

6с9

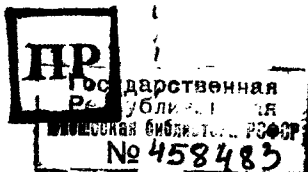
~~ББК 38.762~~

Т34 Г96

УДК 697 (075. 8)

Авторский коллектив: В. М. Гусев, Н. И. Ковалев, В. П. Попов, В. А. Потрошков

Рецензенты — кафедра теплогазоснабжения КИСИ, кафедра отопления и вентиляции БПИ



Г96 **Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебник для вузов/В. М. Гусев, Н. И. Ковалев, В. П. Попов, В. А. Потрошков, под ред. В. М. Гусева.— Л.: Стройиздат. Ленингр. отделение, 1981.— 343 с., ил.**

В книге рассмотрены теоретические основы теплотехники, отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, вопросы устройства и работы, проектирования и расчета, монтажа и эксплуатации соответствующего оборудования и систем. Описаны приборы для их практических испытаний и наладки.

Учебник предназначен для студентов строительных и политехнических вузов по специальности 1218 «Техническая эксплуатация зданий, оборудования и автоматических систем».

ББК 38.762

6С9.4

Т 30210—080 159—81. 3206000000
047(01)—81

© Стройиздат, Ленинградское отделение, 1981

Предисловие

XXVI съезд КПСС ориентировал на систематический прогресс производства, повышение его эффективности, улучшение условий жизни народа. Особое внимание в решениях съезда было обращено на создание для человека благоприятных условий в жилых помещениях, а в промышленности и для хода технологического процесса (сооружение стропильных ограждений, надежно защищающих здания от наружных климатических воздействий, обеспечение в зданиях требуемой работы отопительно-вентиляционных установок).

Эффективность и долговечность отопительно-вентиляционных установок зависят от качества проекта, монтажа, наладки и эксплуатации их.

В ряде вузов в последние годы ведется подготовка инженеров-строителей по специальности 1218 — «Техническая эксплуатация зданий, оборудования и автоматических систем». В учебный план входит курс «Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха». Материал настоящего учебника отвечает программе этого курса (УМУ-Т-12/368), утвержденной 3.02.1976 г. Учебно-методическим управлением по высшему образованию МВ и ССО СССР. Объем разделов учебника обусловлен их практической значимостью и степенью трудности усвоения материала изучающими.

В учебнике физические величины выражены в международной системе единиц СИ и в единицах, допускаемых к применению наравне с единицами СИ (температура в градусах Цельсия, время в часах, сутках и т. д., частота вращения в оборотах в минуту, работа в киловатт-часах).

Авторы учебника стремились осветить основные достижения отечественной и зарубежной науки в области теплотехники, отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. При этом учитывался опыт подготовки студентов по этой специальности в Ленинградском ордена Трудового Красного Знамени инженерно-строительном институте.

В первом разделе учебника изложены теоретические основы теплотехники и теплопередачи, описаны принципы действия, устройства и эксплуатации тепловых двигателей. Во втором рассмотрены тепловой режим помещений и зданий, а также основное оборудование, расчет, проектирование и вопросы эксплуатации систем отопления, в третьем разделе — то же, но относящееся к системам вентиляции.

В учебнике даны рекомендации для обслуживания названных систем, приведены методы и способы их испытаний, наладки и регулирования. Опн-

саны приборы для испытаний, принципиальные вопросы ручного и автоматического регулирования. В таблицах имеются характерные для эксплуатации нормы и показатели, а также формы документации для контроля за работой оборудования и систем.

Первый раздел учебника написан канд. техн. наук доц. В. А. Потрошковым. Главы 11, 13, 14, 16, 17 третьего раздела были вчера подготовлены канд. техн. наук доц. Н. И. Ковалевым. Этот раздел доработан канд. техн. наук доц. В. П. Поповым. Д-ром техн. наук проф. В. М. Гусевым написаны предисловие, введение, второй раздел, выполнено общее редактирование учебника.

Материал книги следует считать первой попыткой издания подобного учебника. В нем неизбежны отдельные недочеты. Поэтому авторы с благодарностью примут все пожелания для его дальнейшего улучшения.

ВВЕДЕНИЕ

Теплотехника — наука, изучающая технические средства превращения природных энергоресурсов (топлива, урана, тепла недр Земли, излучения Солнца) в непосредственно используемые формы энергии: теплоту, работу и электричество. Она включает техническую термодинамику, теорию тепломассообмена, рассматривает тепловые двигатели, холодильные машины и термопреобразователи, компрессоры и вентиляторы, топливосжигающие устройства и котельные установки.

Благосостояние стран определяется количеством потребляемой энергии. В условиях истощения природных энергоресурсов и загрязнения окружающей среды решение вопросов экономии энергии является важнейшей задачей инженерной деятельности любого специалиста.

Русские и советские ученые внесли большой вклад в развитие теплотехники. М. В. Ломоносов еще в середине XVIII в. высказал мысль: «теплота — вращательное движение материи...», функция скорости движения корпускул». В 1766 г. И. И. Ползунов построил паровую машину. В XVIII—XX вв. во многом усилиями русских и зарубежных ученых был обеспечен дальнейший прогресс этой науки, особенно в последние десятилетия. Огромное значение имеют работы Всесоюзного теплотехнического им. Ф. Э. Дзержинского, Энергетического им. Т. М. Крыжановского АН СССР, Центрального котлотурбинного им. И. И. Ползунова и других институтов.

Отопительные установки — сочетание устройств для выработки и транспортирования теплоносителя, для обогрева зданий и сооружений жилого, общественного, производственного, сельскохозяйственного назначения.

Вентиляционные установки — устройства для подачи в помещения чистого и удаления из них загрязненного воздуха. В этих установках осуществляется нагревание, нередко и охлаждение, очистка, увлажнение, осушка приточного воздуха, а также загрязненного, удаляемого в атмосферу.

Отопительно-вентиляционные системы устраивают с целью обеспечения в помещениях санитарно-гигиенических условий,

необходимых для пребывания человека. В промышленных предприятиях с помощью этих систем поддерживаются определенные параметры внутреннего воздуха (температура, влажность, подвижность, чистота от механических и химических примесей), соответствующие требованиям технологического процесса, гигиены труда. При этом автоматически поддерживающими постоянство метеорологических условий (кондиций) служат *системы кондиционирования (СКВ)*.

Отопительно-вентиляционная техника, как и теплотехника, прошла большой путь развития и совершенствования.

Сначала костер служил для отопления, приготовления пищи, изготовления орудий труда. Через входной проем жилище вентилировалось.

Позже применялись очаги из «диких» камней, а затем — глинобитные печи. Те и другие топились «по-черному». В средние века печь была дополнена трубой для отвода дыма в атмосферу. У славян такая печь называлась «белой», или «русской».

С начала XVIII в. шло успешное совершенствование печей, особенно русскими специалистами. Возникло отопление нескольких помещений из одного центра воздухом, подогретым топочными газами, названное за границей «русской системой».

Простейшие системы централизованного отопления и вентиляции относятся к древним временам, когда появились каминные, подпольное огневое отопление, устройство в стенах дымоотводных и вентиляционных каналов (раскопки в Крыму, на Ближнем Востоке, в Китае, Греции). В античном Риме применялось отопление «термальной» водой из горячих источников или подогретой в простейших котлах.

Большое влияние на прогресс теплотехники и отопительно-вентиляционной техники оказала промышленная революция. В XVIII в. в связи с созданием паровой машины стали шире использовать пар, а затем и горячую воду, осуществлять центральное паровое и водяное отопление.

Ценнейший вклад в развитие научных теорий и их практическую реализацию внесли отечественные специалисты (XIX в.). Н. А. Львов издал труд «Русская пиростатика». А. А. Саблуков изобрел первый вентилятор. Начали применяться насосы и вентиляторы с электродвигателем. И. И. Флавицкий создал теорию о влиянии параметров воздушной среды на самочувствие человека.

Труды ученых первой половины XX в. свидетельствуют о значительном прогрессе в создании различных теплообменных аппаратов, систем централизованного отопления и вентиляции (решении вопросов их автоматизации), установок искусственного климата. Исходными данными для этого были изданные еще в 1922 г. нормы «Охраны труда», требования совершенствования технологии производств.

После Октябрьской революции развитие теплотехники, отопления и вентиляции шло в СССР особенно быстро. Если до революционный выпуск радиаторов, котлов и вентиляторов принять за 100 %, то уже к пятидесятилетию Советского государства (1967 г.) выпуск отечественными заводами возрос до 670, 1200 и 1500 %.

Дальнейшие интенсивные исследования привели к новому совершенствованию науки и техники в СССР. Были созданы прогрессивные прямоточные котлы и системы отопления, разработаны новые системы вентилирования помещений, создана мощная сеть предприятий промышленного изготовления теплотехнического и отопительно-вентиляционного оборудования, стало уделяться большое внимание вопросам качества и эффективности его эксплуатации.

Плодотворна деятельность таких выдающихся отечественных специалистов, как С. В. Лукашевич, А. К. Павловский, В. М. Чаплин, В. Д. Мачинский, В. В. Дмитриев, Б. М. Аше, М. В. Кирпичев, Л. К. Рамзин, А. Н. Селиверстов, А. А. Крауз, Л. А. Семенов, В. В. Батулин, П. Н. Каменев, Г. А. Максимов, С. Ф. Копьев и др. Большую работу в области теплотехники, отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха ведут коллективы инженерно-строительных, политехнических и отраслевых советских вузов, исследовательских, производственных и проектных организаций.

ГЛАВА 1

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. Предмет и метод термодинамики

Понятие «термодинамика» введено С. Карно в 1824 г. в смысле «движущая сила огня (тепла)». Возникла новая наука как теория теплового двигателя.

Предмет технической термодинамики — процессы взаимного превращения теплоты и работы, а также макроскопические свойства рабочих тел. Процессы исследуются термодинамическим методом, базирующимся на законах сохранения энергии, возрастания энтропии и стремления энтропии к нулю при уменьшении абсолютной температуры до нуля, называемых соответственно первым, вторым и третьим законами термодинамики. Сущность метода — изучение процессов при помощи энергоэнтропийных балансов и выявление на их основе характерных закономерностей.

В настоящее время этот метод превратился в универсальный метод исследования даже таких систем, как производство, экономика, информатика, биология и др. Для изучения процессов в системах теплогазоснабжения, отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха он является основным.

1.2. Термодинамическая система и параметры

Термодинамическая система — совокупность тел, которые могут энергетически взаимодействовать между собой и с окружающей средой, а также обмениваться с ней массой вещества. В термодинамике рассматриваются системы, состоящие из множества хаотически движущихся микрочастиц. Газ или пар (система), посредством которых осуществляются энергетические превращения, называется рабочим телом. Так, воздух является рабочим телом в системе вентиляции, газ или пар — в тепловом двигателе и т. д. В отличие от закрытых (замкнутых) систем открытые обмениваются массой с окружающей средой. Закрытая система, не обменивающаяся энергией, называется изолированной; при отсутствии теплообмена — адиабатной. Гомогенная (однородная) система имеет одинаковые свойства во всех

своих не разделенных поверхностями частях. Гетерогенная состоит из нескольких гомогенных частей, фаз.

Вещество находится в одном из состояний: твердом, жидком, газообразном и плазменном. Состояние системы определяется независимыми величинами — параметрами. Изменение их во времени свидетельствует о нестационарном состоянии. Если это не наблюдается, то состояние называется стационарным. При отсутствии потоков энергии и массы система будет в равновесном состоянии, или в термодинамическом равновесии.

Для характеристики равновесных состояний системы (рабочего тела) достаточно следующих трех основных параметров.

Давление — результат ударов микрочастиц о стенки сосуда. Оно определяется силой, действующей по нормали на единицу поверхности.

Атмосферное (барометрическое) давление p_b измеряют при помощи барометра. Прибор для измерения избыточного (сверх атмосферного) давления $p_{из}$ называют манометром. Разрежение, или вакуум p_v , измеряется вакуумметром, небольшие разрежения — тягомером.

Полное или абсолютное давление

$$p = p_b + p_{из}; \quad p = p_b - p_v. \quad (I.1)$$

В СИ единица измерения силы — ньютон (Н). Поэтому давление измеряется в Н/м² и называется паскалем (Па). Поскольку эта единица невелика ее укрупняют унифицированными приставками дека (да), гекто (г), кило (к), мега (М). Связь между единицами: 1 даПа = 10 Па, 1 гПа = 10² Па, 1 кПа = 10³ Па, 1 МПа = 10⁶ Па. Иногда используют и внесистемную единицу — 1 бар = 10⁵ Па.

В МКГСС единица измерения давления — кгс/м². Она также мала, поэтому манометры градуированы в технических атмосферах. Давление измеряют и высотой столба ртути, воды, спирта.

Связь между единицами: техническая атмосфера 1 ат = 1 кгс/см² = 10⁴ кгс/м² = 9,81 · 10⁴ Па = 981 гПа = 10⁴ мм вод. ст. = 735,6 мм рт. ст.

Температура термодинамическая (абсолютная) T пропорциональна средней кинетической энергии движения микрочастиц. Она отсчитывается от абсолютного нуля и измеряется в кельвинах (К).

Обычно температуру измеряют по расширению газа, ртути, спирта, изменению электрического сопротивления медного, платинового и других проводников, разности электрических потенциалов (термопара), спектра и интенсивности излучения (пирометр) и т. д. Такую температуру t называют эмпирической, или практической.

