 м в зимний период и закрывается слоем теплоизоляции на теплое время года. При помощи льда охлаждается вода, подаваемая в кондиционер для охлаждения воздуха. Она охлаждается в специальных теплообменниках. Непосредственный контакт между льдом и воздухом, обрабатываемым в кондиционерах, не допускается по санитарно-гигиеническим соображениям. Естественный лед применяется для небольших систем с расчетной потребностью в холоде до 650 000 кДж/ч в районах севернее линии Санкт-Петербург — Волгоград — Алма-Ата.

Вода в системах испарительного охлаждения (брызгальных бассейнах, градирнях, камерах орошения) охлаждается в результате подачи скрытой теплоты при испарении воды в воздухе и используется в системе кондиционирования.

Системы испарительного охлаждения эффективны в районах с жарким и сухим климатом. Однако этого охлаждения недостаточно для использования при кондиционировании. Поэтому системы испарительного охлаждения обычно сочетают с системами искусственного холодоснабжения для отвода теплоты от конденсатора холодильных машин. Воду, подаваемую в кондиционер, охлаждает в этом случае холодильная машина.

Холодоносителем в большинстве случаев является вода. При необходимости глубокого охлаждения воздуха в качестве холодоносителя используют рассолы хлористого кальция. В центральных кондиционерах небольшой производительности можно ис-

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

14.1. ЗАДАЧИ ЭКСПЛУАТАЦИИ И ЕЕ ОРГАНИЗАЦИЯ

Эффективность работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха, их надежность, долговечность и экономичность зависят не только от качества проекта, монтажа и наладки систем, но и от правильной их эксплуатации. Опыт использования систем показывает, что в тех случаях, когда эксплуатация систем неудовлетворительная, когда отсутствует контроль за состоянием систем, эффективность работы хорошо выполненных и отрегулированных систем с течением времени снижается, системы утрачивают свои первоначальные качества, техническое состояние оборудования становится неудовлетворительным. Поэтому служба эксплуатации организуется, чтобы обеспечить бесперебойную и эффективную работу систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Служба эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха должна обеспечивать:

- постоянную готовность систем к работе;
- надежность работы на всех режимах;
- поддержание работающими системами требуемого состояния воздуха в обслуживаемых помещениях.

Выполнение этих задач достигается организацией регулярного контроля параметров воздуха в помещениях, правильного повседневного обслуживания всех систем и оборудования, проведением всех видов ремонта, своевременным устранением неисправностей или нарушений в работе, улучшением и рационализацией отдельных элементов и систем.

Лица, занятые эксплуатацией, должны участвовать во всех испытаниях систем и наладке, в составлении технических паспортов на системы и оборудование.

Эксплуатация систем вентиляции и кондиционирования воздуха осуществляется специальными эксплуатационными подразделениями, состав и численность которых зависят от назначения объекта, количества систем вентиляции и кондиционирования воздуха, сложности установленного оборудования. Эксплуатационные подразделения крупных объектов с большим числом систем обычно состоят из группы эксплуатации, наладочной группы и мастерской. На небольших объектах эксплуатацией систем занимается инженер или техник с несколькими специалистами дежурных смен. В небольших зданиях при небольшом числе вентиляционных установок ответственность за эксплуатацию систем вентиляции возлагается на инженера по эксплуатации здания.

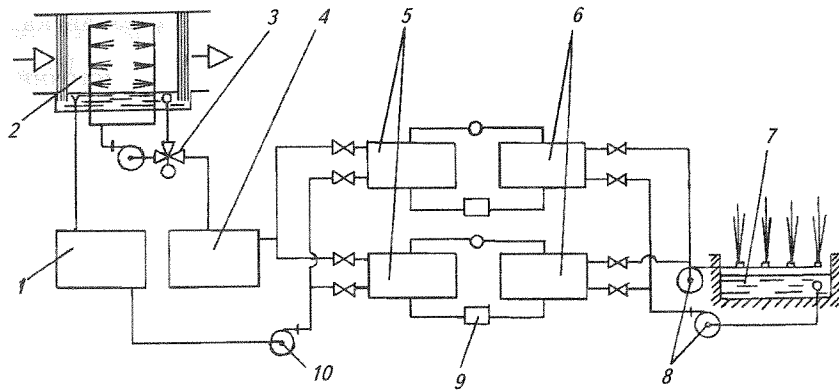


Рис. 13.12. Принципиальная схема холодоснабжения системы кондиционирования воздуха:

1 — бак теплой воды; 2 — камера орошения; 3 — регулируемый клапан; 4 — бак холодной воды; 5 — испарители холодильных машин; 6 — конденсаторы холодильных машин; 7 — брызгальный бассейн; 8 — насосы системы испарительного охлаждения; 9 — компрессоры холодильных машин; 10 — насос холодильной установки

пользовать испаритель компрессионной холодильной машины в качестве поверхностного воздухоохладителя.

В качестве искусственных источников холодоснабжения систем кондиционирования воздуха используют компрессионные, абсорбционные и парожеткорные холодильные установки. Наиболее распространены компрессионные холодильные машины (рис. 13.12).

Отепленная в кондиционерах вода поступает в бак теплой воды, из которого насосами холодильной установки подается в испарители холодильных машин. Из них охлаждаемая вода направляется в бак холодной воды, являющейся аккумулятором холода, из которого по мере необходимости насосами кондиционеров подается в камеры орошения или в воздухоохладители для обработки воздуха.

В системе холодоснабжения обычно используют несколько холодильных машин, что обеспечивает их работу на оптимальных режимах в зависимости от потребности холода в различные периоды, а также лучшие условия эксплуатации систем.

Аккумулятор холода в системе холодоснабжения необходим для экономичной работы холодильных машин. Применение аккумулятора холода позволяет использовать холодильную станцию с меньшей часовой производительностью, чем максимальная часовая потребность в холоде. В этом случае холодильные машины могут работать периодически на наиболее оптимальных режимах, создавая запас холода в аккумуляторе на некоторый период работы кондиционеров. Управление работой системы холодоснабжения осуществляется системой автоматики.

Для организации эксплуатации разрабатывается эксплуатационная документация, в состав которой входят технический паспорт на каждую систему, инструкции по эксплуатации каждой системы и отдельных аппаратов, оперативный журнал, журнал технического обслуживания, инструкции по мерам и правилам безопасности. Кроме того, необходимо иметь проекты всех систем с рабочими и монтажными чертежами и расчетно-пояснительными записками, акты на скрытые работы и на отступления от проектов, допущенные при монтаже.

Паспорт представляет собой техническую характеристику системы. Он составляется строительно-монтажной организацией по результатам испытаний системы, а в дальнейшем периодически проверяется и корректируется в ходе эксплуатации, а также после ремонта.

Инструкция по эксплуатации должна учитывать местные условия и особенности работы системы, квалификацию эксплуатационного персонала и т. д. и в общем случае должна содержать следующие основные данные:

- характеристику требуемого состояния воздуха в обслуживаемых системой помещениях;

- производительность системы при различных режимах ее работы;

- параметры воздуха после различных процессов его обработки; способ регулирования параметров приточного воздуха и воздуха помещений;

- методы регулирования системы по основным ее показателям (производительности по воздуху, теплоносителю, холодоносителю);

- характеристику режимов работы систем, порядок включения и выключения их, а также порядок переключения режимов работы;

- правила и порядок включения и выключения оборудования, установленного в системе;

- указания по контролю за работающими установками и их обслуживанию при работе;

- сроки регламентных работ по техническому обслуживанию систем и оборудования;

- допустимое значение аэродинамических сопротивлений прохождению воздуха через устройства с изменяющимися сопротивлениями (фильтры, калориферы);

- перечень установленных в системе и переносных контрольно-измерительных приборов, а также краткие указания о производстве замеров;

- указания о действиях эксплуатационного персонала в особых условиях (стихийных бедствиях, авариях, пожарах и т. п.);

- фамилию лица, ответственного за обслуживание системы и оборудования.

К инструкции по эксплуатации должны быть приложены принципиальная схема системы вентиляции и кондиционирования

воздуха и схемы снабжения системы теплотой, холодом, водой и электроэнергией.

Всем системам вентиляции и кондиционирования воздуха здания присваивают условные обозначения. Системы приточной вентиляции обычно обозначают буквой П: П1, П2, П3 и т. д.; системы вытяжной вентиляции обозначают буквой В: В4, В5, В6 и т. д.; рециркуляционные системы обозначают буквой Р. Все эти обозначения должны быть на принципиальных схемах систем. Их же наносят яркой несмываемой краской на видные места соответствующих систем, например на кожух вентилятора, корпус кондиционера, боковую стенку воздуховода.

В операционный журнал записывают все обстоятельства, связанные с работой системы. Он предназначен для контроля за состоянием системы, режимами и эффективностью ее работы. Форма журнала должна позволять вести следующие записи:

- время включения и выключения системы и отдельных ее агрегатов;

- характеристику режима работы (номер режима, перечень работающего оборудования, температуру тепло- и холодоносителей);

- параметры наружного, приточного, рециркуляционного и удаляемого воздуха;

- параметра воздуха в обслуживаемых системах помещений; случаи аварий, простоя и других нарушений или неисправностей, их причины и принятые меры;

- перечень работ, проведенных в порядке профилактического обслуживания или устранения неисправностей.

В журнал записывают о всех возникающих в процессе работы неисправностях и об их устранении: включают все случаи прекращения работы в связи с ремонтом, аварией, отсутствием электроэнергии, перерывами в снабжении системы теплоносителем и холодоносителем, все случаи нарушения требуемого состояния воздуха в обслуживаемых помещениях, свидетельствующие о недостаточной эффективности работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Журнал технического обслуживания предназначен для фиксирования работ, проводимых в порядке профилактического технического обслуживания.

14.2. ПРИЕМКА СИСТЕМ В ЭКСПЛУАТАЦИЮ

Приемка вновь смонтированных или прошедших капитальный ремонт систем вентиляции и кондиционирования воздуха производится специальной приемочной комиссией.

Приемке систем в эксплуатацию предшествуют предпусковые испытания и регулировка, выполняемые монтажной и специализированной пусконаладочной организациями в соответствии с требованиями действующих нормативных документов. Акты о выполнении предпусковых испытаний и регулировке систем предъ-

являются приемочной комиссией и прилагаются к приемно-сдаточному акту.

При приемке систем в эксплуатацию приемочная комиссия проверяет качество монтажно-строительных работ, производит испытания систем.

В состав технической и эксплуатационной документации, подлежащей проверке, входят утвержденные проекты систем с рабочими чертежами и пояснительной запиской с изменениями, принятыми при монтаже; протоколы, акты и другие обоснования принятых изменений, акты приемки скрытых работ и акты промежуточной приемки; паспорта и другая документация на оборудование систем; акты предпусковых испытаний и регулировки систем; инструкции по эксплуатации; паспорта систем.

При проверке качества монтажно-строительных работ комиссия производит тщательный наружный осмотр всех смонтированных устройств, проверяет соответствие проекту и правильность установки оборудования систем и надежность его крепления, эксплуатационное состояние вентиляционного оборудования (вентиляторов, кондиционеров, теплообменников, фильтров и др.), наличие приспособлений, фиксирующих отрегулированное положение дросселирующих устройств и легкость управления ими, выполнение противопожарных требований и мер безопасности, выполнение специальных требований проекта.

После проверки документации и осмотра систем комиссия проводит приемочные испытания. Испытания имеют целью проверить работу систем и их оборудования, а также эффективность работы систем по обеспечению требуемого состояния воздуха в помещениях.

Приемка систем в эксплуатацию оформляется актом.

14.3. ИСПЫТАНИЯ И НАЛАДКА СИСТЕМ

Испытания и наладку систем вентиляции и кондиционирования воздуха проводят при пуске их в эксплуатацию, а также периодически при эксплуатации.

Испытания проводятся для проверки эксплуатационного состояния систем и эффективности их работы. Задача наладки заключается в обеспечении эффективной работы систем по поддержанию в помещениях заданного состояния воздуха. Наладка достигается регулировкой оборудования систем в соответствии с их проектными характеристиками и в случае необходимости — корректировкой проектных режимов.

При всех испытаниях систем вентиляции и кондиционирования воздуха должны выдерживаться обязательные положения по обеспечению единства испытаний:

допуски и предельные отклонения на параметры и показатели качества испытываемых агрегатов и систем назначают с уче-

том возможности обеспечения требуемой точности и достоверности результатов испытаний;

испытания проводят по программам (планам) и аттестованным методикам испытаний с применением поверенных в испытательных подразделениях средств измерений.

Состав и характер испытаний систем вентиляции и кондиционирования воздуха определяется многими факторами, зависящими как от самих систем, так и от назначения объекта, его строительных и технологических особенностей.

По содержанию бывают технические испытания и испытания на эффективность. Технические испытания проводят с целью:

проверить соответствие фактического режима работы системы расчетному;

получить технические характеристики системы, необходимые для составления паспорта;

получить исходные данные для регулировки и наладки системы.

При технических испытаниях проверяют:

производительность, развиваемое давление и частоту вращения рабочего колеса вентиляторов, а также бесшумность их работы; влияние на работу вентиляторов запыленности фильтров;

распределение воздуха по отдельным участкам вентиляционной сети и их сопротивления;

степень герметичности воздуховодов;

расход воздуха через воздухоподаточные или воздухоприемные устройства;

теплоотдачу воздухонагревательных установок;

интенсивность теплообмена в воздухоохладителях;

характер работы контактных теплообменных аппаратов (расход воды, температуру воды и др.);

степень очистки воздуха в фильтрах и их сопротивление потоку воздуха;

потребляемую мощность и частоту вращения электродвигателей.

Если в результате испытаний установлено, что производительность вентилятора, объем воздуха, проходящего через воздухоподаточные и воздухоприемные устройства, не соответствует проектным значениям, то систему следует отрегулировать.

Испытания на эффективность проводят, чтобы выявить эффективность работы систем по обеспечению в помещениях заданного состояния воздуха. Такие испытания должны проводиться при работе всех систем, обеспечивающих вентиляцию и кондиционирование воздуха помещений в условиях расчетного режима поступления вредных выделений.

При испытаниях на эффективность необходимо установить:

фактические метеорологические параметры воздуха в рабочей зоне помещений;

концентрации пыли, вредных паров и газов в помещениях;

состояние воздуха, забираемого из атмосферы приточными системами (температуру, влажность, концентрации пыли, вредных паров и газов);

параметры воздуха, удаляемого вытяжными системами.

Испытания на эффективность проводят при приемке систем в эксплуатацию и периодически в ходе эксплуатации на действующих объектах при нормальной работе технологического оборудования и нормальной его загрузке.

По организации и объему испытаний различают испытания оборудования (отдельные испытания), автономные и комплексные испытания систем.

Испытания оборудования являются техническими испытаниями отдельных агрегатов и устройств, входящих в систему. В результате таких испытаний получают технические характеристики агрегатов и устройств.

Автономные испытания проводят применительно к отдельным системам, чтобы проверить согласованность работы всего оборудования и устройств, входящих в систему. По своему содержанию автономные испытания могут быть техническими и испытаниями на эффективность.

Технические автономные испытания охватывают весь круг вопросов, составляющих объем технических испытаний.

Автономные испытания на эффективность работы систем проводят при условии расчетного режима поступления в воздух помещений вредных выделений. В противном случае такие испытания будут неполными, так как на их основе нельзя сделать вывода об эффективности работы системы при расчетных условиях. Обычно неполные автономные испытания на эффективность проводят монтажные организации при подготовке систем к сдаче. Автономные испытания на эффективность систем, находящихся в эксплуатации, могут быть полными.

Комплексные испытания являются общими для всего здания или объекта и заключительными. До них проводят отдельные испытания оборудования и автономные испытания систем, а также их регулировку и наладку на расчетный режим работы. При комплексных испытаниях в работу на расчетных режимах включается все технологическое и другое оборудование, которое в соответствии с условиями технологических процессов должно работать одновременно с системами вентиляции и кондиционирования воздуха. Как правило, при комплексных испытаниях проверяют и испытывают все технологическое и техническое оборудование сооружений и объектов, что позволяет судить об эффективности работы всех систем в целом. Комплексные испытания проводят при приемке объектов и систем в эксплуатацию. По своему содержанию комплексные испытания систем вентиляции и кондиционирования воздуха являются испытаниями на эффективность.

При комплексных испытаниях могут быть выявлены недостатки в работе систем в части обеспечения требуемого эффекта в условиях работы всего технологического оборудования. Для устранения этих недостатков может потребоваться дополнительная наладка систем или отдельных элементов.

В зависимости от назначения различают испытания предпусковые, приемочные и эксплуатационные (контрольные).

Предпусковые испытания проводят с целью проверить правильность и качество монтажа систем и соответствие режимов их работы проектным значениям. Эти испытания по своему содержанию являются техническими. Предпусковые испытания составляют часть пусконаладочных работ, проводимых при подготовке систем к сдаче в эксплуатацию. Вместе с предпусковыми испытаниями проводят предпусковую регулировку систем для доведения режимов работы оборудования и систем до расчетных значений. Предпусковые испытания и регулировку осуществляет монтажная организация. Первая серия испытаний, проводимых после монтажа, должна выявить соответствие смонтированной системы проекту и получить исходные данные для регулировки. Испытания системы после регулировки проводят для проверки, приведена ли система в соответствие с проектными условиями.

Приемочные испытания систем осуществляются специальной приемочной комиссией. Эти испытания проводят с целью всесторонне проверить состояние, режим и эффективность работы систем в расчетных условиях.

При приемке производят полностью или выборочно технические испытания оборудования систем, а также автономные и комплексные испытания самих систем. На оборудование, которое не подвергалось испытанию при приемке, должны прилагаться акты предпусковых испытаний, проводимых монтажной организацией. Основным видом испытаний, позволяющим судить об эффективности работы систем по поддержанию требуемого состояния воздуха в помещениях в расчетных условиях, являются комплексные испытания, которые должны быть необходимым элементом приемочных испытаний.