Таким образом, кроме термодинамической (абсолютной) шкалы Кельвина применяется и Международная практическая

стоградусная, в которой единица измерения — градус Цельсия ($^{\circ}\text{C}$). Его величина равна кельвину.

Для тройной точки воды температура равновесия между твердой (лед), жидкой и газообразной (пар) фазами при давлении 610,8 Па установлена 273,16 К или 0,01 $^{\circ}\text{C}$.

Связь между шкалами:

$$T = t + 273,15. \quad (1.2)$$

Удельный объем — объем единицы массы вещества, $\text{м}^3/\text{кг}$: $v = V/M$. Здесь V — полный объем вещества, м^3 ; M — масса вещества, кг. Величина, обратная удельному объему, — **плотность**, $\text{кг}/\text{м}^3$: $\rho = 1/v$.

Если масса киломоля* μ , а его объем μv , тогда удельный объем $v = (\mu v)/\mu$, а плотность $\rho = \mu/(\mu v)$. При нормальных условиях ($p_0 = 760$ мм рт. ст. = 1013,25 гПа, $t = 0$ $^{\circ}\text{C}$, $\mu v_0 = 22,4146$ $\text{м}^3/\text{кмоль}$) удельный объем $v_0 = 22,4/\mu$; $\rho_0 = \mu/22,4$.

1.3. Уравнение состояния идеальных и реальных газов

Для упрощения выводов в термодинамике пользуются понятием «идеальный газ». Ему можно дать следующие определения:

1) газ, молекулы которого — материальные точки, обладающие массой, но не имеющие объема, силы взаимодействия между ними отсутствуют;

2) газ, равновесное состояние которого описывается уравнением состояния, установленным Б. Клапейроном (1834 г.) на основании законов Бойля—Мариотта и Гей-Люссака:

$$pv = RT, \quad (1.3)$$

где R — газовая постоянная, Дж/(кг·К).

Для M , кг, газа оно имеет вид

$$pV = MRT. \quad (1.4)$$

Д. И. Менделеев (1874 г.) применил это уравнение к одному киломолю газа и получил

$$p\mu v = \mu RT, \quad (1.5)$$

где μR — универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К).

По закону Авогадро при одинаковых p и T киломоль любого газа занимает одинаковый объем, поэтому величина уни-

* Киломоль — количество вещества, кг, численно равное относительной молекулярной массе μ , т. е. числу, показывающему во сколько раз масса молекулы данного вещества больше 1/16 части массы атома кислорода или 1/12 части массы атома углерода.

версальной газовой постоянной не зависит от вида газа. Определим ее по параметрам при нормальных условиях:

$$\mu R = \frac{101320 \cdot 22,4146}{273,15} = 8314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К}),$$

тогда газовая постоянная любого газа будет

$$R = 8314/\mu. \quad (1.6)$$

В расчетах вентиляционных и газовых систем и котельных установок для приведения объема газа к определенным условиям широко используется получаемое из уравнения (1.4) выражение

$$V_1 = VpT_1/(p_1T). \quad (1.7)$$

Применение уравнения состояния идеального газа ограничено. При обычных условиях оно справедливо для водорода, гелия, кислорода, азота, однако для некоторых газов (например, двуокиси углерода) дает погрешность до 2—3 %. В связи с этим для реальных газов получены многочисленные уравнения состояния, учитывающие объем молекул, образование комплексов-ассоциаций и силы взаимодействия. Они сложны и в практике не применяются, но по ним рассчитаны таблицы и построены диаграммы. Уравнение М. П. Вулкаловича и И. И. Новикова (1939 г.) положено в основу расчета таблиц параметров водяного пара.

1.4. Газовые смеси

В теплотехнике в основном встречаются не чистые (однокомпонентные) газы, а их смеси: атмосферный воздух, продукты сгорания топлива и т. д. Здесь рассматриваются механические смеси; их компоненты не вступают в химические реакции между собой. Если компоненты принимаются идеальными, то и вся смесь считается идеальной.

Состав смеси задается массовыми и объемными долями. Масса смеси складывается из масс M_i отдельных компонентов, поэтому сумма массовых долей $\sum_{i=1}^n m_i = \sum_{i=1}^n M_i/M = 1$ (или 100 %). Объем смеси можно представить суммой парциальных объемов V_i компонентов. Тогда сумма объемных долей $\sum_{i=1}^n r_i = \sum_{i=1}^n V_i/V = 1$ (или 100 %). Парциальным называют такой объем, который имел бы i -й компонент, если бы один находился под давлением и при температуре смеси.

Для смеси вводится условное понятие — средняя молекулярная масса, соответствующая некоторому абстрактному однокомпонентному газу, число молекул которого равно их числу в смеси. Она равна массе смеси, деленной на число молекул в ней.

При известном массовом и объемном составах

$$\mu = 1 \left/ \sum_{i=1}^n (m_i/\mu_i) \right.; \quad \mu = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i. \quad (1.8)$$

Так, для воздуха ($r_{O_2} = 21\%$ и $r_{N_2} = 79\%$):

$$\mu = 32 \cdot 0,21 + 28 \cdot 0,79 = 28,84 \quad \text{и} \quad R = 8314/28,84 = 288,3 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Закон Дальтона — общее давление смеси равно сумме парциальных давлений отдельных газов, входящих в смесь:

$$p = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (1.9)$$

Парциальным называют такое давление, которое имел бы i -й компонент газовой смеси, если бы один занимал весь объем смеси и находился при ее температуре.

Парциальное давление вычисляется по общему давлению смеси и объемной доле i -го компонента: $p_i = pr_i$.

1.5. Энергетические превращения.

Первый закон (начало) термодинамики

Энергия не возникает из ничего и не исчезает, а переходит из одного вида в другой — один из основных законов естествознания. Это позволяет дать широкое определение: *энергия* — единая скалярная мера различных форм движения материи. В теплотехнике рассматриваются два вида энергии: *теплота* — энергия, передаваемая одной системой другой и зависящая только от разности их температур и не связанная с переносом массы; *работа* — не зависящая от температур систем, представляющая собой меру их взаимодействия, проявляющуюся при изменении энергии системы во время перехода ее из одного состояния в другое.

Этот переход называется термодинамическим процессом. Он всегда сопровождается изменением параметров состояния. Если процесс представляет собой непрерывный ряд равновесных состояний системы, то он называется равновесным, если же нет, то неравновесным.

Все реальные процессы неравновесны, следовательно, необратимы. Причиной этого является трение, наличие в системе потоков теплоты, течение процессов с конечной скоростью, недостаточной для восстановления равновесия. Поэтому такое же по величине, но обратное энергетическое воздействие не может вернуть систему в первоначальное состояние.

В классической термодинамике рассматриваются равновесные, обратимые процессы, что упрощает получение основных закономерностей. Такие процессы можно изобразить и графически, например в pv -координатах (рис. 1.1).

Работа изменения объема газа в процессе определяется следующим образом. Пусть 1 кг газа в полости цилиндра (рис. 1.1) совершит элементарную работу dl , переместив поршень площадью F на расстояние dh и преодолев при этом внешнюю силу P :

$$dl = Pdh = pFdh = p dv. \quad (1.10)$$

Работа в процессе 1—2

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv. \quad (1.11)$$

Как следует из рис. 1.1, площадь под кривой процесса 1—2 изображает работу, что обуславливает особенность pv -диаграммы. Кроме того видно, что величина работы зависит от пути перехода газа из одного состояния в другое, т. е. работа является функцией процесса.

Полученная работа — результат единичного акта изменения объема от v_1 до v_2 . В циклических процессах, а также при течении потоков может производиться техническая (располагаемая) работа, которая изображается площадью 122'1'' и определяется по формуле

$$dl_T = -v dp; \quad l_T = \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (1.12)$$

Теплота q , как и работа, является функцией процесса.

Внутренняя энергия газа u — сумма энергий теплового хаотического движения молекул (поступательного и вращательного), колебаний атомов в молекулах и силового взаимодействия между ними. Для идеального газа $u = f(T)$, т. е. внутренняя энергия — функция состояния, а ее изменение Δu — функция процесса.

Энтальпия i (греч. «нагреваю») — функция состояния системы, равная сумме внутренней энергии и работы ввода тела объемом v в среду с давлением p :

$$i = u + pv. \quad (1.13)$$

Первый закон термодинамики гласит: теплота, подведенная к системе, расходуется на изменение ее внутренней энергии и производимую ею работу. Отсюда, аналитическое выражение этого закона:

$$dq = du + dl; \quad q = (u_2 - u_1) + l. \quad (1.14)$$

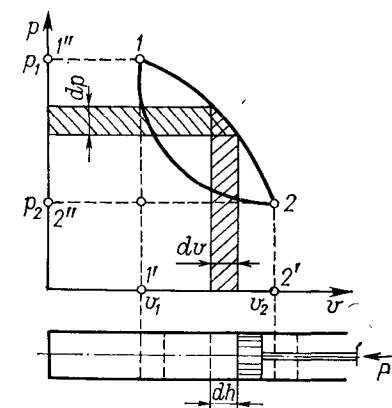


Рис. 1.1. Зависимость работы от пути процесса. Располагаемая работа

Подставив в выражение (I.14) значение работ из уравнений (I.10) и (I.11), получим

$$dq = du + pdv; \quad q = u_1 - u_2 + \int_{v_1}^{v_2} pdv. \quad (I.15)$$

Продифференцировав уравнение (I.13), найдем $di = du + pdv + vdp$. С учетом (I.15) уравнение первого закона термодинамики выразится через энтальпию и располагаемую работу:

$$dq = di - vdp; \quad q = i_2 - i_1 - \int_{p_1}^{p_2} vdp. \quad (I.16)$$

Для потока рабочего тела при скоростях более 100 м/с учитывается изменение кинетической энергии, поэтому

$$dq = di + d(w^2/2) + dl_T, \quad (I.17)$$

где w — скорость потока, м/с; l_T — техническая работа над внешним объектом.

Необходимо помнить, что здесь и далее величины работы, теплоты, внутренней энергии, энтальпии отнесены к 1 кг газа. Умножая их на всю массу M , получают полные количества L , Q , $U_2 - U_1$, I .

В СИ единица их измерения — джоуль (Дж), представляющая собой работу силы, равной 1 ньютону (Н), на пути 1 м (в направлении действия силы). Для ее укрупнения используют стандартные приставки: кило, мега и т. д.

В старой системе единиц работа измерялась в килограмм-сила-метрах (кгс·м), а теплота, внутренняя энергия, энтальпия — в килокалориях (ккал). Одна килокалория (табл. I.1) соответствует количеству теплоты, необходимой для нагревания 1 кг воды от 19,5 до 20,5 °С при нормальном давлении.

Таблица I.1

Соотношение между единицами измерения энергии

Единицы измерения	Кило-джоуль	Килокалория	Килограмм-сила-метр	Киловатт-час
Килоджоуль	1	0,239	102	0,000279
Килокалория	4,1868	1	427	0,00116
Килограмм-сила-метр	0,00981	0,00234	1	0,00000272
Киловатт-час	3600	860	367200	1

1.6. Теплоемкость

Количество теплоты, необходимое для нагревания единицы количества вещества на один градус называется удельной, или просто *теплоемкостью*. В теплотехнике применяют такие единицы количества вещества: 1 кг массы, 1 м³ объема газа при

нормальных условиях и 1 кмоль. В соответствии с этим различают теплоемкости: массовую c , объемную c' и мольную μc .

Теплоемкость зависит от характера процесса (табл. I.2).

Таблица I.2

Теплоемкость и ее единицы измерения

Тепло-емкость	Количество вещества	Процесс		Система единиц	
		$v = \text{const}$	$p = \text{const}$	СИ	Внесистемная (ГОСТ 8550—61)
Массовая	1 кг	c_v	c_p	Дж/(кг·К)	ккал/(кг·°С)
Объемная	1 м³	c'_v	c'_p	Дж/(м³·К)	ккал/(м³·°С)
Мольная	1 кмоль	μc_v	μc_p	Дж/(кмоль·К)	ккал/(кмоль·°С)

Теплоемкость идеальных газов зависит от температуры, а реальных — и от давления. Согласно определению, теплоемкость

$$c = \lim_{\Delta T \rightarrow 0} (\Delta q / \Delta T) = dq/dT. \quad (I.18)$$

Такая теплоемкость называется истинной; она соответствует определенной температуре.

При расчетах в широком температурном интервале пользуются средней теплоемкостью:

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{c_m \Big|_0^{t_2} t_2 - c_m \Big|_0^{t_1} t_1}{t_2 - t_1}, \quad (I.19)$$

где $c_m \Big|_0^{t_1}$ и $c_m \Big|_0^{t_2}$ — средние значения теплоемкостей в интервале от 0 °С до t_1 и t_2 приводимые в таблицах.

В приближенных расчетах (или в интервале — 50 ÷ +150 °С) зависимостью теплоемкости от температуры часто пренебрегают, т. е. считают постоянной и соответствующей 0 °С (табл. I.3).

Таблица I.3

Мольная теплоемкость идеальных газов (при 0 °С)

Газы	кДж/(кмоль·К)		ккал/(кмоль·°С)	
	μc_v	μc_p	μc_v	μc_p
Одноатомные	12,6	20,9	3	5
Двухатомные	20,9	29,3	5	7
Трех- и более атомные	29,3	37,7	7	9

Количество тепла вычисляют по формулам (справедливым и для истинной теплоемкости)

$$\begin{aligned} Q &= Mc_m(t_2 - t_1); \\ Q &= V_0 c'_m(t_2 - t_1); \\ Q &= \alpha \mu c_m(t_2 - t_1), \end{aligned} \quad (1.20)$$

где V_0 — полный объем газа при нормальных условиях, м³, α — число киломолей.

Из уравнений (1.20) вытекает связь между различными теплоемкостями:

$$c_m = \mu c'_m / \mu; \quad c'_m = \mu c_m / 22,4 = c_m \rho_0 \cdot \quad (1.21)$$

Внутренняя энергия газа вычисляется по формуле

$$u = c_v T, \quad (1.22)$$

энтальпия находится из выражения

$$i = c_p T. \quad (1.23)$$

Обе эти величины представляют собой количества теплоты, необходимые для нагревания 1 кг газа от 0 °С до T , соответственно при $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$.

Теплоемкость газовых смесей определяют по формулам

$$c = \sum_{i=1}^n c_{1i} m_i; \quad c' = \sum_{i=1}^n c'_{1i} r_i; \quad \mu c = \sum_{i=1}^n \mu c_{1i} r_i. \quad (1.24)$$

1.7. Процессы изменения состояния газа

В зависимости от характера протекания различают четыре основных термодинамических процесса (рис. 1.2):

- изохорный — при постоянном объеме ($v = \text{const}$);
- изобарный — при постоянном давлении ($p = \text{const}$);
- изотермический — при постоянной температуре ($T = \text{const}$);
- адиабатический — без теплообмена с внешней средой ($dq = 0$).

Однако, указанные ограничения в реальных условиях практически не выполняются. В связи с этим вводится понятие *обобщенного политропного процесса*. Предполагается, что он обратим и теплоемкость c_n газа не изменяется. Уравнение процесса выводится на основе уравнений первого закона термодинамики (I.15) и (I.16), а также внутренней энергии (I.22) и энтальпии (I.23):

$$dq = cdT = c_v dT + p dv = c_p dT - v dp.$$

Отсюда следует

$$(c - c_v) dT = p dv; \quad (c - c_p) dT = -v dp.$$

После деления уравнений получим

$$\frac{c - c_p}{c - c_v} = - \frac{v}{dv} \frac{dp}{p}.$$

Обозначим

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v}, \quad (1.25)$$

где n — показатель политропы.

Тогда

$$n = - \frac{v}{dv} \frac{dp}{p}$$

$$\text{или } n \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0.$$

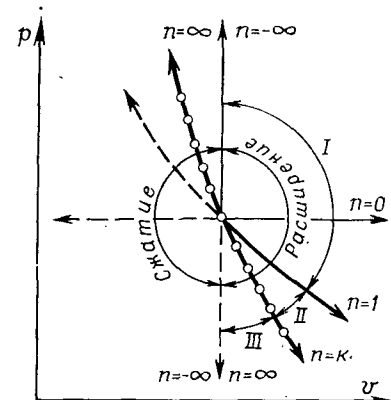
После интегрирования при $n = \text{const}$ получим $\ln pv^n = \ln(\text{const})$, т. е. уравнение политропного процесса будет

$$pv^n = \text{const}. \quad (1.26)$$

Анализ процессов состоит в следующем:

1. Связь между параметрами двух точек процесса вытекает из уравнений (1.26) и (1.3):

$$\begin{aligned} p_1/p_2 &= (v_2/v_1)^n; \\ T_1/T_2 &= (v_2/v_1)^{n-1}, \\ T_1/T_2 &= (p_1/p_2)^{(n-1)/n}. \end{aligned} \quad (1.27)$$



— — — — — процессы с подводом теплоты
- - - - - " с отводом теплоты
○ ○ ○ — " без теплообмена

Рис. 1.2. Основные процессы в p - v -координатах

Логарифмируя эти выражения, можно найти показатель политропы.

2. Изменение внутренней энергии в любом процессе идеального газа определяется из уравнения (I.22):

$$u_2 - u_1 = c_v (T_2 - T_1). \quad (1.28)$$

3. Изменение энтальпии находят из уравнений (I.13) и (I.23):

$$i_2 - i_1 = (u_2 - u_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) = c_p (T_2 - T_1). \quad (1.29)$$

4. Теплоемкость политропного процесса вычисляется из (I.25):

$$c = c_v (n - \kappa) / (n - 1). \quad (1.30)$$

где $\kappa = c_p/c_v$ — показатель адиабаты.

5. Количество теплоты в процессе

$$dq = cdT, \quad q = c (T_2 - T_1). \quad (1.31)$$

Таблица 1.4

Уравнения основных термодинамических процессов

Процесс	Показатель политропы n	Уравнение процесса	Теплоемкость c	Количество теплоты q	Изменение внутренней энергии $u_2 - u_1$	Работа l	Изменение энтропии $i_2 - i_1$
Изохорный	∞	$v = \text{const}$ $p/T = \text{const}$	c_v	$c_v(T_2 - T_1)$	$c_v(T_2 - T_1)$	0	$(u_2 - u_1) +$ $+ v(p_2 - p_1) =$ $= c_p(T_2 - T_1)$
Изобарный	0	$p = \text{const}$ $v/T = \text{const}$	$c_p = c_v + R$	$c_p(T_2 - T_1)$	$c_p(T_2 - T_1)$	$p(v_2 - v_1) =$ $= R(T_2 - T_1)$	$(u_2 - u_1) +$ $+ p(v_2 - v_1) =$ $= c_p(T_2 - T_1)$
Изотермический	1	$pv = \text{const}$	∞	$RT \ln(v_2/v_1) =$ $= p_1 v_1 \ln(v_2/v_1) =$ $= p_2 v_2 \ln(p_1/p_2) =$ $= \dots$	0	$l = q$	0
Адиабатный	$\kappa = c_p/c_v$	$pv^\kappa = \text{const}$ $Tv^{\kappa-1} = \text{const}$ $\frac{p^{(\kappa-1)/n}}{T} =$ $= \text{const}$	0	0	$c_v(T_2 - T_1)$	$\frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{\kappa - 1} =$ $= \frac{R(T_1 - T_2)}{\kappa - 1}$	$(u_2 - u_1) +$ $+ p_2 v_2 - p_1 v_1 =$ $= c_p(T_2 - T_1)$

6. Работу получают из уравнений (1.11) и (1.26):

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{p_1 v_1^n}{v^n} dv = \frac{p_1 v_1^n}{n-1} \left(\frac{1}{v_2^{n-1}} - \frac{1}{v_1^{n-1}} \right) = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1}. \quad (1.32)$$

Уравнения четырех основных процессов получаются из выражения (1.26).

В табл. 1.4 сведены расчетные выражения для этих процессов.

Бесконечное множество политропных процессов можно подразделить на группы I—III (см. рис. 1.2).

Для первой группы (при $-\infty < n < 1$) характерно то, что в процессах расширения теплота расходуется как на изменение внутренней энергии рабочего тела, так и на работу против внешних сил; в процессах сжатия, наоборот, теплота выделяется во внешнюю среду за счет уменьшения внутренней энергии и работы внешних сил.

Процессы второй группы (при $1 < n < \kappa$) отличаются тем, что работа расширения в них производится как за счет внешней теплоты, так и за счет внутренней энергии; в процессах сжатия затраченная работа переходит частично в эквивалентное количество теплоты, отводимой во внешнюю среду, и частично на увеличение внутренней энергии.

В процессах третьей группы (при $\kappa < n < +\infty$) при расширении внутренняя энергия расходуется на работу и отводимую в окружающую среду теплоту, при сжатии — наоборот.

1.8. Второй закон (начало) термодинамики

Второй закон термодинамики устанавливает условия преобразования теплоты в работу. Для этого необходимы, по крайней мере, два источника теплоты: горячий (верхний) и холодный (нижний). Разность количеств теплоты, полученной рабочим телом из горячего источника q_1 и отданной им холодному источнику q_2 , является полезной теплотой q_0 , которая в соответствии с первым законом термодинамики может полностью преобразоваться в полезную работу l_0 .

Термический коэффициент полезного действия (КПД) тепловых двигателей (или циклов) — отношение количеств теплоты, превращенной в полезную работу и полученной от горячего источника:

$$\eta_t = q_0/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - q_2/q_1. \quad (1.33)$$

Из формулы (1.33) видно, что КПД тепловых двигателей всегда меньше единицы (или 100 %). Двигатель, полностью превращающий теплоту в работу, назывался бы вечным двигателем второго рода.

Второй закон термодинамики формулируется так.

Планк (1852 г.): невозможно построить перподически действующий двигатель, который производил бы только поднятие груза и охлаждение источника тепла.

Клаузиус (1850 г.): теплота не может переходить сама по себе от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой.

Превращение работы в теплоту — самопроизвольный процесс, а превращение теплоты в работу — несамопроизвольный, он требует затраты энергии в виде теплоты, передаваемой в холодный источник.

Цикл Карно — круговой процесс, характеризующийся тем, что рабочее тело, выйдя из начального состояния и пройдя

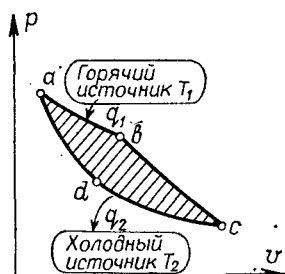


Рис. 1.3. Изображение цикла Карно в p - v -диаграмме. Полезная работа

через ряд промежуточных состояний, возвращается снова в исходную точку. Цикл, состоящий из обратимых процессов, называется идеальным. Такой цикл должен выполняться машиной, в которой отсутствует трение, удары, излучение, т. е. идеальным тепловым двигателем.

Рассмотрим систему, состоящую из двух источников теплоты с температурами T_1 и T_2 . Емкость источников бесконечно велика, поэтому отвод и подвод теплоты не изменяют их температур. Между источниками расположена машина, работающая по циклу Карно (рис. 1.3).

В цилиндре находится 1 кг рабочего тела (идеального газа). Начальное его состояние отвечает точке a в p - v -диаграмме. Начиная с этого момента, рабочее тело приводится в тепловой контакт с горячим источником, получает теплоту q_1 при $T_1 = \text{const}$ и расширяется. В точке b контакт с источником прерывается, и далее до точки c рабочее тело расширяется адиабатно. В процессах $a-b$ и $b-c$ производится работа расширения $l_p = l_{ab} + l_{bc}$. В исходное состояние рабочее тело возвращается в процессе сжатия $c-d$ при $T_2 = \text{const}$ (в котором отдает холодному источнику теплоту q_2), и затем в адиабатном процессе $d-a$. Затрачиваемая в этих процессах работа $l_c = l_{cd} + l_{da}$. Полезная работа составляет $l_0 = l_p - l_c$; она эквивалентна теплоте $q_0 = q_1 - q_2$. На рис. 1.3 работа l_0 изображается площадью внутри цикла $abcd$.

Подставив в уравнение (1.33) величины q_1 и q_2 для изотермических процессов, после преобразований получим термический КПД цикла Карно

$$\eta_t = 1 - T_2/T_1 = (T_1 - T_2)/T_1. \quad (1.34)$$

Видно, что КПД цикла Карно не зависит от свойств рабочего тела, но увеличивается с ростом разности температур источников.

Рассмотренный (прямой) цикл Карно является циклом идеального теплового двигателя. Обратный цикл Карно представляет интерес потому, что в нем теплота холодного источника передается горячему. Сначала рабочее тело расширяется адиабатно в процессе $a-d$ (температура падает до T_2), а затем изотермически — в процессе $d-c$. При этом рабочее тело принимает от холодного источника теплоту q_2 . В процессе $c-b$ рабочее тело адиабатно сжимается (температура возрастает до T_1). При изотермическом сжатии $b-a$ рабочее тело отдает горячему источнику теплоту q_1 .

Этот несамопроизвольный процесс оказывается возможным только при затрате внешней работы, изображенной площадью $adcb$ (см. рис. 1.3), и полностью превращаемой в теплоту q_0 .

Таким образом, горячий источник получает $q_1 = q_2 + q_0$. Машина, работающая по этому принципу, служит для охлаждения тел (производства холода) и называется холодильной. Такую машину («тепловой насос») можно применить и для отопления, если для этой цели использовать теплоту q_1 .

1.9. Энтропия. T - s -диаграмма

Из уравнений (1.33) и (1.34) для элементарного цикла Карно с учетом отрицательного знака dq_2 (теплота отводится) получим

$$\frac{dq_1}{T_1} + \frac{dq_2}{T_2} = 0; \quad \sum \frac{dq}{T} = 0. \quad (1.35)$$

Для любого кругового обратимого цикла путем разделения его на элементарные циклы Карно можно найти, что

$$\oint \frac{dq}{T} = 0. \quad (1.36)$$

Подынтегральное выражение представляет собой некоторую функцию состояния, так как ее изменение за цикл равно нулю. Она обозначается s и называется **энтропией**.

$$ds = \frac{dq}{T}; \quad s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T}. \quad (1.37)$$

Уравнения (1.37) — аналитические выражения второго закона термодинамики для обратимых процессов.

Рассмотрим необратимый цикл между теми же источниками теплоты. Вследствие того, что теплообмен может осуществляться только при наличии разности температур между источниками и рабочим телом,

$$\eta_t^{\text{необр}} = 1 - \frac{T_2 + dT_2}{T_1 - dT_1}. \quad (1.38)$$

Сравнивая выражение (1.38) с уравнением (1.34), найдем $\eta_{\text{необр}} < \eta_t$.