Эксплуатационные испытания проводят для контроля за состоянием и эффективностью работы систем, находящихся в эксплуатации. Эксплуатационные (контрольные) испытания могут быть автономными и комплексными. Объем испытаний определяется особо в каждом отдельном случае. Периодичность испытаний устанавливается специальными инструкциями. При недостаточной эффективности работы систем проводят контрольные технические испытания с целью выявить причины нарушения эффективности работы. В соответствии с результатами контрольных испытаний производят эксплуатационную регулировку и наладку систем на необходимый режим и эффективность работы. Наладку осуществляют после испытаний или одновременно с ними.

14.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ И СИСТЕМ

Измерение давлений воздуха. Для измерения атмосферного давления применяют барометр-анероид. Принцип действия его основан на свойстве упругих тел изменять свою форму в зави-

симости от производимого на них давления. Приемником давления в анероиде является герметичная металлическая коробка с волнистой поверхностью. В коробке создано разрежение. Атмосферное давление, стремящееся сдвинуть коробку, уравновешивается плоской пружиной, которая оттягивает крышку коробки вверх. При изменении атмосферного давления коробка деформируется. При увеличении атмосферного давления коробка сжимается и конец пружины опускается. При уменьшении давления крышка коробки поднимается, а вместе с ней поднимается конец пружины. К пружине с помощью передаточного механизма прикреплен стрелка указателя, которая передвигается вправо или влево при изменении давления. Под стрелкой на циферблате нанесены деления, соответствующие показаниям барометра. Для снижения влияния температуры на значение деформации коробки и пружины анероид снабжен температурным компенсатором. Чтобы анероид не подвергался резким колебаниям температуры, его помещают в закрытый футляр, который открывают только во время измерения давления.

При измерении атмосферного давления открывают крышку футляра и в первую очередь отсчитывают по термометру при анероиде температуру с точностью до десятой доли градуса. Затем, постучав слегка пальцем по стеклу анероида, снимают показания стрелки по шкале прибора. Постукивание по стеклу необходимо для преодоления трения в передаточном механизме прибора.

После снятия показаний анероида крышку футляра закрывают. Атмосферное давление вычисляют путем введения к показаниям анероида необходимых поправок (шкаповой, температурной и инструментальной), которые приводятся в поправочном свидетельстве, прилагаемом к анероиду.

Для измерения давлений воздуха в воздуховодах систем вентиляции и кондиционирования воздуха применяют микроанометры с пневмометрическими трубками. Микроанометрами измеряются не абсолютные давления внутри воздуховодов, а разность давлений в воздуховоде и атмосфере, т. е. избыточное давление. С помощью микроанометров измеряют относительные полное и статическое давления, а также динамическое давление, возникающее при движении воздуха в воздуховодах.

Наиболее часто применяют микроанометры типа ММН (микроанометр многопредельный для измерения избыточного давления). Погрешность измерений не превышает $\pm 1\%$. Принцип действия микроанометра основан на вытеснении и перемещении жидкости в сообщающихся сосудах под действием разности давлений, уравновешиваемых гидростатическим давлением столба жидкости.

Микроанометр типа ММН (рис. 14.1) состоит из металлического корпуса, неподвижной металлической чашки, поворотной стеклянной трубки со шкалой, которая закреплена на рамке и может поворачиваться относительно оси корпуса прибора на угол от

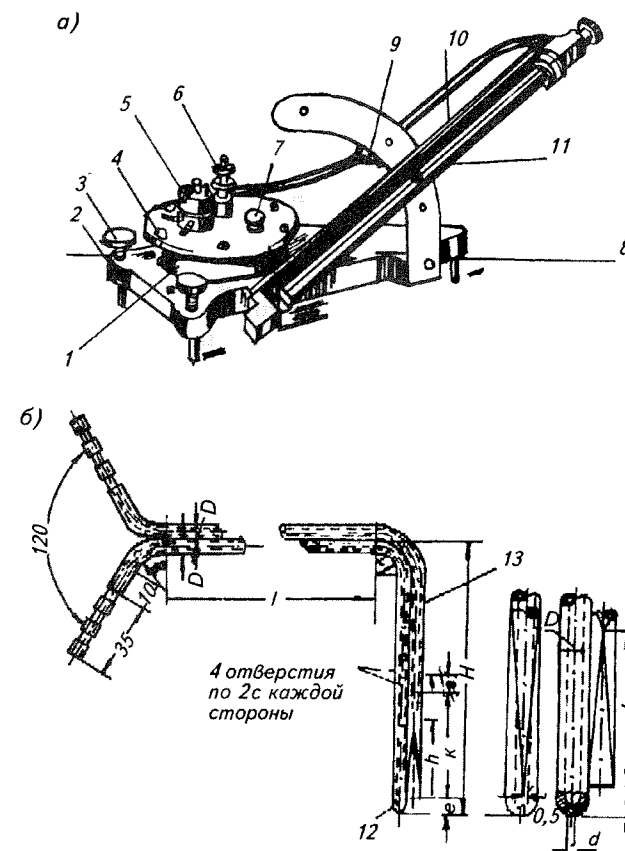


Рис. 14.1. Микроанометр ММН (а) и пневмометрическая трубка МИОТ (б):

1 — резервуар; 2 — станина; 3 — регулировочный винт; 4 — крышка резервуара; 5 — ручка трехходового крана; 6 — винт для установки уровня жидкости в трубке к нулевому делению шкалы; 7 — пробка; 8 — стойка; 9 — фиксатор; 10 — кронштейн; 11 — стеклянная измерительная трубка; 12 — трубка для восприятия полного давления воздуха; 13 — трубка с отверстиями для восприятия статического давления потока воздуха; H — высота трубки; l — длина трубки; D — диаметр трубки; h — высота среза трубки статического давления; e — разность высот трубок; d — диаметр отверстия

10 до 90° . Геометрическая ось вращения трубки совпадает с нулевым делением шкалы. Положение рамки фиксируется на скобе фиксатором. Прибор заполняется этиловым спиртом.

Перед измерениями станина прибора при помощи регулировочных винтов устанавливается в горизонтальное положение по показаниям продольного и поперечного уровней. Специальным регулировочным винтом на резервуаре уровень спирта в трубке приводится к нулевому делению шкалы. Эта операция проводит-

ся при положении ручки крана-переключателя против нулевой отметки. Для производства измерения давления ручку крана-переключателя проворачивают по направлению движения часовой стрелки до упора.

Давление H определяют как произведение отсчета по измерительной трубке n на коэффициент $k = \gamma_{\text{ж}} \sin \alpha$, учитывающий угол наклона трубки и удельный вес спирта, находящегося в приборе ($H = kn$).

Значения коэффициента k вычислены для этилового спирта ($\rho = 0,8095 \text{ г/см}^3$) и нанесены на стойке прибора у отверстий, на которых фиксируется угол наклона трубки.

При использовании в микроманометре спирта или жидкости плотностью, отличной от принятого для ММН спирта с $\rho = 0,8095 \text{ г/см}^3$, давление воздуха, измеряемое с помощью ММН, подлежит корректировке:

$$P_{\text{кор}} = \frac{\rho_{\text{ж}}}{0,8095} \frac{P_{\text{изм}}}{(1 + \beta)(t_{\text{ж}} - 20)}, \quad (14.1)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность использованной жидкости, г/см^3 ; $t_{\text{ж}}$ — температура жидкости, $^{\circ}\text{C}$; β — коэффициент объемного расширения (для спирта $\beta = 0,0011$, для воды $\beta = 0,00015$).

Для устранения влияния пульсации воздушного потока на положение мениска жидкости в стеклянной трубке микроманометра в один из резиновых шлангов, соединяющих пневмометрическую трубку с ММН, вводят демпфер.

Пневмометрические трубки предназначены для непосредственного восприятия давления воздуха и передачи его к манометру. Пневмометрические трубки бывают различных конструкций, но в практике вентиляционных измерений чаще других используют трубки МИОТ (Московского института охраны труда).

Пневмометрическая трубка МИОТ (рис. 14.1, б) состоит из двух металлических трубок диаметром 3–6 мм, спаянных по длине. Одна из трубок, имеющая полушаровую головку с отверстием посередине, предназначена для измерения полных давлений; другая, имеющая глухой скошенный с двух сторон конец и четыре отверстия диаметром 0,5–0,8 мм в стенках на некотором удалении от глухого конца, предназначена для замера статического давления. Длина трубки определяется диаметром воздуховода, в котором производят измерения.

При измерениях давления пневмометрическая трубка резиновыми шлангами присоединяется к штуцерам трехходового крана микроманометра. Пневмометрические трубки вводятся в воздуховод через специальные небольшие отверстия. Схема присоединения пневмометрической трубки к микроманометру при измерении полного, статического и динамического давлений на линии всасывания и нагнетания показана на рис. 14.2.

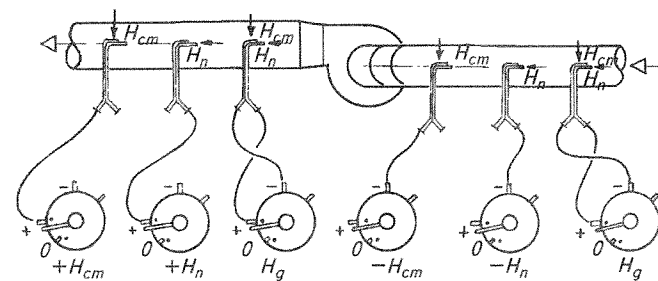


Рис.14.2. Схема присоединения пневмометрической трубки к штуцерам трехходового крана микроманометра ММН при измерении давлений потока воздуха в воздуховоде (H_n , $H_{ст}$, H_d — полное, статическое и динамическое давление в воздуховоде, Па)

На всасывающей линии (до вентилятора) полное и статическое давления отрицательны, поэтому соответствующие резиновые шланги присоединяют поочередно к штуцеру «–» на трехходовом кране микроманометра.

На нагнетательной линии (за вентилятором) полное давление положительно, поэтому резиновый шланг от пневмометрической трубки присоединяют к штуцеру «+» на трехходовом кране. Статическое давление на линии нагнетания может быть как положительным, так и отрицательным, поэтому резиновый шланг от пневмометрической трубки, воспринимающей статическое давление, присоединяют к штуцеру «+» или «–» в зависимости от знака статического давления. При измерении давлений воздуха в воздуховодах микроманометр следует располагать в помещении, в котором давление воздуха соответствует атмосферному.

По динамическому давлению в сечении воздуховода вычисляют скорость движения воздуха.

При проведении измерений необходимо иметь в виду, что микроманометры являются чувствительными приборами, поэтому при работе с ними необходимо периодически контролировать начальное положение мениска спирта у нулевого давления шкалы и следить за горизонтальным положением станины прибора по уровням.

Измерение скорости движения воздуха анемометрами. Для измерения скорости воздушных потоков применяют анемометры: механические (крыльчатые типа АСО-3 и чашечные типа МС-13) и электрические (термоанемометры) конструкции ЛИОТ, ВНИИГС, Уральского промстройинипроекта.

Крыльчатый анемометр АСО-3 (рис. 14.3) предназначен для измерения скорости движения воздуха в пределах 0,2–5 м/с, осредненной за определенный промежуток времени. Анемометр состоит из корпуса-обечайки, внутри которого помещена крыльчатка, и счетного механизма. Под действием воздушного потока крыльчатка вращается. Частота вращения крыльчатки зависит

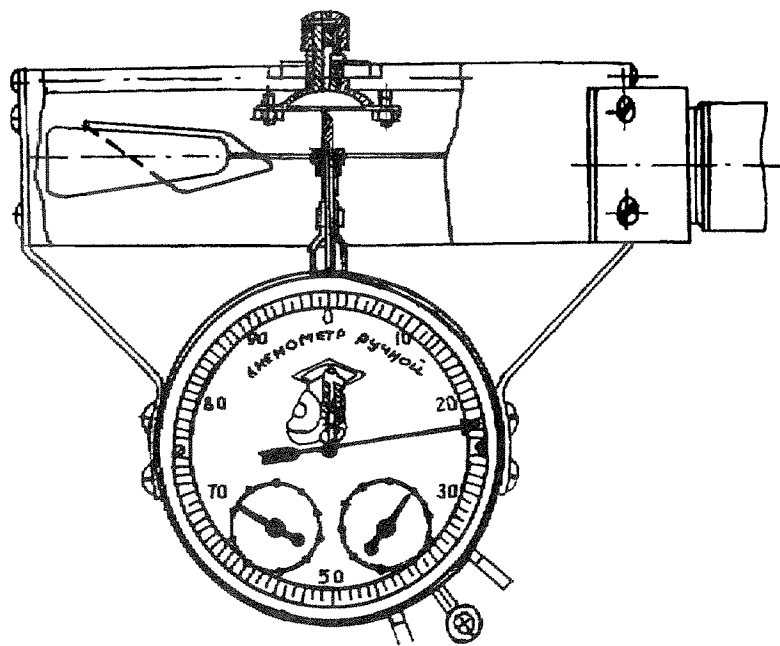


Рис. 14.3. Крыльчатый анемометр

от скорости потока воздуха. Число оборотов крыльчатки фиксируется счетным механизмом. При измерении анемометр с выключенным счетным механизмом помещают в поток воздуха так, чтобы ось крыльчатки была параллельна потоку воздуха.

Чашечный анемометр МС-13 (рис. 14.4) предназначен для измерения средней скорости движения воздуха в пределах 1–20 м/с и состоит из вертушки, вращающейся под воздействием воздушного потока, и счетного механизма. Вертушка укреплена на валу, входящем одним концом в корпус счетного механизма.

При измерении прибор помещают в поток воздуха так, чтобы плоскость циферблата счетного механизма была параллельна, а ось вертушки — перпендикулярна к направлению движения воздуха.

Последовательность операций по измерению скорости воздушного потока с помощью крыльчатого и чашечного анемометров одинакова.

Перед началом измерений скорости воздушного потока выключают с помощью арретира счетное устройство и записывают начальное показание счетчика. После этого прибор помещают в поток воздуха, скорость которого измеряют, и дают крыльчатке или вертушке свободно вращаться 5–10 с. Затем одновременно включают счетный механизм анемометра и секундомер. По истечении 30–100 с счетный механизм и секундомер выключают

одновременно и записывают конечное показание счетчика и длительность измерения в секундах.

Делением разности конечного N_2 и начального N_1 показаний счетного механизма на время измерения τ определяют число делений n , приходящихся на 1 с:

$$n = \frac{N_2 - N_1}{\tau}. \quad (14.2)$$

Скорость движения воздушного потока v (м/с) определяют по прилагаемому к прибору тарифовочному графику.

Точность показаний анемометров в значительной степени зависит от соблюдения правил измерения и технического состояния прибора. При измерениях необходимо следить за правильным положением прибора относительно оси потока воздуха. Рекомендуется для контроля измерения производить два-три раза.

Погрешность измерения составляет для крыльчатого анемометра $\pm(0,6v + 0,1)$, для чашечного $\pm(0,6v + 0,3)$.

При измерении скорости движения воздуха в проемах наружных ограждений зданий, в проемах между помещениями, в приточных и вытяжных отверстиях и т. п., анемометры закрепляют на стойках или штангах, чтобы не заслонять площадь живого сечения проема, в котором производят измерения.

В отверстиях площадью 1–2 м² среднюю по сечению скорость воздуха измеряют при медленном равномерном перемещении анемометра по всему сечению отверстия. При больших размерах отверстия его сечение разбивают на несколько равновеликих площадей и измерения проводят в центре каждой из них. Среднюю скорость в сечении отверстия находят как среднее арифметическое из значений измеренных скоростей по всем площадям.

Анемометрами нельзя пользоваться при измерении загрязненного воздуха и для измерения скорости сильно пульсирующего потока. Допустимое колебание скорости не должно превышать $\pm 10\%$ среднего значения, что дает погрешность измерения $\pm(1-1,5)\%$.

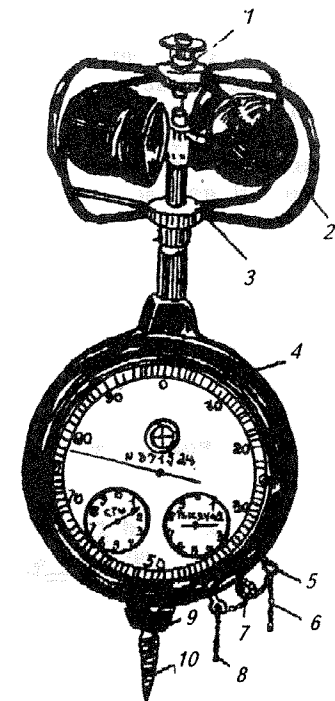


Рис. 14.4. Чашечный анемометр:

1 — винт с подшипником; 2 — вертушка; 3 — ось вертушки; 4 — корпус счетного механизма; 5 и 9 — неподвижные кольца; 6 и 8 — концы шнура; 7 — арретир; 10 — винт с нарезкой

В тех случаях, когда в части проема воздух движется в одном направлении, а в другой — в противоположном, до измерения скоростей определяют положение нейтральной линии в проеме, где скорость воздуха равна нулю. После этого измеряют скорость воздуха по обе стороны от нейтральной линии.

Термоанемометры типа ЛИОТ и ТП-45 (рис. 14.5) являются переносными приборами, предназначенными для измерения скорости воздушного потока и его температуры. В зависимости от модели прибора можно измерять скорость воздушного потока 0,1–5 м/с или 0,1–10 м/с. Диапазон измерения температуры от 0 до 50 °С. Погрешность измерения температуры не превышает 1 %. Термоанемометр работает по принципу измерения охлаждения датчика воздушным потоком. Электрическая схема термоанемометра состоит из неуравновешенного моста постоянного тока, в одно плечо которого включен чувствительный элемент датчика — микротермосопротивление. Электрический ток, проходящий по датчику, регулируется таким образом, чтобы датчик перегревался при скорости потока, равной нулю, на значение, постоянное по отношению к температуре измеряемого воздушного потока. Измерение температуры воздушного потока компенсируется вручную.