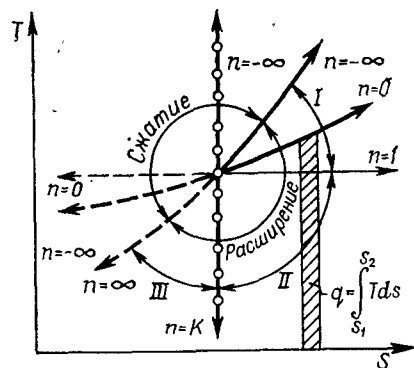
Для любого необратимого кругового процесса

$$\oint \frac{dq}{T} < 0, \quad (1.39)$$

откуда

$$(s_2 - s_1) > \int_1^2 \frac{dq}{T}; \quad ds > \frac{dq}{T}. \quad (1.40)$$

Уравнения (1.40) — аналитические выражения второго закона термодинамики для необратимых процессов.



— процессы с подводом теплоты
- - - " с отводом теплоты
o-o-o- " без теплообмена

Рассмотрим изолированную систему, в которой происходит теплообмен при конечной разности температур без совершения работы, и покажем, что энтропия в ней возрастает: так как $|dq_1| = |dq_2|$ и $T_1 > T_2$, то $ds > 0$ и $s_2 > s_1$. Энтропия как функция состояния имеет большое практическое значение при исследовании

Рис. 1.4. Диаграмма состояния TS. Зависимость теплоты от пути процесса. Изображение основных процессов

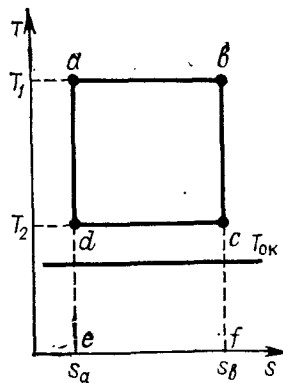


Рис. 1.5. Цикл Карно в TS-диаграмме. Полезная теплота. Эксергия

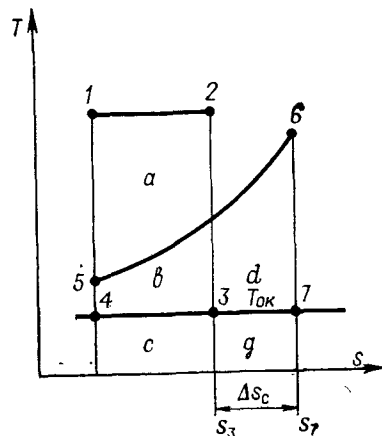


Рис. 1.6. Потери работоспособности при неравновесном теплообмене

тепловых процессов. Ts-диаграмма (рис. 1.4) является средством графического изображения процессов. Заштрихованная площадь под линией процесса изображает количество теплоты.

Найдем изменение энтропии в основных термодинамических процессах, для чего используем уравнение второго (1.37) и первого (1.15) законов термодинамики

$$ds = dq/T = (du + pdv)/T = c_v (dT/T) + R (dv/v).$$

Интегрируя, получим для политропного процесса выражение

$$s_2 - s = c_v \ln (T_2/T_1) + R \ln (v_2/v_1) = c \ln (T_2/T_1). \quad (1.41)$$

Из уравнения (1.41) имеем:

$$\text{для изохорного процесса } (v = \text{const}) \quad s_2 - s_1 = c_v \ln (T_2/T_1)$$

$$\text{для изобарного процесса } (p = \text{const}, T_2/T_1 = v_2/v_1) \quad s_2 - s_1 = (c_v + R) \ln (T_2/T_1) = c_p \ln (T_2/T_1)$$

$$\text{для изотермического процесса } (T = \text{const}) \quad s_2 - s_1 = R \ln (v_2/v_1) = q/T$$

$$\text{для адиабатического процесса } (dq = 0) \quad s_2 - s_1 = 0, \quad (s = \text{const})^*$$

Цикл Карно в Ts-координатах изображается в виде прямоугольника между изотермами T_1 и T_2 (рис. 1.5).

Эксергия e — максимально возможное количество полезной работы в данной системе источников теплоты, характеризующее ее работоспособность. Если рабочее тело получает q_1 теплоты в обратимом процессе $a-b$ (см. рис. 1.5), то максимальная полезная работа l_{max} в обратимом цикле Карно может быть получена при наличии холодного источника — окружающей среды с температурой $T_{\text{ок}}$. Таким образом, работоспособность (эксергия)

$$l_{\text{max}} = e = q_1 \eta_t = (1 - T_{\text{ок}}/T_1) q_1 = q_1 - T_{\text{ок}}(s_2 - s_1). \quad (1.42)$$

Рассмотрим энергетические потери при неравновесном теплообмене между источником с температурой T_1 и рабочим телом (например, при нагревании воздуха в калорифере). Пусть теплота q_1 передается от источника T_1 рабочему телу, изменяющему свое состояние в изобарном процессе $5-6$ (рис. 1.6). Работоспособность при равновесном переходе теплоты от источника T_1 равняется сумме площадей: $e_1 = q_1 - q_2 = (a + b + c) - c = a + b$. Работоспособность при подводе теплоты по линии $5-6$ составит $e_2 = q_1 - q_2 = (b + d + c + g) - (c + g) = b + d$. Потеря работоспособности $\Delta e = e_1 - e_2 = (a + b) - (b + d) = a - d$.

Так как q_1 в обоих случаях одно и то же, то $(a + b + c) = (b + c + d + g)$, или $a = d + g$. Следовательно, потеря работоспособности $\Delta e = a - d = (d + g) - d = g$ эквивалентна площади g :

$$\Delta e = T_{\text{ок}}(s_7 - s_3) = T_{\text{ок}} \Delta s_c. \quad (1.43)$$

* Адиабатический процесс называется также изэнтропийным.

Из сказанного следует важный практический вывод: эффективность использования тепла тем выше, чем меньше конечная разность температур при теплообмене.

Другая причина энергетических потерь — трение. Процесс с трением необратим.

Итак, энтропия как функция состояния есть мера вероятности состояния системы, ее работоспособности, необратимости процессов.

1.10. Водяной пар. *is*-диаграмма

Вода и водяной пар широко применяются в энергетике, в отоплении, вентиляции, горячем водоснабжении.

Водяной пар — реальный газ. Уравнения состояния реальных газов сложны, поэтому в теплотехнических расчетах предпочитают использовать таблицы и диаграммы.

Рассмотрим процесс получения пара. Если в пространство над жидкостью вылетает большее число молекул, чем возвращается, то процесс называется испарением. Через некоторое время устанавливается динамическое равновесие, при котором над жидкостью находится предельное количество ее молекул. Пар насыщает пространство и называется насыщенным. Давление такого пара однозначно связано с температурой жидкости.

Для получения пара необходима поверхность раздела фаз, которая может быть и внутри жидкости при образовании пузырьков пара (кипение). Пузырьки существуют, если давление насыщенного пара в них равно или несколько больше внешнего давления, под которым находится жидкость. Кипение возможно при определенной температуре, называемой температурой насыщения, или температурой кипения. Она зависит только от давления.

Рассмотрим получение пара в цилиндре с подвижным поршнем (рис. 1.7). Пусть имеется 1 кг воды при 0 °С и давлении p_1 , чему в *p*-*v*-диаграмме отвечает точка 1. При подводе теплоты вода нагревается и увеличивается в объеме (расширяется). В точке 2 достигается температура кипения, соответствующая установленному давлению p_1 , начинается процесс образования пара. При дальнейшем подводе теплоты температура остается постоянной, количество пара растет, а воды — уменьшается (до точки 3). В процессе 2—3 получается влажный насыщенный пар, представляющий собой смесь сухого пара и жидкости. В точке 3 он сухой насыщенный (без жидкой фазы).

Насыщенный пар характеризуют степенью сухости x (паросодержанием), т. е. отношением массы сухого пара к массе влажного насыщенного пара. Очевидно, что в точке 2 паросодержание $x=0$, а в точке 3 $x=1$.

Если к сухому насыщенному пару (точка 3) подводить теплоту при $p=\text{const}$, то его удельный объем и температура будут возрастать. Такой пар называется перегретым; его состояние определяется двумя параметрами, например давлением и температурой.

При повышении давления до p_2 точка 1' расположится на линии $v_{ж}=\text{const}$, так как жидкость практически несжимаема. При большем давлении температура процесса парообразования повышается, удельный объем воды возрастает, точка 2' располагается на своей изобаре правее точки 2.

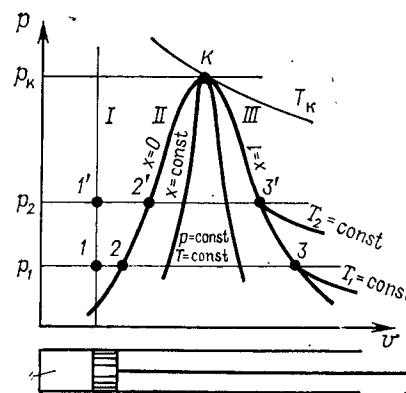


Рис. 1.7. Процесс парообразования в *p*-*v*-диаграмме

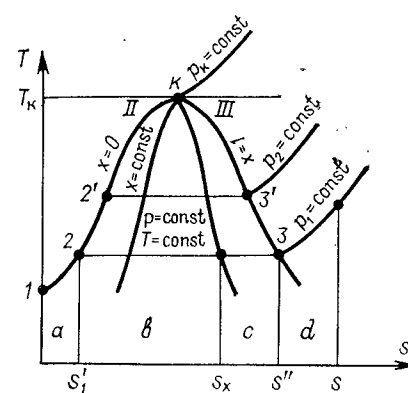


Рис. 1.8. Процесс парообразования в *T*-*s*-диаграмме

Сухой пар — реальный газ. При давлении p_2 его удельный объем будет меньше и точка 3' расположится левее точки 3. Объем сухого пара от повышения его температуры изменяется менее существенно, чем от повышения давления. Так, при давлении 0,1 МПа температура пара $T_n=372,79$ К, а при давлении 4 МПа — $T_n=523,48$ К. То есть, повышение температуры приводит к росту объема всего в 1,4 раза, а повышение давления — к уменьшению в 40 раз.

При критическом давлении точки 2 и 3 совпадут. Для водяного пара это давление $p_{кр}=22,12$ МПа; ему соответствует критическая температура $t_{кр}=374,15$ °С и удельный объем $v_{кр}=0,00317$ м³/кг.

Соединив точки 1, 2 и 3, получим три линии: I — для воды при 0 °С; II — для воды при температуре насыщения (нижняя пограничная кривая); III — для сухого насыщенного пара (верхняя пограничная кривая). Эти кривые делят диаграмму на области: между линиями I и II существует жидкость, между II и III — влажный насыщенный пар и правее III — перегретый пар. Из критической точки в области II—III исходят кривые постоянной степени сухости.

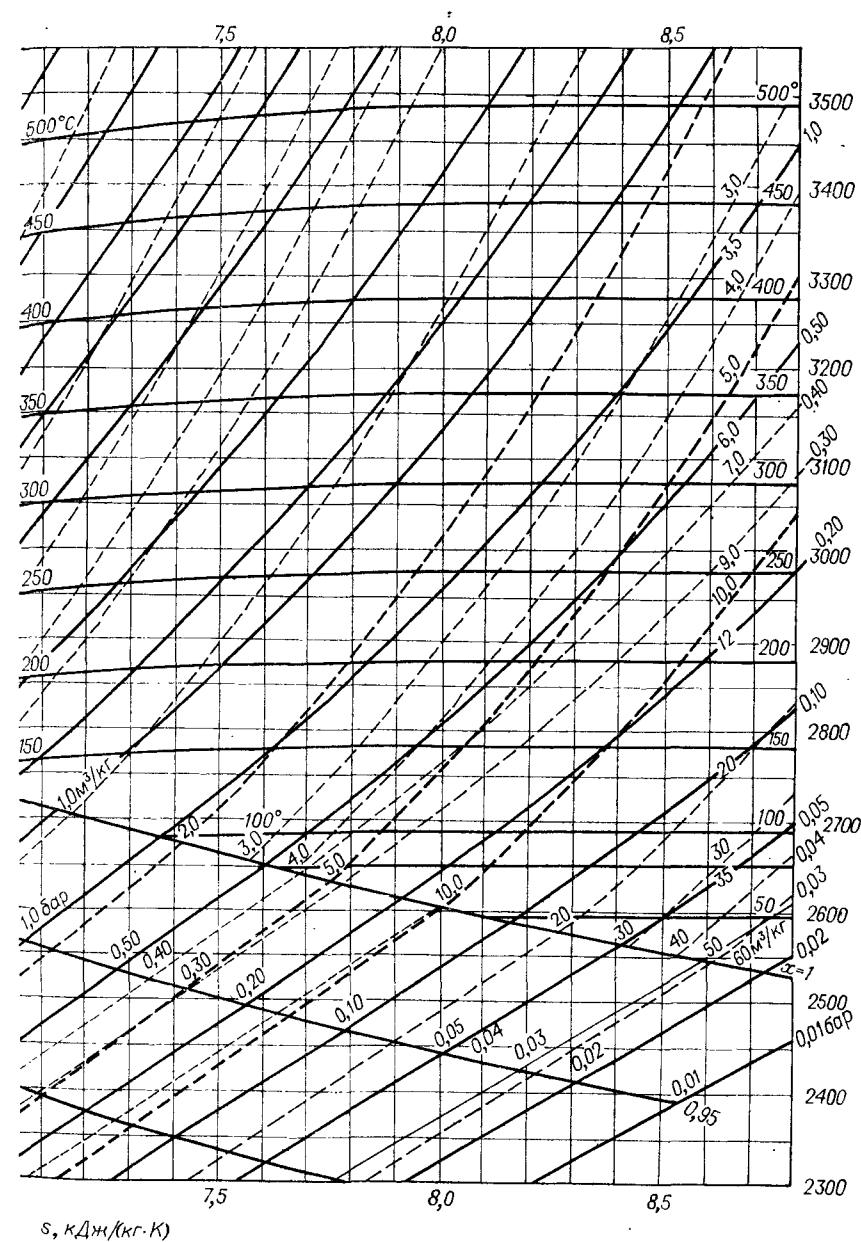
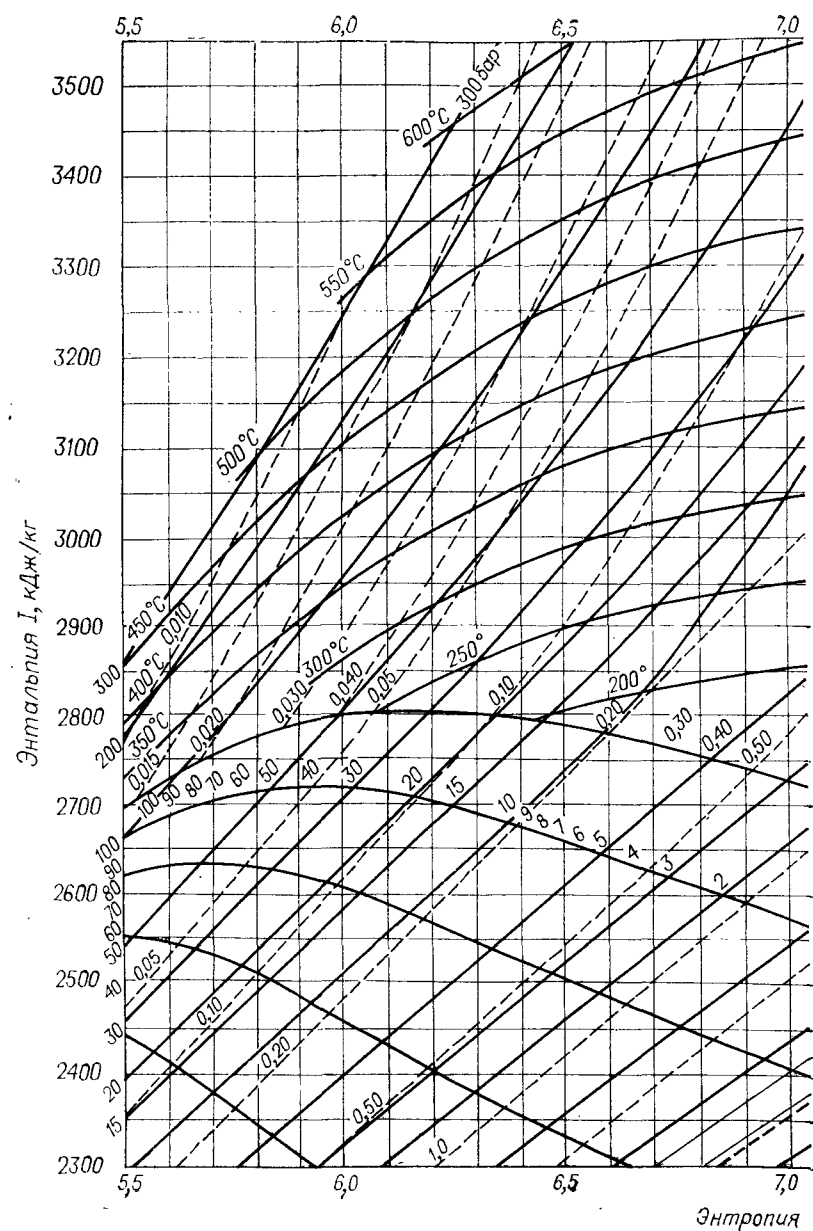


Рис. 1.9. is -диаграмма водяного пара

На рис. 1.8 показана Ts -диаграмма, на которой изображены соответствующие процессы и области жидкости, влажного насыщенного и перегретого пара. Площади в ней выражают энтальпии воды при температуре кипения i' (площадь a), влажного насыщенного пара $i_x(a+b)$, сухого насыщенного пара $i''(a+b+c)$, перегретого пара $i(a+b+c+d)$. Площадь $(b+c)$ — теплота парообразования r , т. е. количество теплоты, необходимой для полного испарения 1 кг жидкости, взятой при температуре кипения.

Параметры воды и сухого насыщенного пара на линии насыщения определяются по таблицам в зависимости от давления или от температуры, а перегретого пара — от давления и температуры. Параметры воды отмечены одним штрихом, сухого насыщенного пара — двумя штрихами.

Удельный объем, энтальпия и энтропия влажного насыщенного пара определяются по таблицам и вычисляются по формулам

$$v_x = v_x'' + v'(1-x) \approx v''x, \quad (1.44)$$

$$i_x = i' + rx. \quad (1.45)$$

$$s_x = s' + rx/T_n. \quad (1.46)$$

Диаграмма водяного пара в is -координатах (рис. 1.9) в значительной мере облегчает решение многих практических задач. Она строится для области состояний водяного пара, наиболее употребительной для расчетов.

1.11. Влажный воздух. Id -диаграмма

Смесь сухого воздуха и водяного пара называется влажным воздухом. Для него применимы законы идеального газа и соотношения для газовых смесей.

Обычно в системах В и КВ воздух находится под давлением p_6 , мало отличающимся от атмосферного, поэтому по закону Дальтона $p_6 = p_{вз} + p_n$ (где $p_{вз}$ — парциальное давление сухого воздуха; p_n — парциальное давление водяного пара).

Водяной пар в воздухе находится в перегретом состоянии, однако существуют такие состояния, при которых водяной пар становится насыщенным. В этом случае воздух содержит максимально возможное его количество. Такой влажный воздух называется насыщенным.

Ненасыщенный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и перегретого пара. Если такой воздух охлаждать, например при постоянном давлении, то при некоторой температуре он станет насыщенным. Эта температура называется температурой точки росы t_p . Понижение температуры воздуха ниже t_p вызывает конденсацию водяного пара (образуется туман, выпадает роса).

Измерив температуру точки росы прибором, называемым гигрометром, по таблицам находят парциальное давление p_n водяного пара и его объемную долю в смеси

$$r_n = p_n/p_6. \quad (1.47)$$

Значение r_n невелико, поэтому пользуются более удобным понятием «относительная влажность воздуха»:

$$\Phi = p_n/p_n'. \quad (1.48)$$

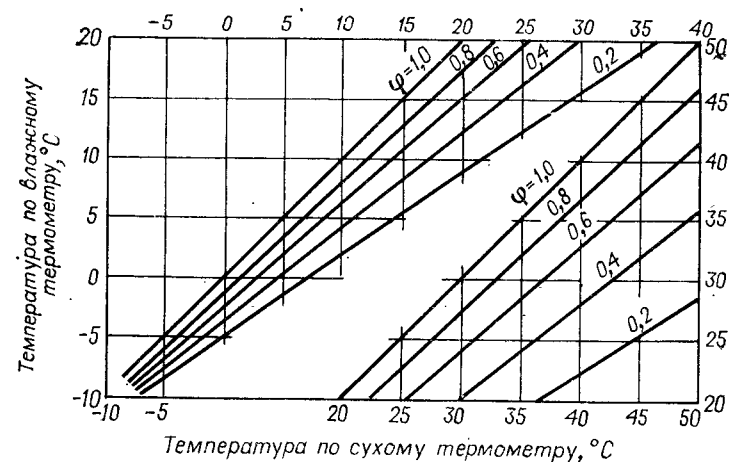
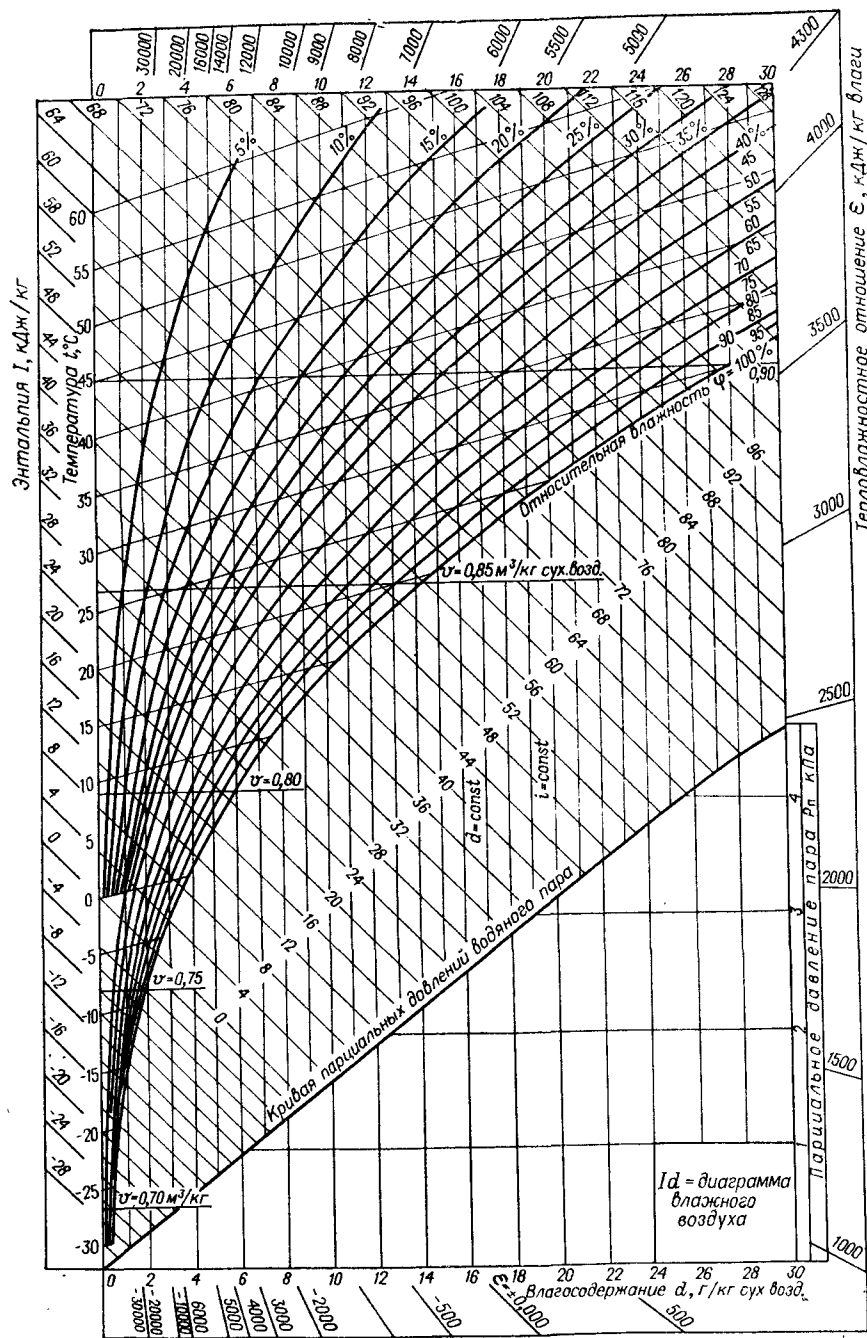


Рис. 1.10. Определение относительной влажности воздуха по показаниям психрометра

Максимально возможное парциальное давление p_n' находят по таблицам насыщенного пара при температуре влажного воздуха, а p_n — по тем же таблицам при температуре точки росы t_p .

Тепло- и массообмен, обусловленный разностями температур и парциальных давлений пара у поверхности жидкости и в воздухе, обеспечивает достижение некоторой установившейся температуры жидкости, называемой температурой мокрого термометра t_m . Она измеряется термометром, шарик с ртутью которого обернут тканью — фитилем, непрерывно смачиваемым его водой. Эта температура зависит от интенсивности тепло- и массообмена (например, от скорости воздуха, температур воды и воздуха и т. д.). Измерив температуру воздуха «мокрым» и обычным, «сухим» термометром, можно найти относительную влажность по диаграмме (рис. 1.10), построенной для атмосферного давления $p_6 = 993 \text{ гПа} = 745 \text{ мм рт. ст.}$, или по таблицам. Прибор, состоящий из сухого и мокрого термометров, называется психрометром.



Кроме относительной влажности воздуха, широко используется понятие влагосодержание:

$$d = M_{\text{п}}/M_{\text{вз}}, \quad (1.49)$$

где $M_{\text{п}}$ — масса пара во влажном воздухе; $M_{\text{вз}}$ — масса сухого воздуха.

Влагосодержание измеряется в килограммах или граммах влаги на 1 кг сухого воздуха.

Из уравнений состояния идеального газа (1.4) для пара и воздуха найдем $M_{\text{п}}$ и $M_{\text{вз}}$. Подставив их в выражение (1.49) с учетом (1.48), получим

$$d = \frac{p_{\text{п}} R_{\text{вп}}}{p_{\text{вз}} R_{\text{п}}} = 0,622 \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{вз}}} = 0,622 \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{б}} - p_{\text{п}}} = 0,622 \frac{\phi p'_{\text{п}}}{p_{\text{б}} - \phi p'_{\text{п}}}. \quad (1.50)$$

Энтальпия влажного воздуха выражается суммой энтальпий сухого воздуха $i_{\text{в}}$ и содержащегося в нем водяного пара $i_{\text{п}}$. Для 1 кг сухого воздуха $i_{\text{в}} = c_p t$, а $i_{\text{п}}$ определяется по формуле О. Кришера. При температурах до 100 °С теплоемкость воздуха $c_p = 1$ кДж/(кг · К), энтальпия влажного воздуха, кДж/кг,

$$I = t + d \cdot 10^{-3} (2500 + 1,88t), \quad (1.51)$$

где d — влагосодержание, выраженное в граммах на 1 кг сухого воздуха.