При измерении скорости воздушного потока прибор устанавливают в горизонтальное положение, стрелку гальванометра выводят на нулевое деление шкалы, датчик помещают в место измерения скорости потока. По показанию температуры воздуха устанавливают переключатель компенсатора в положение, соответствующее температуре, а переключатель рода работ переводят в положение «скорость». После прогрева датчика (около 30 с) определяют скорость потока по верхней шкале.

Измерение расхода воздуха. Расход воздуха в воздуховоде определяют по значению средней скорости, вычисленной на основании замеренного динамического давления. Расход воздуха L (м³/ч) в воздуховоде определяют по формуле

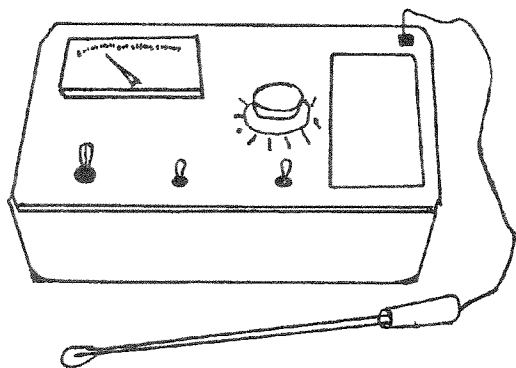


Рис.14.5. Термоанемометр

$$L = 3600 v_{\text{ср}} F, \quad (14.3)$$

где $v_{\text{ср}}$ — средняя скорость воздушного потока, м/с; F — площадь сечения воздуховода, м².

Среднюю скорость вычисляют по уравнению

$$v_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{2P_{\text{д.ср}}}{\rho}}, \quad (14.4)$$

где $P_{\text{д.ср}}$ — среднее динамическое давление, Па; ρ — плотность воздуха, кг/м³.

Для измерения давлений и скоростей движения воздуха в воздуховодах выбирают участки с расположением мерных сечений на расстояниях не менее шести гидравлических диаметров D_h за местом возмущения потока (отводы, шиберы и т. п.) и не менее двух гидравлических диаметров перед ним [36]. Гидравлический диаметр

$$D_h = \frac{4F}{\Pi}, \quad (14.5)$$

где Π — периметр сечения, м.

При отсутствии прямолинейного участка необходимой длины допускается располагать мерное сечение в месте, делящем выбранный участок в отношении 3:1 в направлении движения воздуха. Допускается размещать мерное сечение непосредственно в месте внезапного расширения или сужения потока. При этом размер мерного сечения принимается равным наименьшему сечению канала.

Координаты точки измерений давлений и скоростей, а также количество точек определяются формой и размерами мерного сечения. Мерное сечение воздуховода разбивается на равновеликие площадки (рис. 14.6). В центре каждой площадки при помощи микроанометра и пневмометрических трубок замеряется динамическое давление и по нему определяют скорость движения воздуха. В случае использования других приборов, например термоанемометров, в этих же точках измеряют непосредственно скорость воздуха.

При измерении скорости воздуха в вентиляционных отверстиях необходимо учитывать особенности воздушного потока. Направление воздушного потока, выходящего из вентиляционного отверстия без направляющих лопаток, можно принимать нормальным к плоскости отверстия. Характер распределения скоростей воздуха в потоке зависит от типа воздухораздаточных отверстий. По мере удаления от отверстия скорости воздуха и площади сечения потока существенно изменяются.

Поэтому скорость должна измеряться два раза, причем разница между измерениями средней скорости не должна превышать 5 %. В противном случае необходим третий контрольный замер.

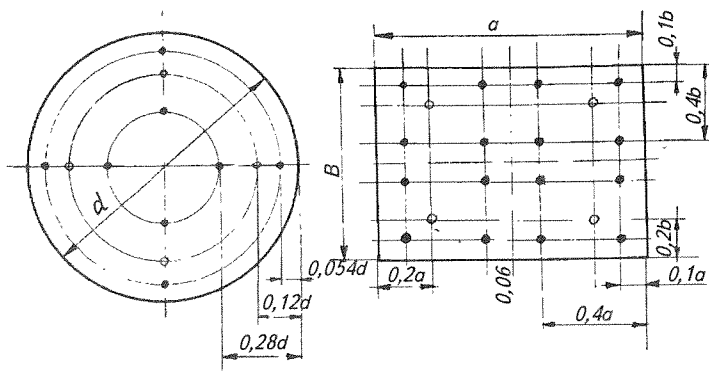


Рис.14.6. Координаты точек измерения давлений в мерном сечении воздуховода:

• — при $100 < d < 300$ мм; $100 < b < 200$ мм; • — при $d > 300$ мм; $b > 200$ мм

Расход воздуха через приточные отверстия с решетками определяют по скорости, замеренной непосредственно у решетки, и вычисляют по формуле

$$L = 3600 v_{\text{ср}} \frac{F_{\text{ж}} + F_{\text{г}}}{2}, \quad (14.6)$$

где $F_{\text{ж}}$ — площадь живого сечения с решеткой, м^2 ; $F_{\text{г}}$ — площадь отверстия по его габаритным размерам, м^2 .

У всасывающих отверстий скорость воздуха по мере удаления от них быстро затухает, поэтому следует измерять скорость непосредственно у входа в отверстие. Для определения количества входящего в отверстие воздуха пользуются формулой

$$L = 3600 \cdot 0,8 v_{\text{ср}} F_{\text{г}}, \quad (14.7)$$

где $F_{\text{г}}$ — габаритное сечение отверстия, м^2 .

При наличии в отверстии направляющих лопаток поток воздуха может быть направлен под углом к нормали сечения отверстия. В этом случае крыльчатка анемометра располагается перпендикулярно к оси потока, а расход воздуха ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$L = 3600 v_{\text{ср}} F_{\text{г}} \sin \alpha. \quad (14.8)$$

Измерение температуры и влажности воздуха. Для измерения температуры воздуха применяют жидкостные термометры, полупроводниковые термометры типа ЭТП и другие приборы. Чаще применяют жидкостные (обычно ртутные) термометры с ценой деления $0,1-0,5$ °С.

Температуру воздуха в воздуховодах измеряют при испытаниях систем вентиляции и кондиционирования воздуха на эффективность их работы, при испытаниях воздухонагревателей, камер орошения и т. п. Для измерения температуры воздуха в возду-

ховоде термометры вводят внутрь воздуховода через специальные отверстия или люки. Термометр необходимо вставлять так, чтобы его резервуар находился как можно глубже в потоке воздуха. Шкала термометра справедлива, когда глубина его погружения равна высоте столбика измерительной жидкости. При этом жидкость, находящаяся в резервуаре и капилляре, имеет температуру измеряемой среды.

В боковой стенке воздуховода термометр закреплен в резиновой пробке. При измерении температуры во всасывающем воздуховоде недопустимы неплотности в месте установки термометра, так как проникающий через них воздух из помещения может исказить показания термометра.

Места измерения температуры воздуха в воздуховоде выбирают так, чтобы исключить облучение термометра теплообменниками или другими поверхностями, а также отдачу теплоты излучением от термометра к холодным поверхностям. Термометры не должны подвергаться вибрации. Термометр нужно устанавливать в местах с равномерным распределением температуры по сечению воздуховода.

Показания термометра следует снимать не ранее чем через 5 мин после установки его, при этом не следует дотрагиваться до резервуара термометра руками, дышать на него, освещать спичками.

Температуру воздуха в рабочей зоне помещения следует измерять на высоте 1,5 м от пола, вдали от холодных наружных ограждений и оборудования, излучающего теплоту, и вне зоны действия приточных струй и солнечных лучей. Резервуар термометра должен свободно омываться воздухом. Измерять температуру воздуха вблизи горячих и холодных поверхностей следует аспирационным психрометром, резервуары термометров которого защищены от воздействия теплового облучения.

Для непрерывного измерения и записи температуры воздуха в течение суток и более длительного времени используют самопишущие приборы-термографы, электронные самопишущие многоточечные и одноточечные приборы с термометрами сопротивления.

Температуру поверхностей измеряют термощупами или поверхностными термометрами.

Относительную влажность воздуха измеряют как в помещениях, так и в воздуховодах. Наиболее часто при испытаниях и наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха применяют психрометрический метод определения относительной влажности воздуха. Этот метод основан на измерении температуры воздуха двумя термометрами: сухим и смоченным (на резервуар последнего надет смачиваемый дистиллированной водой чулок из батиста или кисеи). Разность в показаниях сухого и смоченного термометров называют психрометрической разностью. По этой разности определяют относительную влажность воздуха.

Для измерения относительной влажности воздуха чаще всего используют аспирационный психрометр МВ-4М с механическим приводом вентилятора (рис. 14.7). Пределы шкалы термометров от -31 до $+51$ °С. Цена деления термометров $0,2$ °С. Диапазон измерения относительной влажности $10-100$ % при температуре от -10 до $+40$ °С.

Аспирационный психрометр состоит из двух одинаковых ртутных термометров, закрепленных в специальной оправе, и аспира-

ционной головки, содержащей вентилятор с заводным механизмом. Резервуары термометров помещены в защитные трубки с воздушным зазором между ними, чтобы предохранить чувствительные части термометров от нагрева тепловым облучением. Наружная поверхность трубок тщательно отполирована. Сами трубки изолированы одна от другой теплоизоляционными шайбами. Защитные трубки соединены аспирационной чашкой с воздухопроводной трубкой, на верхнем конце которой укреплена аспирационная головка. Чувствительная часть правого термометра обернута батистом в один слой и перед работой смачивается чистой дистиллированной водой.

Отполированные и никелированные поверхности прибора защищают его от влияния теплового излучения окружающих предметов, поэтому психрометр не требует какой-либо дополнительной защиты. Достоинством аспирационного психрометра является создание в нем постоянной скорости движения воздуха у резервуаров термометров, что обеспечивает высокую точность измерений.

Для измерения относительной влажности воздуха психрометр вывешивают в месте измерений при отрицательной температуре воздуха за 30 мин и при положительной температуре — за 15 мин до начала измерений. За 30 мин до начала измерений при отрицательной температуре и за 4 мин при положительной температуре смачивается термометр, обернутый батистом. При отрицательной температуре воздуха термометр необходимо смачивать так, чтобы вся старая корка льда на батисте растаяла. Чтобы убедиться

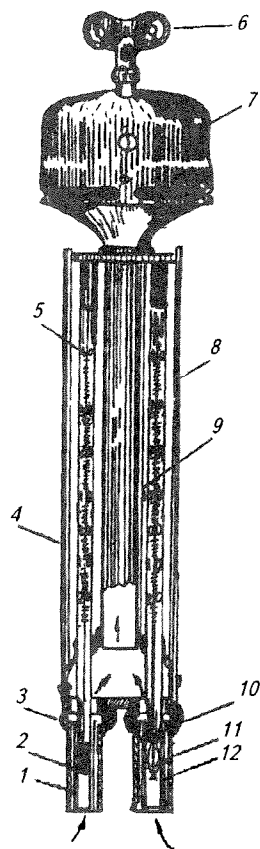


Рис. 14.7. Аспирационный психрометр:

1 и 12 — защитные трубки; 2 и 11 — внутренние трубки; 3 и 10 — пластмассовые втулки; 4 — планочная защита термометров; 5 — сухой термометр; 6 — заводной ключ; 7 — аспиратор; 8 — смоченный термометр; 9 — трубка для прохода воздуха

в этом, необходимо при смачивании термометра дождаться, пока температура смоченного термометра поднимется на $2-3$ °С выше нуля.

При смачивании термометра нельзя допускать попадания воды на сухой термометр, ибо увлажнение его искажает показания прибора. После смачивания термометра заводят вентилятор. Отсчет по термометрам производят по истечении 4 мин после пуска вентилятора. При производстве отсчетов сначала следует быстро считать десятые доли градуса по сухому и смоченному термометрам, записать результаты и только после этого отсчитать и записать целые градусы.

По психрометрической разности определяют относительную влажность воздуха с помощью психрометрических таблиц, психрометрического графика или по $I-d$ -диаграмме.

Относительную влажность воздуха в воздуховоде измеряют с помощью сухого и смоченного термометров, которые вводят в воздуховод через отверстия в его стенках. По показаниям этих термометров определяют относительную влажность воздуха обычным способом с учетом скорости движения воздуха в воздуховоде. Следует заметить, что для измерения относительной влажности воздуха в воздуховодах нельзя применять аспирационный психрометр ввиду его неэффективности из-за искажения результатов.

Парциальное давление водяного пара p_n в исследуемом воздухе вычисляют по формуле

$$p_n = p_n - A(t_c - t_m)B, \quad (14.9)$$

где p_n — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре смоченного термометра t_m , Па; A — психрометрический коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха вдоль резервуара смоченного термометра, при скорости воздуха $2-3$ м/с (в аспирационном психрометре) $A = 0,0007$; t_c — температура по сухому термометру; t_m — температура по смоченному термометру; B — барометрическое давление, Па.

Аспирационный психрометр является лучшим прибором для определения температуры и влажности воздуха при положительной температуре воздуха.

Измерение радиационной температуры. Радиационная температура различна в разных точках помещения, поэтому измеряют ее на постоянных рабочих местах, а в помещениях с незакрепленными рабочими местами — на высоте $1,5$ м от уровня пола на удалении 1 м от наружной стены.

Для определения радиационной температуры необходимо измерить температуру по шаровому термометру, температуру и скорость движения воздуха в месте нахождения шарового термометра.

Шаровой термометр (рис. 14.8) представляет собой обычный термометр, резервуар которого помещен в центре полого, зачерненного снаружи медного шара диаметром 150 мм. Часть шкалы термометра находится снаружи шара.

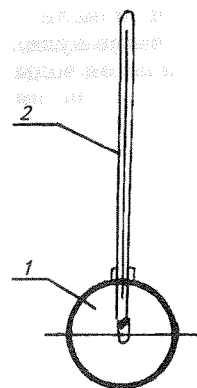


Рис. 14.8. Шаровой термометр:
1 — пустотелый шар;
2 — термометр

Наружная зачерненная поверхность шара участвует в теплообмене излучением со всеми окружающими шар поверхностями. Усредненное значение температуры, складывающееся в центре шара под влиянием лучистого теплообмена, фиксируется термометром. Влияние конвективного теплообмена наружной поверхности шара с воздухом помещения на температуру шара оценивают по температуре и скорости движения воздуха в месте расположения шарового термометра.

Шаровой термометр устанавливают в точке измерения не менее чем за 20 мин до начала измерения. В помещениях с высокой плотностью размещения людей радиационную температуру следует измерять в их отсутствие. Показания по шаровому термометру отсчитывают одновременно с измерением температуры и скорости движения воздуха в месте нахождения шарового

термометра. По результатам указанных измерений радиационную температуру определяют с помощью номограммы (рис. 14.9).

На левой вертикальной шкале номограммы откладывают разность между показаниями шарового $t_{ш}$ и обычного $t_{в}$ термометров, на горизонтальной шкале — скорость движения воздуха v (м/с). Через точки проводят прямую линию до пересечения со второй вертикальной шкалой. Точку пересечения соединяют второй прямой линией с точкой на последней (четвертой) вертикальной шкале, соответствующей температуре по шаровому термометру $t_{ш}$. Пересечение этой линии с третьей вертикальной шкалой дает искомую радиационную температуру ($^{\circ}\text{C}$) и соответствующую ей среднюю интенсивность излучения ($\text{Дж}/(\text{см}^2 \cdot \text{с})$).

Измерение результирующей температуры. Результирующая температура является комплексным показателем микроклимата помещения, который количественно характеризует общий тепловой эффект совместного действия на организм человека температуры, влажности и подвижности воздуха, а также радиационной температуры.

При определении результирующей температуры измеряют температуру воздуха, влажность воздуха, скорость его движения и радиационную температуру. На основе значений этих четырех показателей определяют результирующую температуру по номограмме (см. рис. 14.9).

На сетчатой шкале номограммы находят точку, показывающую температуру и скорость движения воздуха. Эту точку соединяют прямой линией с соответствующей точкой на шкале радиационных температур. От пересечения данной прямой линии с первой вертикальной шкалой слева проводят вторую прямую линию к соответствующей точке шкалы парциального давления водяного пара. Пересечение второй прямой с одной из наклон-

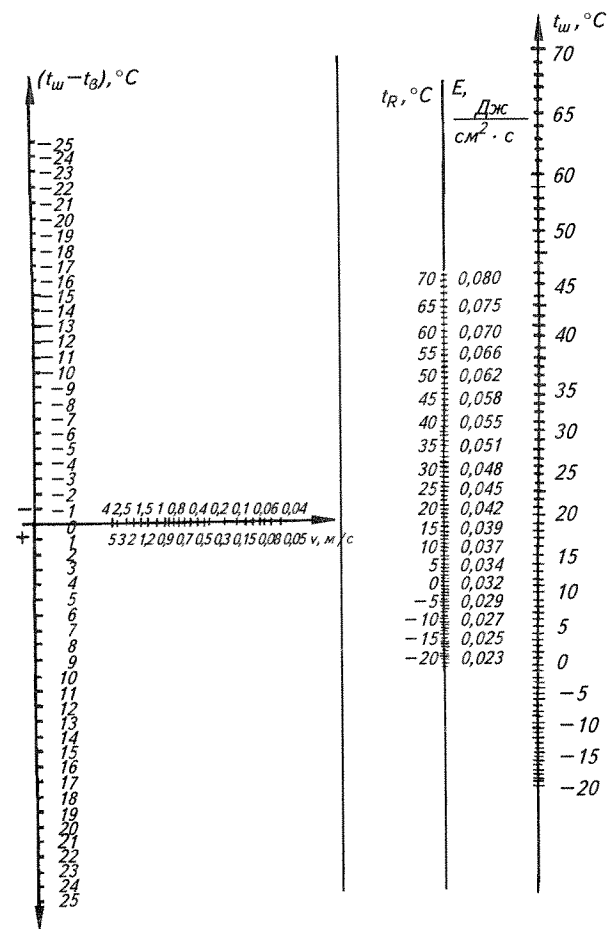


Рис. 14.9. Номограмма для определения средней рациональной температуры:

$(t_{ш} - t_{в})$ — разность температур по шаровому и обычному термометрам, $^{\circ}\text{C}$;
 t_R — средняя радиационная температура, $^{\circ}\text{C}$; v — скорость движения воздуха, м/с; E — средняя интенсивность излучения, $\text{Дж}/(\text{см}^2 \cdot \text{с})$

ных линий центральной сетчатой шкалы, соответствующей скорости движения воздуха, показывает искомую результирующую температуру.

Результирующую температуру помещения сравнивают с нормативной и по их соотношению оценивают состояние микроклимата помещения.

Измерение избыточного давления воздуха (подпора) в убежищах. Подпор воздуха измеряют для оценки герметичности убежищ и эффективности работы вентиляционного оборудования. Для этого используют обычно микроанометр ММН. Прибор уста-

навливают в горизонтальном положении на минимальном расстоянии от объекта исследования или внутри его. Место и высоту установки прибора выбирают таким образом, чтобы было удобно обслуживать его и наблюдать за его показаниями, при этом принимают меры, чтобы прибор не испытывал вибраций и тряски.

При установке микроманометра вне исследуемого объекта (помещения, сооружения) штуцер «+» трехходового крана соединяют с помощью резиновой трубки с тем пространством, в котором предполагается измерять подпор воздуха. Место ввода резиновой трубки в объект тщательно герметизируется. Результаты измерения определяют по показаниям шкалы прибора с учетом угла наклона трубки.

При установке внутри объекта (помещения, сооружения) штуцер «+» остается свободным, а на штуцер «-» надевается резиновая трубка, другой конец которой выводится из исследуемого помещения (сооружения) наружу.

Для измерения подпора воздуха в помещении (сооружении) могут быть использованы и другие манометры.

Измерение стабильных широкополосных акустических шумов в помещении. При измерении стабильных акустических шумов регистрируются общий или суммарный уровень шума, уровень звука и уровень звукового давления в октавных полосах частот.

Общий или суммарный уровень шума — показатель звукового давления низко-, средне- и высокочастотного шума, а также шума нескольких источников. Определяют его шумомером по шкале С и выражают в децибелах. При этом уровни звукового давления отдельных частотных полос или источников шума суммируют, начиная с максимального, по формуле

$$L'_{\text{сум}} = L'_{\text{max}} + \Delta L', \quad (14.10)$$

где $\Delta L'$ — поправка к максимальному уровню шума, принимаемая по значениям, приведенным ниже.

Разность суммируемых уровней шума ($L'_{\text{max}} - L'$), дБ	0	1	2	3	4	5	6	8	10
Поправка $\Delta L'$ к большему уровню шума, дБ	3,0	2,6	2,2	1,8	1,5	1,2	1,0	0,5	0,4

Окончательный результат округляется с точностью до 1 дБ.

При равных слагаемых или при сложении уровней шума от нескольких источников, равноудаленных от точки измерения, суммарный уровень определяют по формуле

$$L'_{\text{сум}} = L' + 10 \lg n, \quad (14.11)$$

где L' — один из измеряемых уровней шума, дБ; $10 \lg n$ — член уравнения, численное значение которого зависит от количества слагаемых величин.

Уровень звука — показатель, характеризующий звуковое давление среднечастотного и высокочастотного шума. Он измеряется шумомером по шкале А и выражается в децибелах.

Уровень звукового давления в октавных полосах частот измеряют шумомером, имеющим октавные, полуоктавные или треть-октавные полосы частот, и выражают в децибелах.

Акустические шумы измеряют на рабочих местах специалистов, на уровне головы на расстоянии 10 см от уха при наличии в помещении не менее 50 % штатного персонала.

При измерении шума в сооружениях с большой площадью помещений измерительную аппаратуру устанавливают:

на расстоянии 5 м от стены;

на расстоянии 5 м между точками замера по ширине помещения;

на расстоянии 20 м между точками по длине помещения.

При открытых каналах, излучающих шум, измерение производят под углом 45° к плоскости его поперечного сечения, на расстоянии 1 м от края канала.

При наличии нескольких источников шума производят последовательно раздельное измерение уровней шумов на расстоянии 10 см от каждого источника с последующим определением их частотных спектров.

Для ориентировочной оценки уровней постоянных акустических шумов применяют шумомер Ш-3м с комбинированным микрофоном и анализатором шума АШ-2м, позволяющий измерять уровни шума в динамическом диапазоне от 25 до 130 дБ и частотой от 36 до 11 000 Гц.

Для точных измерений и регистрации параметров шума применяют прибор ИШВ-1, позволяющий измерять шум в диапазоне с частотой от 16 до 11 200 Гц и интенсивностью от 40 до 140 дБ.

В каждой точке шум измеряют трижды при одном и том же режиме работы источников шума и учитывают среднее значение трех измерений.

Результаты измерений шума оформляют в виде протокола с указанием характера шума и величины превышения норм.

14.5. АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ ИСПЫТАНИЕ СЕТЕЙ ВОЗДУХОВОДОВ И РЕГУЛИРОВАНИЕ РАСХОДОВ ВОЗДУХА

Аэродинамическое испытание сети воздуховодов производят для определения фактического расхода воздуха в отдельных ответвлениях сети и воздуховыпускных (воздухоприемных) отверстиях, сопротивления проходу воздуха на всех участках сети и оборудования и для проверки герметичности воздуховодов.

Аэродинамическое испытание вентиляционных сетей проводят при полностью открытых дросселирующих устройствах, имеющих как на общем воздуховоде, так и на всех ответвлениях

от него. Регулирующие устройства воздухораспределителей также должны быть полностью открыты.

Давление воздуха в воздуховодах измеряют при помощи пневмометрических трубок и микроманометра. Места для измерения давлений намечают так, чтобы можно было определить потерю давления, а также расходы воздуха по отдельным ответвлениям и участкам сети.

Потери давления на участках определяют как разность замеренных полных давлений в начале и конце участка. Расход воздуха через сечения воздуховода определяют по замеренным динамическим давлениям.

Расход воздуха через вентиляционное отверстие может быть определен как разность расходов воздуха по замеренным динамическим давлениям в воздуховоде до и после отверстия.

Подсосы или утечки воздуха в сети воздуховодов определяют как разность между фактической подачей вентилятора и суммарным количеством воздуха, проходящего через все приточные или вытяжные отверстия. По балансу в расходах воздуха по воздуховодам и через вентиляционные отверстия судят о степени герметичности воздуховодов.

При испытании воздуховодов на герметичность допустимую утечку воздуха на участке воздуховода определяют по формуле

$$L_{ут} = C \frac{L_p l_{уч}}{l_c}, \quad (14.12)$$

где C — коэффициент, принимаемый для металлических воздуховодов 0,002, для воздуховодов в строительном исполнении 0,05; L_p — расчетный расход в испытываемой ветви, м³/г; $l_{уч}$ — длина испытываемого участка, м; l_c — длина ветви (от вентилятора до конца испытываемого участка), м.

При испытании всей ветви $l_{уч}/l_c = 1$.

Величина $L_{уч}$ должна быть не более 10 % от L_p ; в противном случае выявляют и устраняют неплотности.

В процессе эксплуатации систем герметичность воздуховодов проверяют не реже одного раза в год путем сравнения расхода воздуха на выходе из вентилятора с суммарным расходом воздуха, подаваемого через приточные устройства.

В зданиях с повышенными требованиями к герметичности воздуховодов последние на стадии монтажа системы вентиляции испытывают на герметичность с помощью переносного вентилятора. В случае отклонения фактических расходов воздуха от расчетных (проектных) регулируют вентиляционную сеть, чтобы обеспечить проектный расход воздуха на всех участках и в вентиляционных отверстиях. После регулировки производят проверочные испытания.

Расход воздуха, перемещаемого по сети, регулируют введением дополнительных сопротивлений на соответствующих участ-

ках или в отверстиях (с помощью дросселирующих устройств или диафрагм, устанавливаемых между фланцами).

К регулировке распределения воздуха по участкам вентиляционной сети приступают после того, как убедились, что вентилятор обеспечивает общий необходимый или несколько больший расход воздуха.

Регулировку сети можно осуществить следующими способами: уравниванием отношений фактических и требуемых расходов воздуха с использованием характеристик участков сети; последовательным уравниванием отношений фактических и требуемых расходов воздуха;

постепенным приближением к заранее заданному отношению фактического и требуемого расхода воздуха.

Первый способ применяют в тех случаях, когда дросселирующие органы установлены на прямых участках воздуховодов на расстоянии не менее пяти диаметров за местным сопротивлением и не менее двух диаметров до последующего местного сопротивления, а также при возможности производства замеров сопротивления всех ответвлений.

Второй способ применяют при регулировке разветвленных сетей, отсутствии условий для установки дросселирующих органов и невозможности измерить потери давления в ответвлениях.

Третий способ применяют для малоразветвленных сетей, с небольшим числом вентиляционных отверстий и при отсутствии условий для установки дросселирующих органов и замеров потерь давления в ответвлениях.

При регулировке первым способом вычисляют фактические характеристики концевых участков сети, сопротивления транзитных участков при требуемых расходах воздуха, требуемые сопротивления концевых дросселирующих участков и их требуемые характеристики и определяют угол поворота дроссельных клапанов или диаметры диафрагм. После произведенных расчетов дроссельные устройства переводят в необходимые положения или устанавливают диафрагмы нужного размера и выполняют контрольные замеры расхода воздуха.

Регулировку способом последовательного уравнивания отношений фактических и требуемых расходов воздуха осуществляют в два этапа: по отверстиям каждого ответвления и по ответвлениям сети. При этом добиваются одного и того же отношения $L_{ф}/L_{тр}$ во всех отверстиях и во всех ветвях сети.

Регулировку проводят в указанной ниже последовательности.

В двух наиболее удаленных от вентилятора отверстиях одного ответвления сети с помощью регулирующих устройств устанавливают отношение фактических расходов воздуха, равное требуемому:

$$\frac{L_{1ф}}{L_{2ф}} = n; \quad (14.13)$$

$$\frac{L_{1\text{тр}}}{L_{2\text{тр}}} = n, \quad (14.14)$$

где $L_{1\text{ф}}$ и $L_{2\text{ф}}$ — фактические расходы соответственно через первое и второе отверстия, м³/ч; $L_{1\text{тр}}$ и $L_{2\text{тр}}$ — требуемые расходы воздуха соответственно через первое и второе отверстия, м³/ч.

Принимая два отрегулированных отверстия за одно, регулируют их с последующим, добиваясь равенства

$$\frac{L_{1\text{ф}} + L_{2\text{ф}}}{L_{3\text{ф}}} = \frac{L_{1\text{тр}} + L_{2\text{тр}}}{L_{3\text{тр}}} = n, \quad (14.15)$$

где $L_{3\text{ф}}$ и $L_{3\text{тр}}$ — фактический и требуемый расходы воздуха через третье отверстие, м³/ч.

При этом все три отверстия оказываются отрегулированными на одно и то же отношение n .

Последующие отверстия регулируют исходя из условия равенства

$$n = \frac{L_{1\text{ф}} + L_{2\text{ф}} + \dots + L_{(n-1)\text{ф}}}{L_{n\text{ф}}} = \frac{L_{1\text{тр}} + L_{2\text{тр}} + \dots + L_{(n-1)\text{тр}}}{L_{n\text{тр}}}. \quad (14.16)$$

Таким образом регулируют L по отверстиям всех ветвей.

После окончания регулировки по отверстиям необходимо снова определить фактические расходы воздуха по ветвям.

Отрегулировав все ответвления по отверстиям, производят регулировку по ответвлениям сети, начиная с двух наиболее удаленных от вентилятора ответвлений, в которых устанавливают расход воздуха, отвечающий отношению

$$\frac{L_{\text{отв1ф}}}{L_{\text{отв2ф}}} = \frac{L_{\text{отв1тр}}}{L_{\text{отв2тр}}} = n. \quad (14.17)$$

Остальные ответвления регулируют также этим методом. В результате такой регулировки будет обеспечено одно и то же отношение $L_{\text{ф}}/L_{\text{тр}}$ во всех ветвях сети.

Расхождение между уравненными отношениями фактического и необходимого расходов должно быть не более 5 % для местных вентиляционных установок и не более 10 % для общеобменных.

После такого уравнивания для доведения общего расхода и расхода по участкам до требуемых по проекту значений необходимо регулировкой подачи вентилятора обеспечить общий необходимый расход $L_{\text{тр}}$ в магистральном воздуховоде после вентилятора.

Регулировку способом постепенного приближения к заранее задуманному отношению фактического и требуемого расхода воздуха начинают с регулировки по ветвям, а затем по отверстиям.

При этом способе учитывают, что подача вентилятора после регулировки снижается на 10–20 %, поэтому регулировку производят соответственно отношениям $0,9 \frac{L_{\text{ф}}}{L_{\text{тр}}}$ или $0,8 \frac{L_{\text{ф}}}{L_{\text{тр}}}$.

Вначале устанавливают предварительное (приближенное) соответствие расхода воздуха по ответвлениям сети заданному отношению, а затем производят такую же приближенную регулировку по отдельным отверстиям каждого ответвления. После этого вновь проверяют и корректируют распределение воздуха по ответвлениям и отверстиям. Работу продолжают в такой последовательности до тех пор, пока расхождение между отношением фактического расхода воздуха к требуемому в каждом отверстии не превысит допустимого.

После регулировки вентиляционной сети определяют изменившуюся подачу и полное давление, развиваемое вентилятором. Если подача вентилятора не соответствует требуемой, необходимым расход воздуха обеспечивается регулированием вентилятора.

14.6. ИСПЫТАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Испытание вентилятора в сети воздухопроводов проводят, чтобы определить и сопоставить с проектными и каталожными данными фактический режим его работы. Поэтому в процессе испытаний вентилятора определяют создаваемое вентилятором давление, объем перемещаемого им воздуха, частоту вращения рабочего колеса и в некоторых случаях КПД. Все необходимые величины измеряют при полностью открытых регулирующих устройствах у вентилятора (шибер у нагнетательного патрубка, направляющий аппарат у всасывающего патрубка).

Для определения подачи вентилятора и развиваемого им давления необходимо измерить полное и динамическое давления на всасывающей и нагнетательной линиях у вентилятора. Замеры этих давлений следует выполнять в сечениях возможно ближе к вентилятору. При наличии непосредственно примыкающих к вентилятору прямых участков воздуховода длиной не менее 6 диаметров воздуховода сечение для замера давлений выбирают на расстоянии 4–5 диаметров за местным сопротивлением, но не менее двух диаметров до последующего по движению воздуха местного сопротивления. При отсутствии прямолинейных участков давления измеряют в непосредственной близости к вентилятору на участках за местными сопротивлениями (у плоскости фланцевых соединений всасывающего и нагнетательного патрубков радиальных вентиляторов или у фланцевых соединений всасывающего и нагнетательного воздухопроводов с обечайкой и коллектором осевых вентиляторов, установленных в воздуховоде). При испытании вентилятора с двусторонним всасыванием его

подачу определяют замерами расходов на прямых участках линии нагнетания.

Полное давление, развиваемое вентилятором, определяют путем суммирования абсолютных значений полных давлений на линии всасывания и нагнетания. При этом должны быть учтены потери давления между сечениями, в которых произведен замер давлений, и сечениями фланцевых соединений всасывающего и нагнетательного патрубков вентилятора.

Расходы воздуха на всасывающей и нагнетательной линиях определяют по замеренным средним значениям динамического давления. Подачу вентилятора определяют как среднее арифметическое расходов в этих сечениях.

Мощность на валу вентилятора N_v (кВт) вычисляют по формуле

$$N_v = N_3 \eta_3 \eta_{\Pi}, \quad (14.18)$$

где N_3 — мощность, потребляемая электродвигателем, кВт; η_3 η_{Π} — КПД электродвигателя и передачи соответственно.

Все измерения должны производиться при постоянной частоте вращения рабочего колеса вентилятора, которую измеряют перед началом аэродинамических замеров и после их окончания.

Перед сопоставлением фактического режима работы вентилятора с указанным по каталогу необходимо замеренное полное давление, развиваемое вентилятором, привести к стандартным условиям воздуха (при давлении 101 325 Па, температуре 20 °С и относительной влажности 50 %) по формуле

$$H_{\Phi} = \frac{H_{\Pi} 101325 (273 + t)}{293B}, \quad (14.19)$$

где H_{Φ} — измеренное полное давление, приведенное к стандартным условиям, Па; H_{Π} — измеренное полное давление, Па; t — измеренная температура воздуха в воздуховоде, °С; B — измеренное барометрическое давление, Па.

Полученные значения полного давления и подачи вентилятора наносят на характеристику вентилятора, указанную в каталоге. Если точка Γ на графике (рис. 14.10), определяемая фактической подачей L_{Φ} и фактическим полным давлением H_{Φ} , падает на кривую $H = f(L)$ характеристики вентилятора по каталогу для замеренной частоты рабочего колеса, то вентилятор следует считать соответствующим каталогу. Отклонение от характеристики каталога допускается в пределах 5 %. Приведем некоторые возможные отклонения местоположения фактической рабочей точки от проектного и причины этих отклонений.

1-й случай. В результате испытания вентилятора оказалось, что его подача L_{Φ} и давление H_{Φ} (точка 2 на рис. 14.11, а) отличаются от проектных (точка 1). Взаимное положение этих точек свидетельствует о том, что расхождение в местоположении этих

точек не могло произойти из-за поставки некачественного вентилятора, так как обе рабочие точки лежат на напорной характеристике вентилятора $H = f(L)$ при данной частоте вращения. Характеристика сети, проходящая через точку 2, более крутая по сравнению с проектной. Это может быть следствием отключения части ответвлений в сети или частичного закрытия тех регулирующих устройств, которые должны быть открыты. И то и другое легко устранимо. Причиной несоответствия проекту положения фактической рабочей точки может быть также некачественный монтаж системы. В частности, в результате низкого качества выполнения фасонных частей, отдельных звеньев и т. п. могут резко возрасти потери давления в сети, что приведет к изменению характеристики сети и смещению рабочей точки. Устранить эту причину можно переделкой и исправлением дефектных участков сети.