Параметры влажного воздуха определяются по Id -диаграмме, разработанной в 1918 г. проф. Л. К. Рамзиным. По оси абсцисс отложено влагосодержание d , а по оси ординат — энтальпия влажного воздуха. Координатные оси проведены под углом 135° (рис. 1.11), однако для удобства значения d снесены на вспомогательную ось, проходящую под углом 90° к оси энтальпии. На Id -диаграмме изображены линии $t = \text{const}$; $\phi = \text{const}$ и $\tau = \text{const}$.

В СССР диаграммы построены для атмосферного давления $p_{\text{б}} = 993$ гПа, характерного для средней полосы страны. При таком давлении температура насыщения пара $t_{\text{н}} = 99,4$ °С, поэтому на данной изотерме линии $\phi = \text{const}$ имеют излом, так как максимальное парциальное давление водяного пара не может быть выше атмосферного. В соответствии с формулой (1.50) на диаграмме нанесена линия $p_{\text{п}} = f(d)$. Значения $p_{\text{п}}$ отложены на вспомогательной оси с правой стороны диаграммы. Температура адиабатного насыщения τ или мокрого термометра $t_{\text{м}}$ указана пунктирной линией.

В общем случае состояние влажного воздуха изменяется политропно, поэтому каждый процесс может быть представлен в виде

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}. \quad (1.52)$$

Это — тепловлажностное отношение, выражающее количество теплоты, усвоенной (или отданной) воздухом, к изменению количества влаги.

Рис. 1.11. Id -диаграмма влажного воздуха

На полях Id -диаграммы нанесены линии (лучи) $\epsilon = \text{const}$, упрощающие построение процессов.

Рассмотрим некоторые примеры расчетов различных процессов.

Нагревание воздуха в калорифере (рис. 1.12) происходит при постоянном влагосодержании. Этот процесс начинается от точки 1, характеризующей состояние наружного воздуха (t_1 и φ_1), и заканчивается в точке 2 с заданной температурой t_2 . Количество теплоты, необходимой для нагревания 1 кг воздуха, определяется по формуле $q = I_2 - I_1$.

Охлаждение воздуха при $d = \text{const}$ — обратный процесс 2—1.

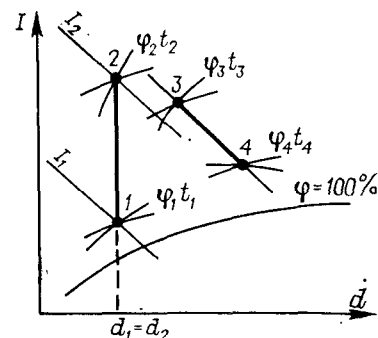


Рис. 1.12. Процессы нагревания и адиабатного увлажнения воздуха в Id -диаграмме

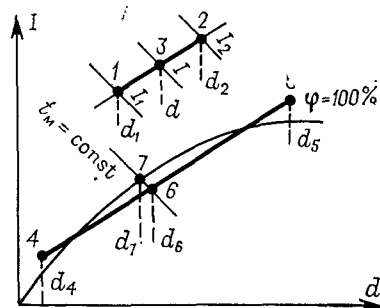


Рис. 1.13. Процессы смешивания воздуха различного состояния

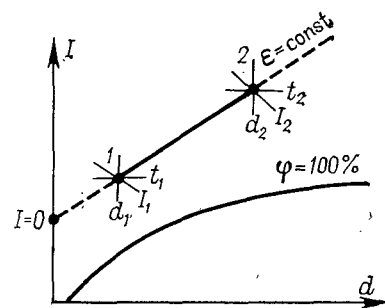


Рис. 1.14. Нагревание и увлажнение воздуха водяным паром

Адиабатное увлажнение воздуха изображается линией 3—4 (рис. 1.12). Количество влаги, усваиваемой 1 кг воздуха $w = d_4 - d_3$. Теплота на испарение влаги поступает из воздуха и в него же возвращается с паром, поэтому $I = \text{const}$; температура понижается, а влагосодержание растет.

На рис. 1.13 показан процесс смешивания воздуха в состоянии 1 (t_1 , φ_1) с воздухом, находящимся в состоянии 2 (t_2 , φ_2). Параметры смеси (точка 3) могут быть найдены по формулам

$$\frac{I_2 - I}{I - I_1} = \frac{d_2 - d}{d - d_1} = \frac{M_1}{M_2}; \quad \frac{I_2 - I}{I_2 - I_1} = \frac{d_2 - d}{d_2 - d_1} = \frac{M_1}{M}, \quad (1.53)$$

где M_1 , M_2 и M — количества сухого воздуха в соответствующих компонентах и в смеси, кг.

При смешивании воздуха двух различных состояний (точки 4 и 5) можно получить процесс с конденсацией некоторого количества влаги (рис. 1.13). Переход смеси в устойчивое состояние происходит при $t_m = \text{const}$, а $d_6 - d_7$ определяет количество конденсирующейся влаги на 1 кг сухого воздуха, содержащегося в полученной смеси (точка 6).

Увлажнение воздуха водяным паром — политропный процесс, протекающий с ростом энтальпии и влагосодержания. Направление процесса 1—2 (рис. 1.14) определяется наклоном луча ϵ .

1.12. Истечение и дросселирование газов и паров. Смешение потоков

Характер течения газа или пара зависит от формы неподвижных каналов и скорости потока. Особая роль принадлежит местной скорости звука, поэтому различают дозвуковой и сверхзвуковой режимы течения. Скорость звука определяется свойствами и параметрами газа:

$$a = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\kappa R T}, \quad (1.54)$$

где $\kappa = c_p/c_v$ — показатель адиабаты.

Неподвижные каналы могут быть постоянного и переменного сечения. Последние делятся на суживающиеся и расширяющиеся. В вентиляционной технике они соответственно называются конфузорами и диффузорами, а в энергетике — соплами. Сопла — неотъемлемые элементы паровых и газовых турбин, реактивных и ракетных двигателей.

В суживающихся каналах (конфузоры, сопла) скорость потока возрастает, а давление падает, в расширяющихся — скорость может уменьшаться, а давление расти (диффузоры). Скорость может и увеличиваться при падении давления, если на входе обеспечивается скорость потока, равная местной скорости звука (расширяющиеся сопла).

Рассмотрим адиабатное течение потока ($dq = 0$) в неподвижном канале. Техническая работа в этом случае не производится ($dl_T = 0$). Из уравнений первого закона термодинамики (1.16) и (1.17) следует

$$v dp = dI; \quad d(w^2/2) = -dI. \quad (1.55)$$

Интегрируя одно из уравнений (1.55) в пределах процесса 0—1 получим

$$(w_1^2 - w_0^2)/2 = I_0 - I_1.$$

С учетом уравнения адиабаты $p^{1/\kappa} v = \text{const}$ из выражения (I.55) найдем

$$\frac{w_1^2 - w_0^2}{2} = - \int_{p_0}^{p_1} v_0 \left(\frac{p_0}{p} \right)^{1/\kappa} dp = \frac{\kappa p_0 v_0}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right].$$

Тогда скорость истечения из канала

$$w_1 = \sqrt{2(i_0 - i_1) + w_0^2} = \sqrt{\frac{2\kappa p_0 v_0}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right] + w_0^2}. \quad (\text{I.56})$$

Если $w_1 \ll w_0$, то выражение (I.56) упрощается.

В суживающихся каналах $w_1 \leq a$; для получения сверхзвуковых скоростей применяют комбинированные сопла (Лавалья), состоящие из суживающейся части, в которой скорость потока доводится до местной скорости звука, и расширяющейся части, где скорость потока становится сверхзвуковой.

При $w_1 \ll a$ такой комбинированный канал называется эжектором. В наиболее узкой части его создается разрежение, за счет чего происходит подсос среды (пароструйные компрессоры, газовые горелки и пр.).

Критическая скорость истечения из суживающихся сопел $w_{\kappa} = a$. Она достигается при некотором внешнем давлении p_{κ} , чему соответствует определенное значение энтальпии i_{κ} . Уменьшение давления среды, в которую происходит истечение, не даст прироста скорости; давление в выходном сечении такого сопла будет оставаться p_{κ} .

Критическое отношение давлений $\beta = p_{\kappa}/p_0$ можно вычислить из условия $w_{\kappa} = a$:

$$\beta = \frac{p_{\kappa}}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa(\kappa-1)}. \quad (\text{I.57})$$

Для одноатомных идеальных газов $\beta = 0,484$, для двухатомных — $\beta = 0,528$, для многоатомных газов и перегретого пара — $\beta = 0,546$; для насыщенного пара при $t = 100^\circ \text{C}$ ($\kappa = 1,18$) отношение $\beta = 0,568$, при $t = 150^\circ \text{C}$ ($\kappa = 1,24$) критическое отношение $\beta = 0,556$.

Секундный расход среды, кг/с, вытекающей из сопла сечением F_1

$$M = F_1 w_1 / v_1. \quad (\text{I.58})$$

Докритический режим течения существует при $p_0 < p_1/\beta$, тогда в формулу (I.56) вместо p_1 подставляется давление внешней среды. Критический режим течения определяется давлением $p_0 = p_1/\beta$. Если $p_0 > p_1/\beta$, то полного расширения в сопле не наблюдается. Этот режим является закритическим. При критическом и закритическом режимах в формулы подставляются критические значения параметров i_{κ} и v_{κ} , найденные, например, по i -с-диаграмме вместо i_1 и v_1 (рис. I.15).

Действительная скорость истечения всегда меньше теоретической из-за потери части кинетической энергии на преодоление сопротивления трения.

При набегающем потоке на какое-либо тело отдельные его струйки испытывают полное торможение. При этом кинетическая энергия потока уменьшается до нуля, за счет чего он нагревается до температуры полного торможения

$$T_{\text{торм}} = T + \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{w^2}{2R}. \quad (\text{I.59})$$

Дросселирование, или мятие, — процесс изменения состояния газа или пара при течении в канале с местным сопротивлением (без совершения внешней работы и при отсутствии теплообмена с окружающей средой). Вентили, задвижки, заслонки и другие местные сопротивления являются элемен-

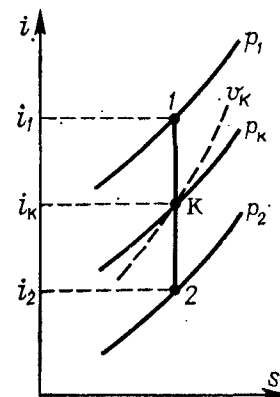


Рис. I.15. Процесс обратного адиабатного течения в i -с-диаграмме

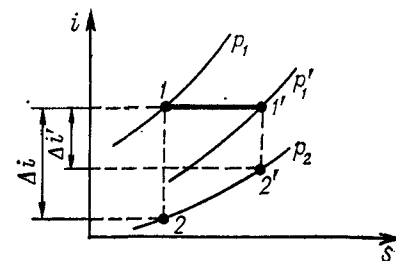


Рис. I.16. Процесс дросселирования в i -с-диаграмме. Потеря работоспособности

тами дросселирования. Регулирование расхода газа или пара всегда сопровождается дросселированием, понижением давления.

При адиабатическом дросселировании без изменения скорости движения потока из формулы (I.55) следует

$$di = 0, \quad i = \text{const}. \quad (\text{I.60})$$

Этот процесс необратим, поэтому протекает с увеличением энтропии (рис. I.16) и потерей работоспособности ($\Delta i' < \Delta i$).

Температура идеального газа при дросселировании остается постоянной, а реального — изменяется. Это зависит от температуры инверсии T_{κ} , соответствующей начальному состоянию газа, при котором в процессе дросселирования изменение температуры не наблюдается. Следовательно, газ будет охлаждаться, если его начальная температура $T < T_{\kappa}$, и нагреваться, если $T > T_{\kappa}$. Температура инверсии гелия — 34°C , водорода — 216°C .

азота — 865, кислорода — 1040, метана — 1282, углекислого газа — 2050, водяного пара — 4370 К. Видно, что в обычных условиях при дросселировании гелия и водорода их температура возрастает. При дросселировании природного газа, например на газорегуляторных станциях, его температура падает.

Смещение двух потоков при отсутствии теплообмена с внешней средой ($dq=0$) и без производства технической работы ($dl_T=0$) можно описать уравнением первого закона термодинамики (I.55):

$$M_1 i_1 + M_2 i_2 + M_1 w_1^2/2 + M_2 w_2^2/2 = (M_1 + M_2) (i + w^2/2).$$

Выражая массы потоков M_1 и M_2 через их доли (если $w_i^2/2 \ll \ll i_i$), найдем температуру смеси

$$T = \frac{m_1 c_{p1} T_1 + m_2 c_{p2} T_2}{m_1 c_{p1} + m_2 c_{p2}}. \quad (I.61)$$

При смешивании двух потоков одинаковых газов ($c_{p1} = c_{p2}$) температура смеси

$$T = m_1 T_1 + m_2 T_2. \quad (I.62)$$

В этом процессе теплота, теряемая одним из компонентов потока, в том же количестве воспринимается другим ($dQ_1 = -dQ_2$). Если принять $T_1 > T_2$, то $ds_1 = dQ_1/T_1$ будет меньше $ds_2 = dQ_2/T_2$, а их сумма с учетом знаков $\Sigma ds > 0$. Таким образом, энтропия в процессе смешения возрастает, этот процесс необратим.