2-й случай. Фактическая рабочая точка лежит правее проектной на одной и той же напорной характеристике (рис. 14.11, б). Такое несоответствие не может быть вызвано поставкой некачественного вентилятора. Действительная подача вентилятора больше проектной, действительная характеристика сети более пологая, чем проектная.

Причиной такого изменения характеристики сети чаще всего является недостаточная герметизация воздухопроводов. Чем больше неплотностей в сети, тем более пологая ее характеристика. Негерметичность воздухопроводов должна быть устранена, после чего действительная характеристика сети будет соответствовать проектной.

Другая причина рассматриваемого изменения характеристики сети заключается в том, что при проектировании вентиляционных сетей многие сопротивления рассчитывают с завышением (результат стремления проектировщиков иметь некоторый запас). Для устранения расхождения между действительной и проектной характеристиками сети следует выполнить дросселирование ее, в результате чего действительная рабочая точка 2 переместится в проектное положение 1.

3-й случай. Фактическая рабочая точка 2 лежит ниже проектной точки 1 на одной и той же характеристике сети (рис. 14.11, в), но смещена относительно напорной характеристики вентилятора при $n = n_{\text{пр}}$. Если проверка покажет, что частота вращения рабочего колеса вентилятора соответствует проектному, это означает,

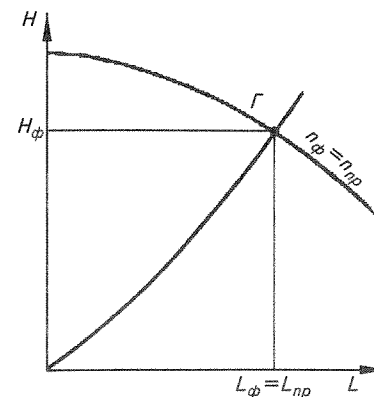


Рис. 14.10. Режим работы вентилятора, соответствующего каталогу

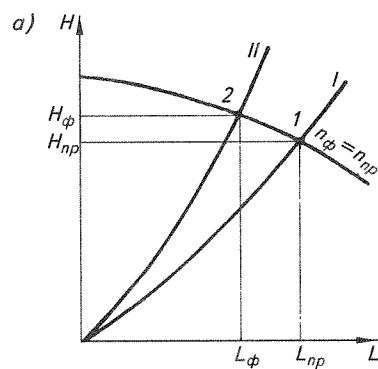
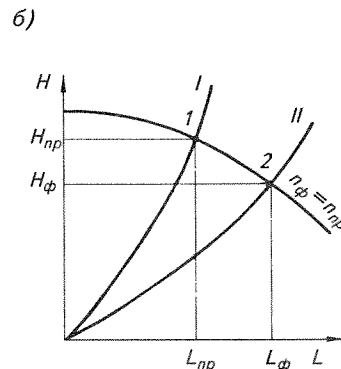
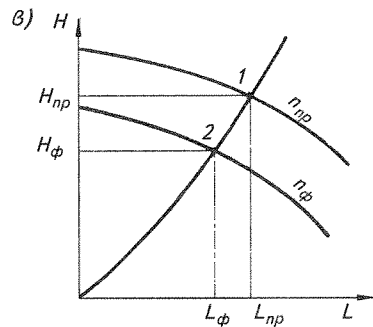


Рис. 14.11. Вариант расположения фактической и проектной рабочих точек:

1 — проектная рабочая точка; 2 — фактическая рабочая точка; I — проектная характеристика сети; II — фактическая характеристика сети

что действительная характеристика вентилятора не соответствует указанной в каталоге. Следовательно, причина заключается в некачественном изготовлении данного вентилятора.

Кроме этих случаев, в практике могут встретиться различные их комбинации, когда одновременно действуют несколько причин из числа рассмотренных.

При значительном отклонении точки 2 от кривой характеристики вентилятора необходимо проверить правильность вращения рабочего колеса, соответствие его кожуху вентилятора, зазор между рабочим колесом и всасывающим патрубком, загрязнение лопаток колеса, засоренность воздухопроводов, загрязнение пылеулавливающих устройств. Обнаруженные недостатки следует устранить и снова замерить полное давление и подачу вентилятора.

Фактическая подача вентилятора может отличаться от проектной как в случае соответствия, так и в случае несоответствия вентилятора характеристике по каталогу. Причиной этого расхождения могут быть несоответствие фактической частоты вращения проектной, неисправности сети, ошибки в монтаже и ошибки в расчете сети. Неисправности сети обнаруживают осмотром ее. Обнаруженные неисправности устраняют. Если и после этого расхождение в подаче вентилятора остается, то его регулируют, либо изменяя частоту вращения его рабочего колеса (т. е. изме-

няя характеристику вентилятора), либо изменяя характеристику сети. При недостаточной подаче увеличивают частоту вращения рабочего колеса вентилятора или заменяют его на другой типоразмер. При подаче больше необходимой уменьшают частоту вращения рабочего колеса вентилятора или создают в воздуховоде у вентилятора дополнительное место сопротивления за счет установки диафрагмы.

При наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха на заданную эффективность их работы окончательное решение о необходимости изменения фактического режима работы отдельных установок применяют с учетом технико-экономических требований и достигнутой степени эффективности действия систем в целом.

Частоту вращения рабочего колеса вентилятора можно увеличить при условии соблюдения допустимой окружной скорости рабочего колеса, а также достаточной мощности установленного электродвигателя.

Необходимую частоту вращения $n_{тр}$ для достижения требуемой подачи $L_{тр}$ определяют по формуле

$$n_{тр} = n_{ф} \frac{L_{тр}}{L_{ф}}. \quad (14.20)$$

При изменении частоты вращения изменяются развиваемые вентилятором давление пропорционально квадрату частоты вращения и мощности пропорционально кубу частоты вращения:

$$H_{тр} = H_{ф} \left(\frac{n_{тр}}{n_{ф}} \right)^2; \quad (14.21)$$

$$N_{тр} = N_{ф} \left(\frac{n_{тр}}{n_{ф}} \right)^3. \quad (14.22)$$

Таким образом, с увеличением частоты вращения рабочего колеса возрастают давление, развиваемое вентилятором, и особенно потребляемая мощность, поэтому при необходимости значительного увеличения подачи вентилятора (более 40 %) оказывается целесообразным заменить воздухопроводы, чтобы изменить характеристики сети или поставить другой вентилятор.

14.7. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА КАЛОРИФЕРНЫХ УСТАНОВОК

В результате испытания калориферной установки должны быть определены аэродинамическое сопротивление установки и ее фактическая теплопроизводительность.

Перед испытанием установки следует проверить и при необходимости очистить теплообменную поверхность от пыли и других загрязнений, выправить при наличии повреждений элементы оребрения, уплотнить соединения между калориферами и между строительными конструкциями и калориферами, проверить наличие гильз и штуцеров на трубопроводах для измерения температуры и давления теплоносителя и др. Расход воздуха через установку следует довести до проектного. Схема размещения измерительных приборов показана на рис. 14.12.

Аэродинамическое сопротивление калориферной установки определяют обычным способом по разности полных давлений воздуха до и после установки. Расход воздуха через установку определяют по динамическому давлению, замеренному микроанометром на прямом участке воздуховода, находящегося вблизи калориферной установки. Для контроля расход воздуха следует определять до и после калориферной установки. Если калориферная установка расположена в камере и к ней есть доступ, расход воздуха до и после калориферов определяют измерением скорости воздуха анемометром (чашечным или крыльчатый). Измерения анемометром осуществляют по фронту оребрения калориферов в плоскости присоединительных фланцев.

Количество воздуха, проходящего через калориферную установку, определяют по формуле (14.3).

В процессе измерений аэродинамического сопротивления калориферной установки и расхода воздуха нужно полностью закрыть обводной канал, чтобы весь воздух проходил через калориферы.

Фактическое сопротивление калориферной установки проходу воздуха сопоставляют с проектным значением сопротивления.

Испытание калориферной установки на теплоотдачу производят при температуре воды на входе в калорифер, соответствующей расчетному температурному графику, составленному в зависимости от температуры наружного воздуха. Необходимая температура обратной воды, соответствующая указанному графику,

достигается регулированием количества воды, проходящей через калориферную установку. При теплоносителе паре его давление должно соответствовать расчетному.

При испытаниях калориферной установки на теплоотдачу необходимо замерить: расход воздуха через установку L , м³/ч;

температуру воздуха, поступающего в калориферную установку $t_{н.ф}$ и выходящего из нее $t_{к.ф}$;

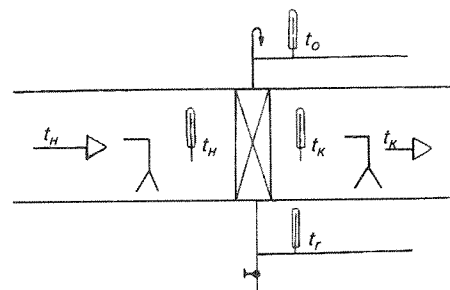


Рис. 14.12. Схема расположения измерительных приборов при испытании воздухонагревательной установки

температуру воды на входе в калориферную установку $t_{г.ф}$ и на выходе из нее $t_{о.ф}$ или давление пара.

Все эти измерения следует производить при установившемся тепловом режиме. О стабилизации теплового режима судят по температуре воды и воздуха, которые должны оставаться постоянными в течение 30 мин до начала испытаний и во время испытаний.

Фактическую теплоотдачу калориферной установки $Q_{ф}$ определяют по формуле

$$Q_{ф} = Gc(t_{к.ф} - t_{н.ф}), \quad (14.23)$$

где c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К).

Фактическую теплоотдачу калориферной установки приводят к расчетным условиям (при расчетной температуре воздуха на входе в установку $t_{н}$ и расчетных температурах теплоносителя $t_{г}$, $t_{о}$, $t_{п}$) по следующим формулам:

при теплоносителе воде

$$Q_p = Q_{ф} \frac{t_{г} + t_{о} - 2t_{н}}{t_{г.ф} + t_{о.ф} - 2t_{н.ф}}, \quad (14.24)$$

при теплоносителе паре

$$Q_p = Q_{ф} \frac{t_{п} - t_{н}}{t_{п.ф} - t_{н.ф}}. \quad (14.25)$$

Значения теплоотдачи калориферной установки, определенные по формулам (14.24) или (14.25), сравнивают с проектной. При существенном несоответствии проектным данным определяют фактическое значение коэффициента теплоотдачи и сопоставляют его с коэффициентом теплопередачи, определенным для данного типа калорифера при фактической массовой скорости воздуха и скорости воды по формулам или графикам, имеющимся в каталоге.

Фактическое значение коэффициента теплопередачи испытуемой калориферной установки определяют по формуле

$$K_{ф} = \frac{Q_{ф}}{F\Delta t_p}, \quad (14.26)$$

где F — площадь теплоотдающей поверхности установки, м²; Δt_p — расчетная разность температур воздуха и теплоносителя в установке.

При теплоносителе воде

$$\Delta t_p = \frac{t_{г.ф} + t_{о.ф}}{2} - \frac{t_{н.ф} + t_{к.ф}}{2}. \quad (14.27)$$

$$\Delta t_p = t_{п.ф} - \frac{t_{н.ф} + t_{к.ф}}{2} \quad (14.28)$$

В случае необходимости измеряют потери давления воды при проходе через калориферную установку.

Если в результате испытаний получены значения коэффициента теплоотдачи, потерь давлений воздуха и воды, отличающиеся от проектных (расчетных) более чем на 10 %, следует выявить причины расхождений, устранить их и провести повторные испытания.

Основной причиной расхождений коэффициентов теплопередачи могут быть отложения солей в трубах калориферов. Чтобы проверить наличие отложений, снимают коллекторную крышку калорифера и осматривают внутренние поверхности трубок. Обнаруженные отложения удаляют, если это оправдывается затратами. В противном случае калориферы заменяют новыми. Другими причинами расхождений коэффициентов теплопередачи могут быть загрязнение теплоотдающей поверхности калориферов, отклонение конструктивных характеристик калориферов от паспортных (теплоотдающая поверхность, диаметр трубок, живое сечение и т. п.).

Калориферная установка не требует наладки, если ее теплоотдача при температурах обратной воды, соответствующих температурному графику теплосети, во всех расчетных режимах отвечает требуемой, а скорость движения воды в трубах калорифера не менее значений, указанных в табл. 14.1.

Если скорости воды в трубах в рассматриваемом режиме ниже рекомендуемых, то следует изменить схему обвязки или реконструировать калориферную установку.

Если теплоотдача калориферной установки выше требуемой, то ее можно снизить следующими способами:

уменьшением расхода теплоносителя воды, проходящей через установку;

обводом воздуха по обводному каналу мимо калориферов;

отключением отдельных калориферов установки.

Способ уменьшения теплоотдачи калориферов установки выбирают с учетом сохранения скорости воды в трубах, не менее указанной в табл. 14.1, и температуры воды, не превышающей заданных температурным графиком.

Таблица 14.1
Рекомендуемая минимальная скорость движения воды
в трубах калорифера, м/с

Направление движения теплоносителя	При температуре теплоносителя, °С		
	150	130	95
Сверху вниз	0,02	0,02	0,03
Снизу вверх	0,45	0,4	0,3

Увеличение теплоотдачи калориферной установки может быть достигнуто следующими способами:

увеличением расхода теплоносителя воды;

увеличением температуры воды или давления пара на входе в установку.

Если возможности использования каждого из этих способов ограничены и не дают желаемого результата или полностью отсутствуют, то для увеличения теплоотдачи калориферной установки необходима ее реконструкция (изменение схемы обвязки калориферной установки с параллельной на последовательную по теплоносителю, увеличение теплоотдающей поверхности установки).

После доведения расхода воздуха через установку до заданного значения и наладки системы теплоснабжения производят контрольные испытания калориферной установки. Результаты испытаний сопоставляют с проектными значениями определяемых величин.

14.8. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА ФОРСУНОЧНОЙ КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ

Испытание камер орошения производят, чтобы определить ее холодопроизводительность, эффективность тепловлагообмена в камере, коэффициент орошения, сопротивление камеры проходу воздуха и другие характеристики. Наладку камеры орошения выполняют для достижения проектных параметров воздуха на выходе из камеры при расчетных параметрах наружного воздуха.

Перед теплотехническими испытаниями камеры орошения проверяют соответствие установленного оборудования проекту, схему обвязки трубопроводами, а также механическую наладку отдельных элементов камеры. Перед началом испытаний следует очистить от грязи и промыть поддон камеры, проверить и при необходимости очистить форсунки, промыть стояки и водяные фильтры, проверить количество форсунок и плотность их расположения, проверить правильность установки пластин каплеуловителя, проверить работу шарового клапана и уровень воды в поддоне.

Теплотехнические испытания и наладку камер орошения, работающих в режиме адиабатного увлажнения воздуха, производят в любое время года при параметрах воздуха на входе в камеру, близких к расчетным. В холодный и переходный периоды года расчетная температура воздуха перед камерой орошения поддерживается с помощью воздухонагревательной секции первого подогрева или первой рециркуляции. В теплый период года испытания проводят при температуре наружного воздуха, близкой к расчетной, а при наличии технических возможностей допускается имитация. Испытания выполняют в установившемся

режиме работы кондиционера через 40–50 мин после включения его в работу.

В ходе испытания камеры орошения определяют следующие величины:

- массу воздуха, проходящего через камеру;
- температуру и относительную влажность воздуха, поступающего в камеру орошения;
- температуру и относительную влажность воздуха после камеры орошения;
- температуру воды в поддоне камеры;
- давление воды перед форсунками;
- аэродинамическое сопротивление камеры проходу воздуха.

Температуру и относительную влажность воздуха измеряют в секциях обслуживания до и после камеры орошения. Аэродинамическое сопротивление определяют путем измерения давления воздуха в секциях обслуживания до и после камеры орошения. Схема размещения приборов при испытании камеры орошения показана на рис. 14.13. Все измерения проводят два раза с интервалом не менее 30 мин. Коэффициент эффективности рассчитывают по результатам каждого испытания. Если расхождения коэффициентов эффективности теплообмена превышают 20 %, испытания повторяют. По результатам испытания строят на $I-d$ -диаграмме процесс обработки воздуха и сравнивают конечные параметры воздуха с проектными.

Фактический коэффициент эффективности теплообмена вычисляют по формуле

$$E_{\phi} = 1 - \frac{t_{c2} - t_{m2}}{t_{c1} - t_{m1}}, \quad (14.29)$$

где t_{c1} , t_{m1} — температура воздуха по сухому и смоченному термометрам на входе в камеру орошения; t_{c2} , t_{m2} — температура

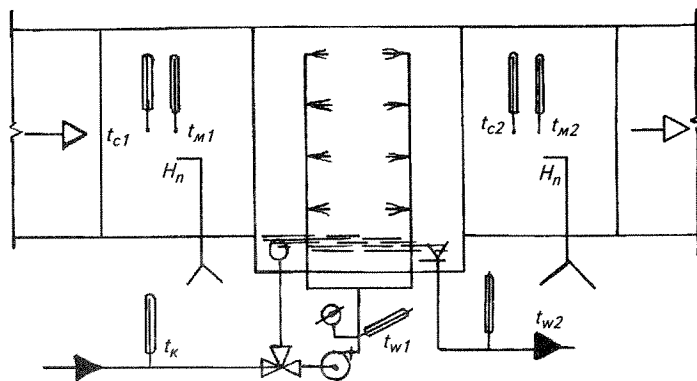


Рис. 14.13. Схема расположения измерительных приборов при испытании форсуночной камеры орошения

воздуха по сухому и смоченному термометрам на выходе из камеры орошения.

Фактический коэффициент орошения определяют по формуле

$$\mu_{\phi} = \frac{ng}{G}, \quad (14.30)$$

где n — число форсунок; g — расход воды через одну форсунку при фактическом давлении воды перед форсунками, кг/ч; G — расход воздуха через камеру орошения, кг/ч.

По фактическому коэффициенту орошения μ_{ϕ} определяют каталожный коэффициент эффективности теплообмена и сравнивают его с фактическим. Если расхождение этих коэффициентов превышает 10 %, следует выявить и устранить причины расхождения.

Причинами неудовлетворительной работы камеры могут быть засорение форсунок, неплотности в соединениях стояков и др.

Если испытания камеры орошения производили при параметрах воздуха на входе в камеру, отличных от проектных, то вычисляют конечные параметры воздуха при расчетных значениях начальных параметров воздуха и фактическом коэффициенте теплообмена:

$$t'_{c2} = t'_{c1} - E_{\phi}(t'_{c1} - t'_{m1}), \quad (14.31)$$

где t'_{c2} , t'_{c1} , t'_{m1} — проектные значения температуры воздуха на входе в камеру и на выходе из нее по сухому и мокрому термометрам.

На $I-d$ -диаграмме строят процесс обработки воздуха при расчетных параметрах и определяют конечные параметры воздуха. Если при фактическом коэффициенте эффективности теплообмена конечные параметры воздуха выше проектных, разрабатывают рекомендации по увеличению коэффициента орошения либо по замене форсунок на форсунки с меньшим диаметром выходного отверстия.

Испытание и наладку камер орошения, работающих в режиме охлаждения или охлаждения с осушкой воздуха, производят для достижения проектной холодопроизводительности при расчетных параметрах наружного воздуха. Испытания выполняют после гидравлической регулировки сети холодоносителя и обеспечения проектного давления холодоносителя перед регулирующим клапаном.

Параметры воздуха на входе в камеру орошения при испытании должны быть близкими к проектным. Допускается имитация параметров воздуха с помощью рециркуляции воздуха и воздушонагревателей секции первого подогрева. Испытания выполняют в установившемся режиме работы кондиционера через 40–50 мин после включения его в работу.

Испытания камеры орошения производят один раз и считают выполненными правильно, если расхождение холодопроизводительности по воздуху и воде не превышает 20 %. Если расхождение превышает 20 %, испытания повторяют.

Методика проведения испытания аналогична изложенной выше. Дополнительно измеряют следующие параметры:

- температуру холодоносителя;
- давление холодоносителя при полностью открытом регулирующем клапане;
- температуру воды, выходящую из форсунок.

По полученным в результате испытаний данным строят на диаграмме процесс обработки воздуха и выполняют расчеты для определения фактической холодопроизводительности камеры по воздуху и воде, вычисляют фактический коэффициент эффективности теплообмена.

Холодопроизводительность камеры орошения по воздуху

$$Q_1 = G(I_1 - I_2), \quad (14.32)$$

где G — расход воздуха через камеру орошения; I_1 и I_2 — энтальпии воздуха до и после камеры орошения.

Расход воды через камеру орошения замеряют непосредственно или вычисляют по формуле

$$W = ng, \quad (14.33)$$

где n — число форсунок в камере; g — расход воды через одну форсунку, определяемый по прил. 8 в зависимости от диаметра форсунки и давления воды перед ней, кг/ч.

Холодопроизводительность камеры орошения по воде

$$Q_2 = W(t_{w2} - t_{w1}), \quad (14.34)$$

где t_{w1} и t_{w2} — температура воды на выходе из форсунки и в поддоне камеры.

Расхождение между Q_1 и Q_2 не должно превышать 20 %.

Фактический коэффициент эффективности теплообмена E_{ϕ} вычисляют по формуле (14.29) и сравнивают его с каталожным значением, определенным по таблицам в зависимости от фактического коэффициента орошения с учетом фактической массовой скорости воздуха, проходящего через камеру орошения.

Если испытания проводили при начальных параметрах воздуха (на входе в камеру орошения), отличных от проектных, то следует выполнить перерасчет полученных данных на проектные условия. Перерасчет состоит в определении коэффициента эффективности теплообмена при проектных параметрах воздуха на входе в камеру орошения и на выходе из нее по формуле

$$E_{\text{пр}} = 1 - \frac{t'_{c2} - t'_{m2}}{t'_{c1} - t'_{m1}}, \quad (14.35)$$

где t'_{c1} , t'_{m1} , t'_{c2} и t'_{m2} , — проектные значения температуры воздуха на входе в камеру орошения и на выходе из нее.

И далее по прил. 6 находят коэффициент орошения, соответствующий $E_{\text{пр}}$. Значение $\mu_{\text{пр}}$ сравнивают с фактическим коэффициентом орошения μ_{ϕ} . Если фактический коэффициент орошения меньше проектного, расход воды может быть увеличен за счет применения форсунок с большим диаметром выходного отверстия или заменой насоса.

Если по результатам испытаний установлено, что фактическая холодопроизводительность камеры орошения выше расчетной, необходимо уменьшить расход холодной воды до расчетного значения.

14.9. ИСПЫТАНИЕ ВОЗДУШНЫХ ФИЛЬТРОВ

Испытание фильтров осуществляют после наладки систем, в которых они установлены. Перед испытанием проверяют эксплуатационное состояние фильтров и при необходимости приводят их в состояние, соответствующее проекту и техническим условиям.

Испытание фильтров систем вентиляции и кондиционирования воздуха производят, чтобы определить эффективность пылезадержания, сопротивление проходу воздуха и фактическую нагрузку на 1 м² фильтрующей поверхности. Для этого измеряют:

- расход воздуха через фильтр;
- пылесодержание воздуха до и после фильтра;
- динамическое и полное давление воздуха до и после фильтра.

При наличии в системе нескольких ступеней очистки расход воздуха определяют до и после каждой ступени очистки.

Удельный расход воздуха на 1 м² фильтрующей поверхности определяют по формуле

$$L_{\text{уд}} = \frac{L_{\phi}}{F}, \quad (14.36)$$

где L_{ϕ} — расход воздуха через фильтр, м³/ч; F — площадь фильтрующей поверхности, м².

Потеря давления при проходе воздуха через фильтр находится как разность полных давлений, замеренных до и после фильтра в непосредственной близости к нему. Если в системе несколько ступеней очистки, то общая потеря давления определяется как сумма потерь давлений через каждую ступень.

Отбор проб воздуха на содержание пыли до и после фильтра производят одновременно. Для отбора проб воздуха применяют переносные приборы, выпускаемые нашей промышленностью: аспиратор ТУ-64-1-862-77 модель 822, ротационная установка ПРУ-4, электроаспиратор типа ЭА-40-Л. В качестве материала

для улавливания пыли в этих приборах используют аналитические фильтры аэрозольные типа АФА.

Фильтры АФА-В представляют собой кружочки с опрессованными краями, изготовленные из перхлорвинилового фильтрующего материала (ткани ФПП-15), и предназначены для определения массовой концентрации пыли.

Материал фильтров АФА-В гидрофобен, поэтому собственная их масса остается постоянной и не зависит от влажности воздуха.

Фильтры АФА-В выпускают двух типоразмеров: АФА-В-20 и АФА-В-10 с фильтрующей поверхностью соответственно 20 и 10 см².

При отборе проб воздух просасывается через фильтр АФА-В. Расход воздуха через прибор измеряют с помощью газового счетчика, ротаметра или реометра.

Эффективность испытываемого фильтра определяют на основе измеренных концентраций пыли в воздушном потоке, поступающем в фильтр и выходящем из него.

Эффективность фильтра определяют не менее двух раз при строго одинаковых режимах работы вентиляционной установки. Фактическую эффективность фильтра сравнивают с проектной.

Если низкая эффективность очистки воздуха обусловлена несоответствием фильтра свойствам улавливаемой пыли, его заменяют фильтром другого типа, более отвечающим данным условиям.

14.10. ИСПЫТАНИЕ НЕАВТОНОМНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Перед испытанием неавтономных кондиционеров необходимо: проверить соответствие типа установленного кондиционера проекту, а также схемы обвязки трубопроводами воздухонагревателей первого и второго подогрева, воздухоохладителя и камеры орошения; проверить и при необходимости подтянуть болтовые соединения; проверить состояние вентилятора и его привода; проверить смазку подшипников, надежность соединения контактов заземления; проверить состояние форсунок и водяного фильтра.

Испытание кондиционера рекомендуется производить в следующем порядке:

аэродинамическое испытание кондиционера с определением расхода воздуха и давления;

испытание воздухонагревателей первого и второго подогрева с регулировкой их теплоотдачи;

испытание и наладка камеры орошения;

испытание и наладка поверхностного воздухоохладителя.

Аэродинамические испытания кондиционера производят аналогично испытанию вентиляционной системы. Расход воздуха определяют путем измерения динамического давления воздуха в контрольной точке сети воздухопроводов. Давление, развиваемое

вентилятором, определяют как сумму абсолютных значений полных давлений перед вентилятором на линии всасывания и после вентилятора на линии нагнетания.

Если измерением установлено, что подача кондиционера ниже паспортной, то необходимо измерить аэродинамическое сопротивление и количество воздуха, проходящего по воздухопроводам на всасывающей и нагнетательной сторонах кондиционера, определить по формуле $H = aL^2$ аэродинамическую характеристику сети воздухопроводов и по ней суммарное аэродинамическое сопротивление сети при паспортном расходе воздуха. Если измерениями и расчетами установлено, что кондиционер не обеспечивает паспортной подачи при аэродинамическом сопротивлении воздухопроводов до 300 Па, следует проверить противопыльные фильтры, очистить их от накопившейся в них пыли. Если и это не способствует увеличению подачи кондиционера при аэродинамическом сопротивлении до 300 Па, то необходимо заменить противопыльный фильтр.

Испытание воздухонагревателей и камеры орошения неавтономного кондиционера проводят по методике, изложенной для калориферов систем вентиляции и камер орошения секционных кондиционеров.

14.11. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА АВТОНОМНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

Испытание автономных кондиционеров производят, чтобы определить производительность кондиционера по воздуху и холоду.

Испытание автономных оконных кондиционеров производят в теплый период года при расчетной или близкой к расчетной температуре наружного воздуха и воздуха в помещении. Перед испытанием кондиционера необходимо очистить от грязи ребрения конденсатора и испарителя (продуть сжатым воздухом), очистить воздушный фильтр от накопившейся в нем пыли. Если в кондиционере предусмотрена заслонка для регулирования подачи наружного воздуха в помещение, испытание следует производить при полном ее открытии.

Испытание кондиционера выполняют в установившемся режиме его работы. При испытании у всасывающей и нагнетательной решеток кондиционера измеряют температуру, относительную влажность и среднюю скорость движения воздуха, забираемого из помещения и подаваемого в него.

По результатам измерений определяют общее количество подаваемого в помещение воздуха, а также количество поступающего в помещение наружного воздуха G_n для кондиционеров, не имеющих заслонки:

$$G_n = G_{пр} - G_{реп}, \quad (14.37)$$

где $G_{пр}$ — общее количество воздуха, подаваемого кондиционером в помещение, $\text{м}^3/\text{ч}$; $G_{рец}$ — количество рециркуляционного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$.

При наличии заслонки для перекрытия канала наружного воздуха холодопроизводительность испарителя определяют по формуле

$$Q = G_{пр}(I_1 - I_2), \quad (14.38)$$

где I_1 и I_2 — соответственно энтальпия воздуха на входе в кондиционер и на выходе из него, $\text{кДж}/\text{кг}$.

При отсутствии заслонки холодопроизводительность определяют по формуле

$$Q = G_{пр}(I_{см} - I_2), \quad (14.39)$$

где $I_{см}$ — энтальпия смеси наружного и рециркуляционного воздуха, определяемая из построения на $I-d$ -диаграмме процесса смешения воздуха, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Если по результатам испытаний будет установлено, что производительность кондиционера по воздуху и холоду не соответствует паспортной, необходимо выявить причины и устранить их.

Испытание автономных кондиционеров типа КТА, КПА К-120 и других производят по методике, изложенной для оконных автономных кондиционеров.

14.12. ИСПЫТАНИЕ И НАЛАДКА СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Испытание и наладку систем кондиционирования воздуха рассмотрим на примере наиболее часто применяемой системы с первой рециркуляцией.

При полностью открытых клапанах 1 и 3 (см. рис. 13.7) и закрытом клапане 2 (т. е. при работе системы по приточной схеме) производят аэродинамическое испытание приточной (вентилятор 5) и вытяжной (вентилятор 4) систем.

Переводят систему на режим работы с первой рециркуляцией, при этом открывают клапан 2 и с помощью клапанов 1 и 3 добиваются проектного минимума объемов наружного и выбрасываемого воздуха. При этом режиме работы системы измеряют подачу вентилятора 4 и полученное значение сравнивают с результатом испытания этого вентилятора при подаче воздуха только в выбросной канал. Если подача его увеличилась выше допустимого предела, то снижают ее, прикрывая клапаны 2 и 3. Если подача вентилятора снизилась, то необходимо разработать рекомендации по уменьшению аэродинамического сопротивления рециркуляционного канала.

В этом режиме работы системы измеряют подачу вентилятора 5 и сравнивают с подачей этого вентилятора при работе системы по приточной схеме. Если подача вентилятора увеличилась выше допустимого значения, следует прикрыть клапан 1 до достижения проектной подачи вентилятора. Таким образом добиваются одинакового количества воздуха, подаваемого в помещения системой кондиционирования (вентилятор 5) в режимах работы ее по приточной схеме и схеме первой рециркуляции. Полученные при регулировке предельные углы поворота створок клапанов 1, 2 и 3 учитывают при наладке системы автоматического управления кондиционером.

После аэродинамических испытаний и наладки системы производят испытания и наладку основного оборудования кондиционера (секций подогрева, камеры орошения, фильтров и др.). Испытание и наладку теплообменных аппаратов и фильтров кондиционера производят по изложенным выше методикам. В результате наладки теплообменных аппаратов систему кондиционирования выводят на проектные параметры приточного воздуха. По замеренным параметрам воздуха в системе строят на $I-d$ -диаграмме фактический процесс обработки воздуха при параметрах наружного воздуха в период проведения испытаний и наладки. Проверяют соответствие фактического процесса расчетной термодинамической модели кондиционирования воздуха при данном состоянии воздуха. При отклонении фактического процесса от расчетного следует выявить причины и устранить их. Последующие испытания и наладка системы должны обеспечить проектные параметры приточного воздуха.

14.13. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ СИСТЕМ

В состав работ, выполняемых в процессе эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха, входят:

- подготовка систем к работе в соответствии с периодом года;
- подготовка систем к пуску в нужном режиме;
- включение и выключение систем;
- контроль за работающим оборудованием;
- устранение неисправностей или нарушений в работе.

Подготовка систем к работе в холодный и теплый периоды года включает выполнение мероприятий, обеспечивающих нормальную работу систем и их эффективность. При подготовке систем к зимней эксплуатации необходимо: защитить помещения от поступления наружного холодного воздуха через двери, неплотности в ограждениях, вентиляционные и другие отверстия; проверить состояние утепленных клапанов в вентиляционных отверстиях и на воздуховодах, сообщающихся с наружной атмосферой, и исправность систем управления ими; промыть и зарядить масляные фильтры маслом с низкой температурой замерзания.

ния; проверить техническое состояние калориферов, трубопроводов теплоносителя, арматуры; очистить теплообменную поверхность калориферов от пыли и других загрязнений; непосредственно перед началом зимней эксплуатации провести пробный пуск калориферной установки; особое внимание уделить проверке и приведению в рабочее состояние системы мероприятий по защите калориферных установок от замерзания при аварийном прекращении подачи теплоносителя или снижении его температуры.

Кроме перечисленных общих для систем вентиляции и кондиционирования воздуха работ, при подготовке к зимней эксплуатации систем кондиционирования необходимо подготовить кондиционеры и входящие в их состав аппараты (камеры орошения, воздухонагреватели, систему теплоснабжения их и др.). Подготовка камер орошения к зимней эксплуатации заключается в проверке их работы в режиме адиабатного увлажнения воздуха. Подготовку воздухонагревателей и системы теплоснабжения осуществляют в соответствии с правилами проверки и подготовки калориферов.

Перед началом летней эксплуатации необходимо проверить исправность системы холодоснабжения (холодильных машин, насосов, трубопроводов и т. п.), опробовать работу холодильных машин, камер орошения на политропных режимах, воздухоохладителей. В районах с жарким климатом, где возможен перегрев помещений под воздействием солнечной радиации, следует предусмотреть защитные мероприятия: забеливание облучаемых поверхностей, устройство тентов и т. п.

Перед пуском систем в работу необходимо: проверить исходное положение выключателей, ключей и тумблеров на пультах управления; проверить исходное положение воздушных клапанов, шиберов, вентилей; убедиться в отсутствии посторонних предметов в камерах и на оборудовании, а также проверить плотность закрытия камер, люков в кондиционерах и воздуховодах; проверить исправность передач от двигателей к вентиляторам и насосам.

Включают системы в работу строго определенные лица, которые должны соблюдать определенные правила и последовательность пуска отдельных агрегатов и устройств. Несоблюдение этих правил может привести к нарушениям режима работы систем, порче оборудования, авариям.

При работе с системами вентиляции и кондиционирования воздуха необходимо руководствоваться следующими основными правилами:

- включают приточные и общеобменные вытяжные системы за 10–15 мин до начала работы в производственном помещении, при этом сначала включают вытяжные системы, а затем приточные (в помещениях с подпором порядок включения систем обратный);

- выключают приточные и общеобменные вытяжные установки через 10–20 мин после окончания работ в помещении;

- местные вытяжные установки включают за 3–5 мин до начала работы технологического оборудования и выключают через 3–5 мин после окончания его работы.

Порядок включения и выключения систем определяется инструкцией по эксплуатации и в зависимости от местных условий может отклоняться от указанных выше правил.