ГЛАВА 2

КОМПРЕССОРЫ, ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ, ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

2.1. Сжатие газа или пара

Сжатые газы и пары широко применяются в строительстве, в системах газоснабжения и т. д. Для их получения используют поршневые, ротационные, турбинные компрессоры, вентиляторы, эжекторы. Термодинамические основы процессов в них одни и те же.

Компрессор (схематическое устройство и теоретическая диаграмма) показан на рис. I.17. При ходе поршня вправо через всасывающий клапан А в цилиндр поступает газ при $p_1 = \text{const}$, а при обратном ходе происходит его сжатие до давления p_2 и выталкивание через нагнетательный клапан Б. Теоретически сжатие может быть изотермическим 1—2 или адиа-

батным 1—2'. В первом случае необходимо идеальное охлаждение газа через стенку цилиндра, во втором — стенка должна быть абсолютно нетеплопроводной.

Как следует из рис. I.17, работа изотермического сжатия получается наименьшей (площадь 0123), а адиабатного — наибольшей (площадь 012'3).

В реальных компрессорах эти процессы неосуществимы, сжатие в них идет по политропе 1—2''. Причем, в зависимости от условий охлаждения цилиндра показатель политропы будет принимать разные значения в пределах $1 < n < \kappa$.

Конструктивно выполнить компрессор, в котором отсутствовал бы зазор между поршнем и крышкой цилиндра, невозможно. Поэтому в реальном компрессоре имеется вредное пространство V_v , обусловленное этим зазором, а также объемом клапанной коробки (3—10 % от объема цилиндра).

Во вредном пространстве при выталкивании сжатого газа часть его остается (точка 3'). При ходе поршня вправо этот газ будет расширяться до давления всасывания p_1 . Таким об-

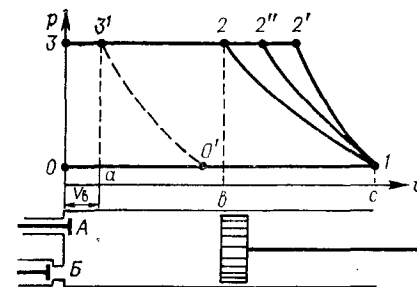


Рис. I.17. p - v -диаграмма одноступенчатого компрессора. Влияние «вредного» пространства на производительность

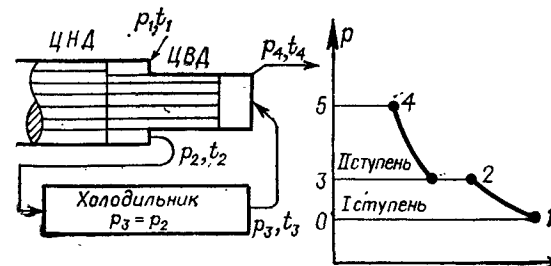


Рис. I.18. Схема и теоретическая диаграмма двухступенчатого компрессора

1 — ступень — цилиндр низкого давления ЦНД; II — цилиндр высокого давления ЦВД

разом, начало всасывания свежего газа отодвигается вправо (точка 0'), что уменьшает производительность компрессора, т. е. количество газа или пара, подаваемого в единицу времени. Производительность в еще большей степени снижается при повышении давления p_2 . Кроме этого, возрастает и температура, что ухудшает условия смазки цилиндра. По этим причинам в одноступенчатом компрессоре степень повышения давления $\beta = p_2/p_1 < 10$.

Для получения более высоких давлений сжатого газа применяют многоступенчатые компрессоры. На рис. I.18 даны

схема и теоретическая диаграмма двухступенчатого компрессора. Применение промежуточных холодильников обеспечивает одни и те же температуры на входе каждой ступени, поэтому и степени повышения давления в них будут равны. Конечное давление в последней ступени при числе их z : $p_k = p_1 \beta^z$. К примеру, если $\beta = 7$ и $p_1 = 0,1$ МПа, то в одноступенчатом компрессоре $p_k = 0,7$, в двухступенчатом — 4,9, в трехступенчатом — 34,3 МПа и т. д.

Работа на 1 кг газа или пара в одноступенчатом компрессоре составляет:

для изотермического сжатия

$$l_{из} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}; \quad (1.63)$$

для адиабатического сжатия

$$l_{ад} = \frac{\kappa p_1 v_1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] = \frac{\kappa R T_1}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right]; \quad (1.64)$$

для политропного сжатия

$$l_{пол} = \frac{n p_1 v_1}{n - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] = \frac{n R T_1}{n - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]. \quad (1.65)$$

В компрессоре с числом ступеней z работа в z раз больше.

Эффективность работы реального компрессора характеризуется изотермическим $\eta_{i, из}$ или адиабатическим $\eta_{i, ад}$ КПД — отношением теоретической работы к действительной. Изотермический КПД применяют для оценки охлаждаемых компрессоров, а адиабатический — для неохлаждаемых. Работа на валу компрессора из-за механических потерь от трения поршня о стенки цилиндра, в подшипниках и т. д. будет больше. Эти потери учитываются механическим КПД η_m .

Эффективный изотермический и адиабатический КПД компрессора могут быть найдены по формулам

$$\eta_{e, из} = \eta_{i, из} \eta_m; \quad \eta_{e, ад} = \eta_{i, ад} \eta_m. \quad (1.66)$$

где $\eta_{i, из} = 0,75 \div 0,80$; $\eta_{i, ад} = 0,85 \div 0,92$; $\eta_m = 0,85 \div 0,95$.

Мощность на валу компрессора N_e , кВт, при производительности V_1 , в м³/с, и плотности газа или пара на входе p_1 определяется из уравнения

$$N_e = \frac{l_{из(ад)} V_1 z}{\eta_{e, из(ад)}}, \quad (1.67)$$

где l — работа, кДж/кг.

Турбокомпрессоры при малых габаритах сжимают большие количества газа. Они состоят из ротора с рабочими лопатками и статора с неподвижными лопатками. Рабочие и неподвижные лопатки составляют отдельные ступени. В каждой ступени

давление газа увеличивается до конечного (до 1,2 МПа в зависимости от типа). Газ или пар в них не загрязняется маслом.

Мощность турбокомпрессоров определяется по формуле (1.67), а значения КПД составляют $\eta_{i, из} = 0,60 \div 0,75$; $\eta_{i, ад} = 0,75 \div 0,85$; $\eta_m = 0,97 \div 0,99$.

Вентиляторы сжимают газ до давления 10 кПа. Они находят применение в системах вентиляции, в котельных и т. д. Вентиляторы для отвода газов из котлов называются дымо-сосами.

Скорости и энтальпии газа на входе и выходе из вентилятора примерно одинаковы, поэтому техническая работа адиабатного сжатия из уравнений первого закона термодинамики (1.16) и

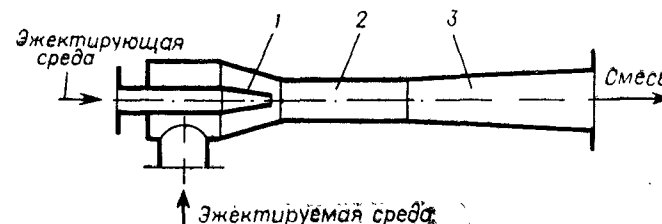


Рис. 1.19. Струйный компрессор (эжектор)

1 — сопло; 2 — смесительная камера; 3 — диффузор

(1.17) с учетом $v = \text{const}$ будет $dl_T = -v dp$. Интегрируя, получим

$$l_T = \int_{p_1}^{p_2} v dp = v (p_2 - p_1) = \Delta p v. \quad (1.68)$$

Если вентилятор подает V , м³/с, газа плотностью ρ , то при Δp , кПа его мощность N_v , кВт, составит

$$N_v = l_T V \rho / \eta_v = V \Delta p / \eta_v. \quad (1.69)$$

КПД вентилятора η_v определяется по характеристикам, приводимым в каталогах. Ориентировочно $\eta_v = 0,6 \div 0,8$.

Струйные (эжекторные) компрессоры (рис. 1.19) служат для сжатия газа или пара за счет энергии эжектирующей среды большего давления. Эжектирующая среда вытекает через сопло. В смесительной камере устанавливается давление, которое ниже давления эжектируемой среды. За счет этого она засасывается в камеру. В диффузоре кинетическая энергия смеси уменьшается, а давление возрастает. Степень повышения давления $p_2/p_1 \leq 5 \div 6$.

Простота устройства, отсутствие движущихся частей, способствуют применению этого типа компрессора. Однако низкий КПД (0,15—0,45) и потребность в источнике эжектирующей среды относительно высокого давления ограничивают его использование. Низкая эффективность объясняется большими

потерями энергии при смешивании потоков, на трение и турбулизацию потока среды в смесительной камере и диффузоре.

Принцип работы инжекционных газовых горелок, в которых необходимый для горения воздух подсасывается за счет энергии вытекающего из сопла газа, не отличается от рассмотренного.

2.2. Двигатели внутреннего сгорания

В этих двигателях теплота сгорания жидкого или газообразного топлива выделяется внутри цилиндра и здесь же преобразуется в работу. Поэтому они и называются двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Это — поршневые машины.

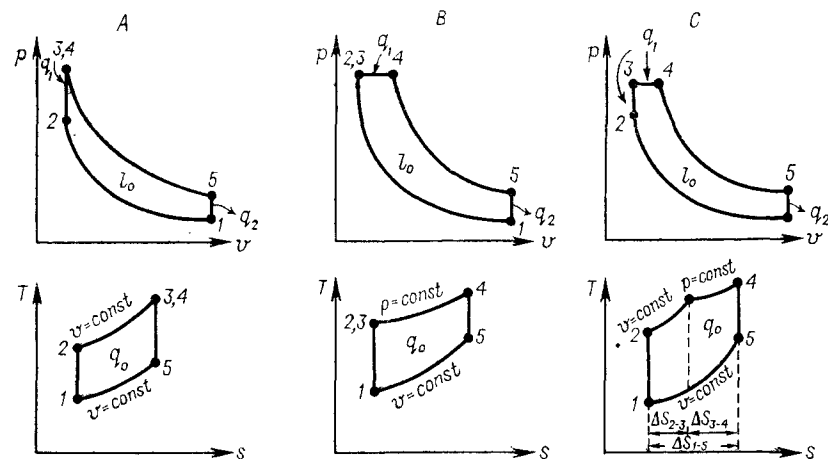


Рис. 1.20. Три основных теоретических цикла ДВС

На рис. 1.20 в $p-v$ - и $T-s$ -диаграммах показаны теоретические циклы: A — с подводом тепла при $v = \text{const}$ (бензиновых и газовых ДВС); B — с подводом тепла при $p = \text{const}$ (дизельных, компрессорных) и C — смешанный, комбинированный цикл (дизельных, бескомпрессорных). В этих циклах процесс $1-2$ — адиабатное сжатие рабочего тела; $2-3$ — изохорный нагрев (подвод тепла от горячих источников); $3-4$ — изобарный нагрев (подвод тепла от горячих источников); $4-5$ — адиабатное расширение газа и $5-1$ — изохорное охлаждение (отвод тепла холодным источникам).

Термический КПД комбинированного цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\lambda p^\kappa - 1}{\epsilon^{\kappa-1}[(\lambda - 1) + \kappa\lambda(p - 1)]} \quad (1.70)$$

где $\epsilon = V_1/V_2$ — степень сжатия; $\lambda = p_3/p_2$ — степень повышения давления; $\rho = V_4/V_3$ — степень предварительного расширения; κ — показатель адиабаты.

Коэффициент полезного действия для цикла A получается подстановкой в уравнение (1.70) $\rho = 1$, а для цикла B — $\lambda = 1$.

Степень сжатия оказывает наибольшее влияние на величину КПД. Для бензиновых и газовых ДВС $\epsilon = 4,0 \div 9,5$ для дизельных — $\epsilon = 14 \div 18$.

Рабочий процесс в цилиндре ДВС представлен в $p-v$ -диаграмме (рис. 1.21). При движении поршня вправо через открытый всасывающий клапан A в цилиндр поступает горючая смесь (такт всасывания $0-1$). Здесь давление ниже атмосферного вследствие аэродинамического сопротивления всасывающего тракта. При обратном ходе поршня смесь сжимается (такт сжатия $1-2$). В конце такта смесь воспламеняется электрическим разрядом, происходящим в зазоре электродов свечи зажигания. Ее горение в точке 3 заканчивается. Выделившаяся теплота воспринимается продуктами сгорания топлива, их температура и давление возрастают (процесс $2-3$). Под действием давления поршень перемещается вправо (процесс $3-4-5$). Это — рабочий ход. Газы, расширяясь, производят работу. Процесс $5-0$ — выхлоп отработавших газов в атмосферу через клапан B .

Давление выхлопа превышает атмосферное из-за сопротивления газового тракта.

Горючая смесь образуется в карбюраторе, где в воздух поступает заданное количество бензина. При использовании горючего газа применяется смеситель.

Рабочий процесс ДВС (цикл B) отличается от рассмотренного тем, что в цилиндр засасывается не горючая смесь, а только воздух. Температура воздуха при сжатии растет выше температуры воспламенения топлива (например, солярочного масла), подаваемого в цилиндр пневматической форсункой. Самовоспламенение и горение топлива в сжатом воздухе происходят примерно при постоянном давлении. По окончании процесса расширения газообразных продуктов горения (в конце рабочего хода) через выхлопной клапан они удаляются.