В общем случае включение в работу центральной системы кондиционирования воздуха производят в следующем порядке:

- замеряют параметры наружного воздуха и воздуха в помещениях и в соответствии с термодинамической моделью СКВ определяют режим работы системы;

- производят пуск или приводят в рабочее состояние оборудование, обеспечивающее работу системы на заданном режиме (холодильные машины, бойлеры системы теплоснабжения и т. п.);

- проверяют состояние воздушных фильтров;

- проверяют положение утепленного клапана (в холодный период при неработающей системе этот клапан должен быть закрыт);

- проверяют подачу теплоносителя к воздухонагревателям и калориферам, холодоносителя к воздухоохладителям; проверяют параметры тепло- и холодоносителей;

- включают систему автоматического управления;

- включают насос камеры орошения или поверхностного воздухоохладителя;

- включают вентиляторы системы;

- проверяют соответствие работы системы заданному режиму.

Приточные системы вентиляции включают в работу в такой же последовательности, но с учетом имеющегося в системе оборудования (калориферов, фильтров, клапанов и др.).

После включения системы необходимо проверить открытие проходных клапанов в воздуховодах, исправность работы фильтров, форсунок камеры орошения, показания термометров на трубопроводах тепло- и холодоносителей, проверить работу вентилятора и соответствие показателей контрольно-измерительных приборов заданному режиму.

Выключение систем производят в определенном порядке: последовательно выключают вентилятор, насос камеры орошения и воздухоохладителя, систему автоматического регулирования, холодильное и другое оборудование, которое было включено в соответствии с заданным режимом.

После выключения систем необходимо убедиться в закрытии утепленных клапанов, остановке самоочищающихся фильтров, выключении системы автоматической защиты водяных калориферов от замерзания (обеспечивает постоянную циркуляцию теплоносителя через калорифер). При отсутствии системы автоматической защиты калориферов от замерзания необходимо открыть вентиль на обводных линиях у регулирующих клапанов, чтобы обеспечить постоянный минимальный приток теплоносителя в калориферы.

Паровые калориферы редко замораживаются, поэтому их выключают полностью, но после полного слива из них конденсата.

Если системы вентиляции и кондиционирования включаются и выключаются автоматически по командным сигналам датчиков или вместе с включением или выключением технологического оборудования, то необходима лишь подготовка систем и оборудования к работе.

Контроль за работой систем необходим, чтобы проверить эффективность работы систем и исправность работающего оборудования.

Контроль за эффективностью работы систем осуществляют путем измерения в помещениях параметров воздуха (температуры, относительной влажности и подвижности воздуха), складывающихся в результате работы систем. В случае отклонения параметров воздуха от допускаемых значений необходимо проверить производительность системы по воздуху, распределение воздуха по помещениям, параметры приточного воздуха, выявить причины, приводящие к отклонениям, и устранить их.

Контроль за исправностью оборудования выполняет дежурный персонал с пульта управления по показаниям приборов дистанционного контроля и на месте. При осуществлении контроля за работой систем обслуживающий персонал должен:

при контроле за работой вентиляторов проверить правильность направления вращения рабочего колеса вентилятора, плавность хода рабочего колеса и наличие вибрации вентилятора, состояние смазки подшипников, надежность соединения вентилятора с электродвигателем, температуру корпуса электродвигателя и подшипников;

при контроле за работой воздухонагревательных установок и воздухоохладителей проверить количество обрабатываемого воздуха и его параметры, параметры теплоносителя или холодоносителя, состояние всех элементов системы регулирования; особое внимание уделить мерам, предотвращающим замораживание воздухонагревателей;

при контроле за работой камер орошения центральных кондиционеров проверить соответствие параметров обрабатываемого воздуха режиму работы СКВ, состояние форсунок и качество распыла воды, состояние и надежность работы всех элементов системы регулирования, состояние фильтров, очищающих рециркуляционную воду;

при контроле противопыльных фильтров проверить герметичность всех соединений, аэродинамическое сопротивление фильтров потоку воздуха и своевременность смены фильтрующих кассет.

Кроме этих показателей, контролируют и другие параметры, свойственные системам конкретного сооружения.

Бесперебойная и эффективная работа систем вентиляции и кондиционирования воздуха зависит от правильно организованной системы технического обслуживания и ремонта оборудования.

Система по техническому обслуживанию и ремонту вентиляции и кондиционирования воздуха заключается в их обслуживании в период между ремонтами (межремонтное обслуживание), периодических плановых профилактических и ремонтных работах.

Техническое обслуживание систем вентиляции и кондиционирования воздуха выполняется в объеме ТО № 1, 2, 3 и 5 и носит профилактический характер. Оно способствует нормальной и правильной их эксплуатации и заключается в регулярном наблюдении за их состоянием, устранении мелких неисправностей, смазке трущихся частей, своевременном текущем регулировании работы систем, наблюдении за параметрами воздуха в помещениях и параметрами приточного воздуха.

Периодический плановый осмотр выполняют по графику для установления технического состояния системы, ее отдельных узлов, выявления дефектов, подлежащих устранению при очередном ремонте. Во время осмотра выполняют частичную чистку, устраняют мелкие дефекты, смазывают трущиеся части. Осмотр не должен вызывать простоя системы. Его выполняют в период, когда система не работает. Результаты осмотра заносят в журнал осмотров с указанием деталей, которые следует заготовить к предстоящему периодическому ремонту.

Основными видами планово-предупредительных ремонтов являются текущий и капитальный ремонты.

Текущий плановый ремонт осуществляют в процессе эксплуатации систем вентиляции и кондиционирования воздуха для гарантированного обеспечения их работоспособности; он заключается в замене и восстановлении отдельных изношенных частей, регулировке отдельных элементов и устранении замеченных при осмотре небольших дефектов и повреждений. Текущий ремонт должен обеспечить нормальную работу систем до очередного планового ремонта и обычно производится без снятия оборудования с места установки.

Капитальный плановый ремонт выполняют, чтобы восстановить исправность и полностью или почти полностью восстановить ресурс устройства вентиляции с заменой или восстановлением любых его частей, включая базовые, и с их регулировкой. При капитальном ремонте полностью разбирают все основные узлы системы, заменяют или восстанавливают все изношенные детали и узлы. После капитального ремонта вентиляционную установку регулируют, подвергают техническим испытаниям и, если необходимо, испытаниям на эффективность с занесением полученных результатов в паспорт системы.

Планирование ремонта должно основываться на проведении такого объема работ, при котором оборудование и вся система в целом будут поддерживаться в работоспособном состоянии при нормальной их эксплуатации и хорошем техническом обслуживании.

Приложение 1

Предельно допустимые концентрации газовых выделений в воздухе

Газовое выделение	Класс опасности	ПДК в рабочей зоне помещений, м³/м³	ПДК в атмосферном воздухе населенных пунктов, мг/м³	
			максимальная разовая	среднесуточная
Азота диоксид	2	5	0,085	0,085
Акролен	2	0,7	0,03	0,03
Аммиак	4	20	0,2	0,2
Ацетон	4	200	0,35	0,35
Бензин	4	100	0,05	0,05
Мышьяк	2	0,3	—	0,003
Ртуть	1	0,01	—	0,0003
Озон	1	0,1	0,16	0,03
Серная кислота	2	1	0,3	0,1
Сернистый ангидрид	3	10	0,5	0,05
Сероводород	2	10	0,008	0,08
Соляная кислота	2	5	0,2	0,2
Хлор	1	1	0,1	0,03

Приложение 2

Характеристики мазутов марок М40 и М100

Показатель	М40		
	малосернистый	сернистый	высокосернистый
Плотность при 20 °С, кг/м³	0,91	0,931	0,944
Вязкость условная при 80 °С	2,31	3,56	5,75
Содержание серы, %	0,38	1,79	2,53
Зольность, %	0,027	0,032	0,055
Влажность, %	2	2	2
Температура вспышки, °С	118	117	128
Температура остывания, °С	+15	+12	+14
Теплота сгорания, кДж/кг	41500	41200	40950
Расход воздуха на сгорание, м³/кг	10,62	10,45	10,2

Показатель	М100		
	малосернистый	сернистый	высокосернистый
Плотность при 20 °С, кг/м³	0,944	0,934	0,958
Вязкость условная при 80 °С	5,32	5,65	8,95
Содержание серы, %	0,42	1,76	2,6
Зольность, %	0,032	0,037	0,073
Влажность, %	2	2	2
Температура вспышки, °С	148	135	135
Температура остывания, °С	+31	+21	+22
Теплота сгорания, кДж/кг	41620	41220	40780
Расход воздуха на сгорание, м³/кг	10,62	10,45	10,2

Характеристики горючих газов

Газ	Плотность при 0 °С и 0,1 МПа, кг/м³	Химическая формула	Нижняя теплота сгорания, кДж/м³	Теоретическое количество воздуха для сгорания, м³/м³
Метан	0,716	CH ₄	35 830	9,52
Этан	1,342	C ₂ H ₆	63 770	16,66
Пропан	1,967	C ₃ H ₈	91 270	23,80
Бутан	2,598	C ₄ H ₁₀	118 680	30,94
Пентан	3,218	C ₅ H ₁₂	146 120	38,08
Этилен	1,251	C ₂ H ₄	59 080	14,28
Ацетилен	1,173	C ₂ H ₂	56 040	11,90
Водород	0,090	H ₂	10 780	3,38
Бутилен	2,503	C ₄ H ₈	113 510	—
Оксид углерода	0,967	CO	12 640	2,38

Приложение 3

Характеристики твердого топлива и топливников печей

Топливо	Нижняя теплота сгорания Q _р , кДж/кг	Плотность топлива ρ _т , кг/м³	Температура горения t _г , °С	Удельное напряжение колошниковой решетки B _р , кг/(ч·м²)	Толщина слоя топлива b _{ст} , м	Объем воздуха для горения 1 кг топлива L, м³/кг	Наименьшая высота над слоем топлива h _{ст} , м	Прозоры в колошниках, %	Удельное тепловое напряжение колошниковой решетки Q _р /V _г , Вт/м³
Дрова влажностью 25 %	12 600	400–700	1000	250	0,25–0,35	10	0,25–0,45	25	405 000
Дрова влажностью 50 %	7 550	540–820	800	200	0,35–0,55	11	0,35–0,45	25	350 000
Торфяные брикеты	16 800	250	1000	200	0,25	11	0,25–0,35	25	440 000
Уголь бурый	21 000	750	1100	85	0,09–0,20	12	0,30–0,40	30	465 000
Уголь каменный	25 200	800–900	1200	70	0,10–0,20	17	0,30–0,40	30	520 000
Антрацит	30 600	1000	1300	60	0,15–0,25	17	0,20	40	555 000
Солома разная	10 500	100–120	800	—	0,25–0,40	10	0,50–0,70	18–20	405 000
Горючие сланцы	11 300	600	1000	70	0,15–0,20	12	0,40–0,80	50	290 000

П р и л о ж е н и е 4
П а р а м е т р ы д ы м о в ы х г а з о в в д ы м о х о д а х п е ч и

Топливо	Плотность теплого потока, Вт/м ² , температура, °С, скорость, м/с						
	Топливник	Колпак	Первый газход ($v_r \approx 1,5 + 4$ м/с)		Промежуточные газходы ($v_r \approx 0,5 + 2$ м/с)		Последний газход ($v_r \approx 1,5 + 2$ м/с)
	q_r	q_k	q_{r1}	t_{r1}	q_{rp}	t_{rp}	q_{rn}
Дрова влажностью 25%	7000	3500	5200	700	2670	500	2670
Торф кусковой	6400	3250	4650	550	2300	350	2300
Торф брикетный	7000	3250	4850	600	2550	400	2550
Уголь бурый	5800	2900	4050	550	2300	350	2300
Уголь каменный	6400	3250	4650	480	2300	300	2300
Антрацит	5200	2900	3700	500	2300	320	2300
							$t_{k,r}$
							130
							130
							130
							120
							110
							110

П р и л о ж е н и е 5

Значения коэффициента теплопоглощения p поверхности
некоторых ограждений при двух тонках в сутки, Вт/(м² · °С)
(по Л. А. Семенову)

Стены наружные

Кирпичные со штукатуркой на растворе:	
холодном	5,17
теплом	5,11
Деревянные (рубленные, брусковые):	
без штукатурки	3,60
со штукатуркой	4,30
Конструкции, состоящие из сухой органической штукатурки толщиной 20 мм, воздушной прослойки, кирпичной кладки	3,84

Стены внутренние и перегородки

Кирпичные на холодном растворе со штукатуркой	5,00
Деревянные (рубленные, брусковые):	
без штукатурки	3,40
со штукатуркой	4,20
Дощатые перегородки толщиной 40 мм:	
без штукатурки	2,90
со штукатуркой	4,20

Перекрытия чердачные

Деревянные потолки без штукатурки при толщине не более 25 мм	3,60
Конструкции, состоящие:	
из известковой штукатурки толщиной 20 мм и дощатой подшивки	
толщиной более 20 мм	4,30
из фанеры толщиной 5 мм, воздушной прослойки и горбыля толщиной	
более 20 мм	2,70
Фибролитовые потолки со штукатуркой	3,94

Перекрытия бесчердачные и междуэтажные

Деревянные потолки без штукатурки толщиной более 25 мм	2,98
Деревянные потолки со штукатуркой толщиной более 20 мм при толщине	
потолка более 25 мм	4,20

Полы

На лагах над холодным подпольем и утепленные при толщине верхнего настила более 25 мм	3,00
Деревянные настилы толщиной более 25 мм в междуэтажном перекрытии	2,80
Асфальтовые или бетонные	4,40

Окна и двери

Окна и застекленные двери:	
с одиночными переплетами	5,80
с двойными переплетами	2,67
Двери деревянные внутренние	2,90

Приложение 6

Геометрические параметры схем размещения электрообогревателей

Размеры рабочей площади, м		Расстояние c , м	Шаг d , м	Угол поворота, ...°		Высота подвеса h , м	Количество обогревателей n
a	b			γ_a	γ_b		
1	1	1,5	1	12,5	—	0,7	4
1	1	1,5	0,5	12,5	—	0,7	6
1	1	0	0	0	—	0,7	4
2	2	1,5	2	12,5	—	0,7	4
4	4	1,5	1,33	12,5	—	0,7	8
1	16	1,5	1	0	—	0,7	34
2	16	1,5	1	0	12,5	0,7	40
4	16	1,5	1	0	12,5	0,7	44
2	2	1,5	1	55	—	2,5	4
2	16	1,5	1	45	—	2,5	32
4	4	1,5	1	63	—	2,5	8
2	16	1,5	1	45	25	2,5	36
4	16	1,5	1	55	25	2,5	40
4	16	1,5	1	35	12	5	40
4	16	2,5	1	42	12	5	40

Приложение 7

Значения коэффициента местного сопротивления конструктивных элементов систем водяного отопления (по данным ВНИИГС)

Элемент системы	При диаметре условного прохода D_u , мм						
	10	15	20	25	32	40	50
КРТ на проходе	4	3,5	3	—	—	—	—
КРТ на повороте	4,5	4,5	3	—	—	—	—
КРП ГОСТ	4	3,5	3	—	—	—	—
КРД 10944-75	18	14	13	—	—	—	—
Кран пробочный	—	3,5	1,5	1,5	—	—	—
Вентиль прямой	20	16	10	9	9	8	7
Задвижка параллельная	—	—	—	—	—	0,5	0,5
Отвод под углом 90°	0,9	0,8	0,6	0,5	0,3	0,3	0,3
Утка гнутая	0,9	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
Скобка гнутая	2,5	2	1,2	0,6	0,4	0,4	0,4
Воздухосборник	1,5						
Внезапное расширение	1	Независимо от диаметра труб (относятся к большей скорости)					
Внезапное сужение	0,5						
Грязевик	10						
Рadiator чугунный секци-							
онный при d подводки:							
15 мм	—	1,3	—	—	—	—	—
20 мм	—	—	1,4	—	—	—	—
Рadiator стальной при d							
подводки:							
15 мм	—	2,0	—	—	—	—	—
20 мм	—	—	2,0	—	—	—	—

Приложение 8

Динамическое давление p_d для расчета потерь давления в местных сопротивлениях трубопроводов систем водяного отопления

Скорость движения воды w , м/с	p_d , Па	Скорость движения воды w , м/с	p_d , Па	Скорость движения воды w , м/с	p_d , Па
0,01	0,05	0,28	38,25	0,55	149,09
0,02	0,20	0,29	41,19	0,56	154,00
0,03	0,45	0,30	44,13	0,57	159,88
0,04	0,80	0,31	47,08	0,58	165,77
0,05	1,23	0,32	49,99	0,59	170,67
0,06	1,77	0,33	53,93	0,60	176,55
0,07	2,45	0,34	56,88	0,61	183,42
0,08	3,14	0,35	59,82	0,62	189,30
0,09	4,02	0,36	63,74	0,65	207,88
0,10	4,90	0,37	67,67	0,68	227,48
0,11	5,98	0,38	70,61	0,71	248,07
0,12	7,06	0,39	74,53	0,74	268,67
0,13	8,34	0,40	78,45	0,77	291,23
0,14	9,61	0,41	82,37	0,80	314,79
0,15	11,08	0,42	86,30	0,85	355,00
0,16	12,56	0,43	91,20	0,90	398,18
0,17	14,24	0,44	95,13	0,95	443,29
0,18	15,89	0,45	99,08	1,00	490,30
0,19	17,75	0,46	103,98	1,05	539,40
0,20	19,61	0,47	108,89	1,10	590,20
0,21	21,57	0,48	112,81	1,15	647,20
0,22	23,53	0,49	117,71	1,20	706,10
0,23	26,48	0,50	122,61	1,25	764,90
0,24	28,44	0,51	127,52	1,30	833,60
0,25	30,44	0,52	131,37	1,35	892,40
0,26	33,34	0,53	138,31	1,40	961,10
0,27	36,29	0,54	143,21		

Приложение 9

Теплотдача открыто проложенных теплопроводов (вертикальных — верхняя, горизонтальных — нижняя строка) систем водяного отопления

$t_r - t_v$, °C	Условный и наружный диаметры, мм	Теплотдача 1 м трубы при $t_r - t_v$ через 1 °C, Вт/м									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
40	10	22	23	24	25	26	26	27	28	28	29
	17	31	32	33	34	35	36	37	39	40	41
	15	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37
	21,3	39	40	41	42	43	44	45	47	48	49
	20	36	37	39	40	41	42	43	44	45	47
	26,8	47	48	50	52	53	55	57	58	59	60
	25	44	46	48	49	51	52	53	55	56	58
	33,5	57	59	60	62	64	66	68	70	71	72
50	10	30	30	31	32	33	34	35	35	36	37
	17	41	42	43	44	45	47	48	49	50	51

$t_r - t_n, ^\circ\text{C}$	Условный и наружный диаметры, мм	Теплоотдача 1 м трубы при $t_r - t_n$ через 1 $^\circ\text{C}$, Вт/м									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
50	15	37	38	39	41	42	43	44	45	46	47
	21,3	50	51	52	53	55	57	58	59	60	62
	20	48	49	50	51	52	53	55	56	57	58
	26,8	62	63	64	65	67	69	70	72	73	75
60	25	59	61	63	64	65	67	69	70	72	73
	33,5	73	75	77	79	81	83	84	86	88	90
	10	37	38	39	40	41	42	43	44	44	45
	17	51	52	53	55	56	57	58	59	60	62
70	15	48	49	50	51	52	53	55	56	57	58
	21,3	63	65	66	67	69	70	72	73	74	76
	20	59	61	63	64	65	67	69	70	71	73
	26,8	77	79	80	82	84	85	86	88	90	91
80	25	75	77	78	80	82	84	86	87	89	91
	33,5	92	94	96	98	100	102	104	106	108	110
	10	47	48	49	49	50	51	52	52	53	54
	17	63	64	65	66	68	69	70	71	72	73
90	15	59	60	62	63	64	65	66	67	69	70
	21,3	77	78	80	81	83	84	86	87	88	90
	20	74	76	77	78	79	81	83	84	85	87
	26,8	93	94	96	98	100	102	104	105	107	108
100	25	93	94	96	98	100	101	103	105	107	109
	33,5	113	115	117	119	121	123	125	127	129	131
	10	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65
	17	74	76	77	79	80	81	83	84	85	86
110	15	71	72	73	74	76	77	78	79	80	81
	21,3	92	93	94	96	98	99	101	102	104	105
	20	88	90	92	93	94	96	98	99	101	102
	26,8	109	111	113	115	117	119	121	123	125	127
120	25	110	112	114	116	118	120	122	124	126	128
	33,5	134	136	138	141	143	145	147	149	151	154
	10	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74
	17	87	88	90	91	93	94	95	97	98	99
130	15	83	84	85	86	87	88	90	91	93	94
	21,3	107	108	110	112	113	115	116	118	120	121
	20	104	106	107	108	110	112	114	115	116	118
	26,8	128	130	132	134	136	138	141	143	145	147
140	25	130	132	134	136	138	140	142	144	146	148
	33,5	156	158	160	163	165	167	170	172	174	177
	10	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85
	17	100	102	104	105	106	107	108	110	112	113
150	15	95	97	98	99	100	101	102	104	105	106
	21,3	122	124	126	128	129	131	133	135	136	138

$t_r - t_n, ^\circ\text{C}$	Условный и наружный диаметры, мм	Теплоотдача 1 м трубы при $t_r - t_n$ через 1 $^\circ\text{C}$, Вт/м									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
100	20	120	121	123	125	127	129	131	133	134	136
	26,8	149	152	154	156	158	160	162	164	166	168
	25	149	150	152	154	157	159	161	163	165	167
	33,5	180	182	185	188	190	193	195	197	200	203
110	10	86	87	88	89	90	91	93	94	95	96
	17	113	115	116	118	119	120	122	124	125	126
	15	108	109	110	111	113	115	116	117	118	120
	21,3	139	140	142	144	145	147	149	151	153	154
120	20	136	137	139	140	142	144	146	148	150	152
	26,8	169	171	173	175	177	180	182	184	187	189
	25	169	172	174	176	178	180	182	184	187	189
	33,5	205	208	211	214	216	219	221	224	227	230
130	10	98	99	100	101	102	104	105	106	107	108
	17	128	130	131	133	135	136	138	140	141	143
	15	122	123	124	126	128	129	130	132	134	135
	21,3	156	158	160	162	164	166	168	170	172	173
140	20	154	156	157	159	160	162	164	166	168	170
	26,8	191	193	195	198	200	202	205	207	209	212
	25	192	194	197	199	201	204	206	208	211	213
	33,5	233	235	238	241	244	247	249	252	255	257

1. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй.— М.: Физматгиз, 1960.
2. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях.— М.: Стройиздат, 1983.
3. Богатых С. А. Циклонно-пенные аппараты.— Л.: Машиностроение, 1978.
4. Богословский В. Н. Строительная теплофизика.— М.: Высш. шк., 1982.
5. Богословский В. Н., Сканава А. Н. Отопление.— М.: Стройиздат, 1991.
6. Вахвахов Г. Г. Работа вентиляторов в сети.— М.: Стройиздат, 1975.
7. ГОСТ 12.1.005–76. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования.— М.: Изд-во стандартов, 1979.
8. ГОСТ 12.1.003–76. Шум. Общие требования безопасности.— М.: Изд-во стандартов, 1979.
9. ГОСТ 12.3.018–79. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний.— М.: Изд-во стандартов, 1980.
10. Грин Х., Лейн В. Аэрозоли — пыли, дымы, туманы.— Л.: Химия, 1969.
11. Гришечко-Климов С. М. Вентиляция животноводческих и птицеводческих построек.— М.: Стройиздат, 1965.
12. Губернский Ю. Д., Корневская Е. И. Гигиенические основы кондиционирования микроклимата жилых и общественных зданий.— М.: Медицина, 1978.
13. Дроздов В. Ф. Отопление.— М.: Высш. шк., 1976.
14. Егизаров А. Г. Отопление и вентиляция зданий и сооружений сельскохозяйственных комплексов.— М.: Стройиздат, 1981.
15. Исаченко В. П. Теплопередачи.— М.: Энергия, 1975.
16. Кириллин В. А. Техническая термодинамика.— М.: Энергия, 1974.
17. Клапвайк Д. Климат теплиц и управление ростом растений.— М.: Колос, 1976.
18. Ковалев Н. И., Свистунов В. М. Вентиляция сооружений.— Л.: ВИКА им. А. Ф. Можайского, 1970.
19. Креслинь А. Я. Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха.— М.: Стройиздат, 1972.
20. Минин В. Е. Воздухонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.— М.: Стройиздат, 1976.
21. Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха: Справ. пособие / Под ред. Б. А. Журавлева.— М.: Стройиздат, 1980.
22. Никитин Д. П., Новиков Ю. В. Окружающая среда и человек.— М.: Высш. шк., 1980.
23. Овощеводство в пленочных теплицах в Восточной Сибири / Сб. науч. тр.— Иркутск: СИФИБР, 1983.
24. Отопление и вентиляция.— Ч. II. Вентиляция. / Под ред. В. Н. Богословского.— М.: Стройиздат, 1976.
25. Пирумов А. И. Обеспыливание воздуха.— М.: Стройиздат, 1981.
26. Пфесторф К. Отопительные системы малоэтажных зданий.— М.: Стройиздат, 1981.
27. Рымкевич А. А., Халамейзер М. Б. Управление системами кондиционирования воздуха.— М.: Машиностроение, 1977.
28. Свистунов В. М. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.— Л.: Изд-во МО СССР, 1978.
29. Свистунов В. М., Сократилин В. И., Старцев К. Н. Сборник задач по вентиляции и кондиционированию воздуха.— Л.: Изд-во МО СССР, 1985.
30. Свистунов В. М., Пушняков Н. К. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.— Л.: Изд-во МО РФ, 1998.
31. Свистунов В. М. Отопление воинских зданий.— Л.: Изд-во МО СССР, 1988.
32. Сканава А. Н. Отопление.— М.: Стройиздат, 1988.
33. СНиП 2.10.03–84. Животноводческие, птицеводческие здания и помещения.— М.: Стройиздат, 1984.
34. СНиП 2.04.05–86. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.— М.: Госстрой СССР, 1987.
35. СНиП П–3–79*. Строительная теплофизика. Нормы проектирования.— М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986.
36. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства.— Ч. III. Вентиляция и кондиционирование воздуха.— Кн. 1 и 2.— М.: Стройиздат, 1992.
37. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха.— Л.: ВВITКУ, 1982.
38. Тепловые установки, теплоснабжение и вентиляция сельскохозяйственных помещений / Сб. ст.— Челябинск, ЧИМЭСХ, 1978.
39. Тихомиров К. В., Сергеенко Э. С. Теплотехника, тепло-, газоснабжение и вентиляция.— М.: Стройиздат, 1991.
40. Ткачук А. Я. Системы отопления. Проектирование и эксплуатация.— Киев: Будивельник, 1985.
41. Уадди Р. А., Шефф П. А. Загрязнение воздуха в жилых и общественных зданиях.— М.: Стройиздат, 1987.
42. Фукс Н. А. Механика аэрозолей.— М.: Изд-во АН СССР, 1955.
43. Хазанов И. С. Эксплуатация, обслуживание и ремонт вентиляционных установок машиностроительных предприятий.— М.: Машиностроение, 1976.
44. Яхонтов Ю. К. Автоматизация технических систем.— Л.: ВИКИ им. А. Ф. Можайского, 1976.

Предисловие	3
Г Л А В А 1	
ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К МИКРОКЛИМАТУ ПОМЕЩЕНИЙ	4
1.1. Свойства влажного воздуха	—
<i>I—d-диаграмма влажного воздуха</i>	<i>10</i>
<i>Определение параметров воздуха с помощью I—d-диаграммы</i>	<i>13</i>
1.2. Требования к газовому составу воздуха	17
1.3. Требования к чистоте воздуха помещений	26
1.4. Требования к метеорологическим параметрам воздуха помеще- ний	28
Г Л А В А 2	
ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЙ	34
2.1. Температурные условия комфортности человека в помещениях	—
2.2. Расчетные параметры наружного воздуха	36
2.3. Теплотери через ограждающие конструкции помещений назем- ных зданий	38
2.4. Тепловой баланс помещений	47
2.5. Особенности расчета систем отопления теплиц	53
2.6. Виды систем отопления и режимы их работы	58
Г Л А В А 3	
МЕСТНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ	62
3.1. Печное отопление	—
<i>Основные конструкции отопительных печей</i>	<i>64</i>
<i>Выбор отопительных печей и их расчет</i>	<i>68</i>
<i>Основные требования при эксплуатации отопительных пе- чей</i>	<i>75</i>
3.2. Газовое отопление	81
<i>Газовые отопительные печи</i>	<i>85</i>
<i>Газовые камины</i>	<i>86</i>
<i>Газовые водонагреватели</i>	<i>87</i>
<i>Газовые воздухонагреватели</i>	<i>—</i>
<i>Газовые инфракрасные излучатели</i>	<i>88</i>
3.3. Электрическое отопление	89
<i>Электрические отопительные приборы</i>	<i>90</i>
<i>Электрические инфракрасные обогреватели</i>	<i>93</i>
<i>Электрокотлы</i>	<i>97</i>
Г Л А В А 4	
ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ	100
4.1. Системы водяного отопления	—
4.2. Однотрубные системы водяного отопления	102
4.3. Двухтрубные системы водяного отопления	109
4.4. Основные элементы систем водяного отопления	110
4.5. Циркуляционное давление в системах водяного отопления	118
4.6. Гидравлический расчет систем водяного отопления	126
4.7. Гидравлический расчет систем водяного отопления по удельной линейной потере давления	129

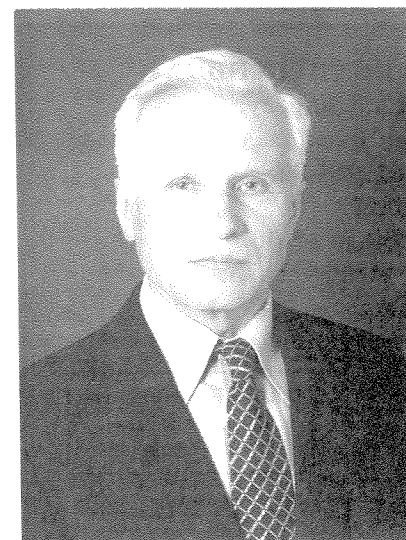
4.8. Тепловой расчет систем водяного отопления	138
4.9. Эксплуатация оборудования систем водяного отопления	149
<i>Подготовка систем отопления к пуску</i>	<i>—</i>
<i>Пуск в действие систем отопления</i>	<i>153</i>
<i>Регулирование системы отопления</i>	<i>155</i>
<i>Эксплуатационное регулирование тупиковых систем отопле- ния</i>	<i>160</i>
<i>Техническое обслуживание систем водяного отопления</i>	<i>163</i>
<i>Особенности эксплуатации оборудования систем водяного ото- пления</i>	<i>164</i>
4.10. Воздушное отопление	167
<i>Местное воздушное отопление</i>	<i>169</i>
<i>Центральное воздушное отопление</i>	<i>171</i>
<i>Воздушно-тепловые завесы</i>	<i>173</i>

Г Л А В А 5	
СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА	177
5.1. Виды систем вентиляции	—
<i>Естественная вентиляция</i>	<i>178</i>
<i>Механическая (искусственная) вентиляция</i>	<i>183</i>
5.2. Конструктивные элементы систем вентиляции	191
5.3. Системы кондиционирования воздуха	204
5.4. Местные системы кондиционирования воздуха	213
5.5. Особенности вентиляции и кондиционирования воздуха зданий агро- промышленного комплекса и коммунального хозяйства	216
Г Л А В А 6	
РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА	239
6.1. Определение количества вредных веществ, теплоты и влаги, посту- пающих в воздух помещений	—
6.2. Определение количества вентиляционного воздуха при общеобмен- ной вентиляции	241
<i>Определение количества вентиляционного воздуха по расчету на ассимиляцию вредных выделений</i>	<i>—</i>
<i>Определение расхода воздуха из условий воздушного отопления</i>	<i>248</i>
<i>Определение количества вентиляционного воздуха по укрупнен- ным измерителям</i>	<i>249</i>
6.3. Определение расхода воздуха в местных системах вентиляции	250
6.4. Определение продолжительности вентилирования помещений	252

Г Л А В А 7	
ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИКИ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ	255
7.1. Сопротивления движению воздуха в воздуховодах	—
7.2. Аэродинамический расчет воздуховодов	258
7.3. Распределение давлений воздуха в воздуховодах	262
7.4. Борьба с шумом вентиляционных установок	268
Г Л А В А 8	
ОЧИСТКА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА	272
8.1. Аэрозоли	—
8.2. Запыленность воздуха и степени его очистки от пыли	273
8.3. Фильтры	275
8.4. Пылеуловители	281
8.5. Очистка воздуха от капелек электролита	282
8.6. Освобождение воздуха от неприятных запахов	283

Г Л А В А 9	
ТЕПЛОВЛАЖНОСТНАЯ ОБРАБОТКА ВОЗДУХА	285
9.1. Назначение тепловлажностной обработки воздуха	—

9.2. Смещение потоков воздуха различных состояний	288
9.3. Тепло- и влагообмен между воздухом и водой	290
ГЛАВА 10	
АППАРАТЫ КОНТАКТНОГО ТИПА	296
10.1. Виды аппаратов контактного типа	—
10.2. Форсуночные камеры	297
10.3. Камеры с орошаемой насадкой	305
10.4. Аппараты пенного типа	306
ГЛАВА 11	
ПОВЕРХНОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ	308
11.1. Устройство поверхностных теплообменных аппаратов	—
11.2. Воздухонагреватели	310
11.3. Воздухоохладители	323
ГЛАВА 12	
ОСУШКА ВОЗДУХА	329
12.1. Механическая осушка воздуха	—
12.2. Осушка воздуха твердыми сорбентами	331
12.3. Осушка воздуха жидкими сорбентами	335
ГЛАВА 13	
КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА	341
13.1. Термодинамическая модель системы кондиционирования воз- духа	—
13.2. Система кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией	353
13.3. Тепло- и холодоснабжение систем кондиционирования воздуха	359
ГЛАВА 14	
ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗ- ДУХА	364
14.1. Задачи эксплуатации и ее организация	—
14.2. Приемка систем в эксплуатацию	366
14.3. Испытания и наладка систем	367
14.4. Определение технических характеристик оборудования и сис- тем	370
14.5. Аэродинамическое испытание сетей воздухопроводов и регулирова- ние расходов воздуха	386
14.6. Испытание вентиляторов	390
14.7. Испытание и наладка калориферных установок	394
14.8. Испытание и наладка форсуночной камеры орошения	398
14.9. Испытание воздушных фильтров	402
14.10. Испытание неавтономных кондиционеров	403
14.11. Испытание и наладка автономных кондиционеров	404
14.12. Испытание и наладка систем кондиционирования воздуха	405
14.13. Техническое обслуживание систем	406
Приложения	411
Список литературы	419



**Свистунов
Василий Михайлович**

Родился в 1928 году. Окончил Военно-воздушную академию им. А. Ф. Можайского. Кандидат технических наук. Доцент кафедры «Теплоснабжение и вентиляция».

Область научных интересов — вентиляция и кондиционирование воздуха.

Автор 120 научных и учебно-методических публикаций.



**Пушняков
Николай Карпович**

Родился в 1954 году. С отличием окончил Военный инженерный институт им. А. Ф. Можайского. Кандидат технических наук. Доцент.

Область научных интересов — водоподготовка, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.

Автор 47 научных работ, учебных и методических пособий, 4 авторских свидетельств и 5 патентов на изобретения.

В настоящее время научный сотрудник фирмы «Экомед».