Наличие многоступенчатого компрессора, обеспечивающего работу пневматических форсунок, усложняет как конструкцию двигателя, так и его эксплуатацию. Поэтому рассмотренные ДВС не нашли широкого применения.

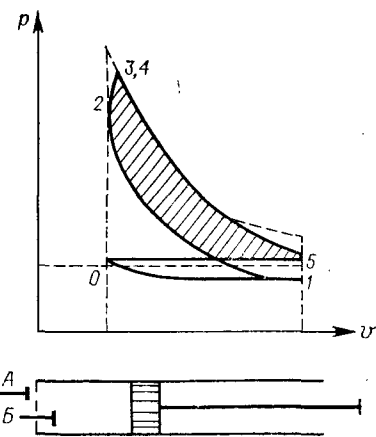


Рис. 1.21. Рабочий процесс в цилиндре ДВС

Двигатель, работающий по циклу С, имеет не пневматические, а механические форсунки. Топливо насосом нагнетается в форсунку и в цилиндр подается в распыленном состоянии. Отсутствие компрессора обеспечило широкое распространение таких ДВС для автомобилей, тракторов, строительных и дорожных машин. Для них применяют менее дефицитное и более дешевое топливо, например соляровое масло.

Рассмотренные рабочие процессы совершаются за четыре такта, или два оборота коленчатого вала. Такие ДВС — четырехтактные. Существуют двигатели, в которых рабочий процесс происходит за два такта, или один оборот коленчатого вала (двухтактные ДВС), что достигается частичным совмещением тактов.

Заменив площадь индикаторной диаграммы (см. рис. 1.21) равной площадью прямоугольника с тем же основанием, получим высоту — среднее индикаторное давление p_i , кПа. Тогда работа газа за один цикл $L_i = p_i F h = p_i V_h$ (где F — площадь поршня, м²; h — ход поршня, м; $V_h = V_1 - V_2$ — объем, описываемый поршнем, м³). Эффективная мощность ДВС, имеющего z цилиндров, при частоте вращения коленчатого вала n , об/с, тактности τ и механическом КПД η_m :

$$N_e = \frac{L_i n z}{\tau \eta_m} = \frac{p_i V_h n z}{\tau \eta_m}. \quad (1.71)$$

Тактность двигателя — число оборотов вала за один цикл.

Видно, что при всех прочих одинаковых условиях мощность двухтактного ДВС в два раза больше четырехтактного, но фактически из-за разных потерь она больше в 1,7 раза. Экономичность двигателей определяется делением расхода топлива B , кг/с, на эффективную мощность и измеряется в кг/(кВт·ч)

$$b_e = B/N_e. \quad (1.72)$$

Эффективный КПД современных карбюраторных и газовых двигателей $\eta_e = N_e/BQ_n^p = 21-30$, а дизельных 30—45 % (Q_n^p — теплота сгорания топлива, кДж/кг). С выхлопными газами теряется наибольшее количество теплоты (25—50 %).

2.3. Газотурбинные установки

На магистральных газопроводах, электростанциях, в авиации и т. д. получили применение газотурбинные установки (ГТУ). В сравнении с ДВС у них нет рабочих органов с возвратно-поступательным движением, малые по размеру агрегаты имеют большие мощности, но их КПД более низкий.

Работу ГТУ можно проследить по рис. 1.22. Воздух поступает в турбокомпрессор 1, где сжимается в процессе 1—2. Затем в тепловом регенераторе 4 подогревается за счет теплоты отработавших в турбине газов (процесс 2—3). Далее воздух направляется в камеру сгорания 2, куда насосом 5 и форсун-

кой 6 подается топливо, которое сгорает в процессе 3—4. Продукты горения, разбавленные воздухом до температуры 700—800 °С, направляются в газовую турбину 3. В ней газы в процессе 4—5 расширяются и производят работу, после чего поступают в тепловой регенератор, отдают часть теплоты сжатому воздуху (процесс 5—6) и удаляются в атмосферу, где принимают (процесс 6—1) начальные параметры рабочего тела. Полезная работа l_0 расходуется на привод рабочей машины 7. На тепловых электростанциях — это электрические генераторы, на магистральных газо- и нефтепроводах — компрессоры и на-

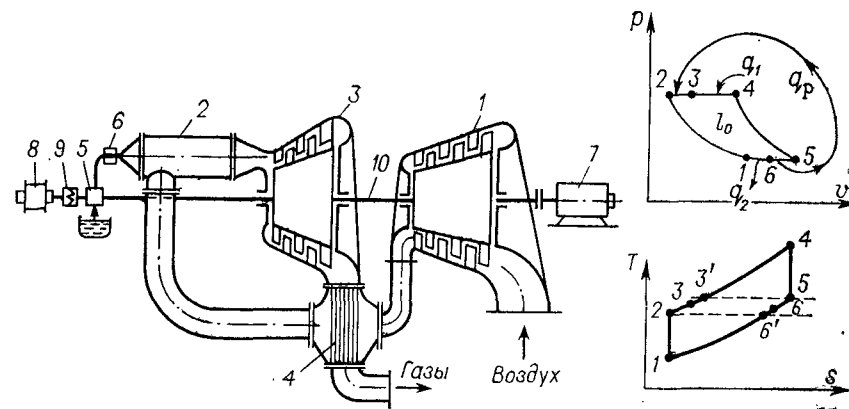


Рис. 1.22. Схема и цикл ГТУ с регенерацией теплоты отработавших газов

сосы для перемещения природного газа и нефти. Газотурбинную установку запускают автономным двигателем небольшой мощности 8, который соединяют расцепной муфтой 9 с валом 10.

Турбореактивные авиационные двигатели являются разновидностью ГТУ, работающих без регенерации тепла.

2.4. Паросиловые установки

Принципиальная схема паросиловой установки и ее циклы в p - v - и T - s -диаграммах показаны на рис. 1.23. В паровом котле образуется насыщенный водяной пар (процесс 4—5—6), в пароперегревателе 2 его температура и энтальпия повышаются (процесс 6—1). Таким образом, в котельном агрегате рабочему телу сообщается теплота q_1 . Перегретый пар поступает в паровую турбину 3, здесь в процессе 1—2 он адиабатно расширяется, производя работу, преобразуемую генератором 4 в электрическую энергию. Из турбины отработавший пар попадает в конденсатор 5, где в процессе 2—3 превращается в воду (конденсат), что сопровождается отводом теплоты q_2 холодному природному источнику — воде, прокачиваемой циркуляционным

насосом 6. Повышение давления до атмосферного (в питательном баке 8) и до рабочего давления в паровом котле происходит в процессе 3—4 за счет работы конденсатного 7 и питательного 9 насосов. Таким образом, цикл по рабочему телу замыкается. Он называется циклом Ренкина.

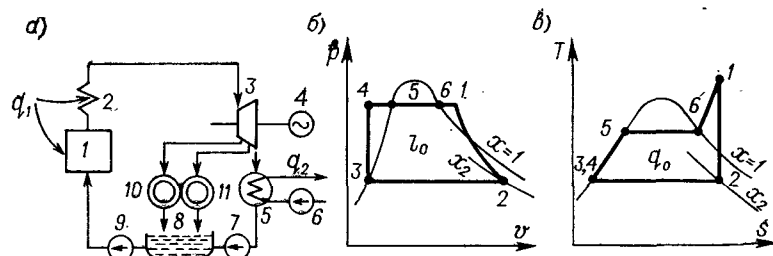


Рис. 1.23. Паросиловая установка
а — схема; б — цикл в $p-v$ -диаграмме; в — цикл в Ts -диаграмме

Термический КПД этого цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}; \quad (1.73)$$

здесь $i_1 - i_2 = q_0$ — теплота, превращенная в полезную работу l_0 , где i_1 и i_2 — энтальпии соответственно на входе и выходе из турбины.

Тепловые электростанции, работающие по циклу Ренкина, делятся на конденсационные (КЭС) и теплофикационные (теплоэлектроцентрали — ТЭЦ).

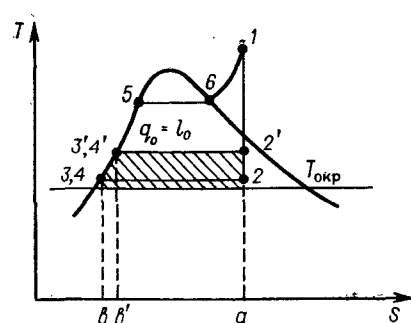


Рис. 1.24. Сравнение конденсационного и теплофикационного циклов паросиловой установки

Первые вырабатывают только электроэнергию, вторые предназначены для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты для технологических и бытовых нужд. Такое централизованное теплоснабжение называется теплофикацией. ТЭЦ значительно экономичнее по сравнению с раздельной выработкой КЭС и производственно-отопительными котельными.

На рис. 1.23 в схеме показана турбина с промежуточным отбором частично отрабо-

тавшего пара для теплоснабжения потребителей. При отсутствии отбора пара схема соответствует конденсационной установке. Конденсационный (процесс 1—2) и теплофикационный (процесс 1—2') режимы работы турбины показаны в Ts -диа-

грамме (рис. 1.24). Полезная теплота — площадь внутри цикла — уменьшается, следовательно термический КПД падает и выработка электроэнергии сокращается. Однако общий коэффициент использования тепла сжигаемого топлива в теплофикационной установке возрастает (за счет подачи теплоты потребителям), т. е.

$$\eta = (l_0 + q_2^{\text{потр}})/q_1, \quad (1.74)$$

где $q_2^{\text{потр}}$ — количество теплоты, использованной потребителями (заштрихованная площадь).

Этот коэффициент равен 65—70 %, тогда как на КЭС в электроэнергию превращается только 30—40 % тепла топлива, а остальная часть безвозвратно теряется. Несмотря на это, большая часть электроэнергии производится на КЭС, что вызвано растущей потребностью в ней.

КЭС строятся на крупных месторождениях топлива, и энергия от них по линиям электропередачи поступает в промышленные и сельскохозяйственные районы, что оказывается дешевле перевозки топлива, а ТЭЦ — в населенных пунктах с крупными тепловыми потребителями: промышленными и коммунальными предприятиями, жилыми массивами.

На атомных электростанциях (АЭС) рабочее тело — водяной пар образуется за счет тепла, выделяющегося в атомных реакторах при делении ядер расщепляющихся элементов (ядерного горючего). При делении ядер 1 кг урана выделяется энергия, достаточная для обеспечения тепловой мощности 2000 кВт в течение года.

Многолетний опыт эксплуатации АЭС показал, что загрязнение окружающей среды намного меньше, чем от ТЭЦ и КЭС. В связи с этим в городах намечается строительство атомных ТЭЦ и реакторов для теплоснабжения.

На тепловых и атомных электростанциях превращение тепла в работу осуществляется в паровых турбинах, устройство и принцип действия которых аналогичны газовым турбинам.

2.5. Холодильные установки

Искусственный холод находит широкое применение, например, при сооружении тоннелей метро в водоносных грунтах для их замораживания, для сжижения газов, хранения продуктов, в системах В, КВ.

Производство холода основано на использовании обратного кругового процесса (цикла), совершаемого в машине специальным веществом — холодильным агентом. Идеальным для холодильных установок является обратный цикл Карно. Его эффективность характеризуется теоретическим холодильным коэффициентом — отношением количества отведенной теплоты к затраченной работе:

$$\varepsilon_t = q_2/l_0 = T_2/(T_1 - T_2). \quad (1.75)$$

В паровой компрессионной холодильной машине в качестве рабочих тел применяются агенты с достаточно большой температурой. Таким требованиям удовлетворяют аммиак NH_3 и фреоны — искусственно синтезированные фторхлорпроизводные углеводородов типа $\text{C}_m\text{H}_n\text{F}_x\text{Cl}_y$.

На рис. 1.25 показана схема машины и цикл ее работы в Ts -диаграмме. Компрессор 1 адиабатно сжимает пар холодильного агента (процесс 1—2), температура пара при этом возрастает. Затем он поступает в теплообменник — конденсатор 2, где превращается в жидкость, отдавая теплоту q_1 (процесс 2—

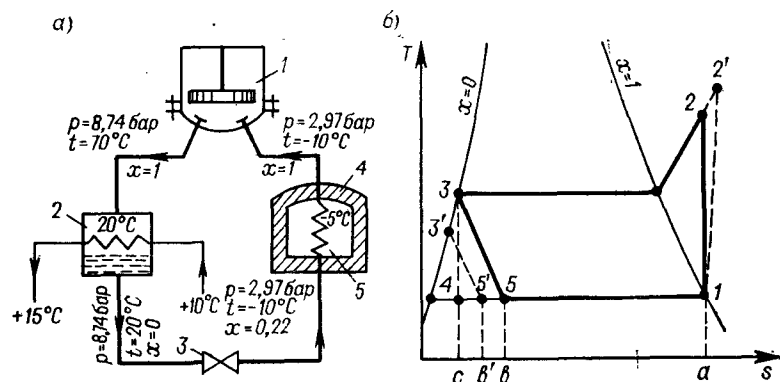


Рис. 1.25. Парокомпрессионная холодильная машина
а — схема устройства; б — цикл в Ts -диаграмме

3) охлаждающей воде. После этого жидкий хладагент пропускают через вентиль 3 (редуктор), в котором он дросселируется (процесс 3—5), давление и температура его понижаются. Полученная смесь жидкости и небольшого количества пара поступает в испаритель 4, где превращается в сухой пар (процесс 5—1), воспринимая теплоту q_2 .

Испаритель может размещаться непосредственно в холодильной камере 5 (как в бытовых холодильниках) или в промежуточных охладителях рассола (например, раствора поваренной соли), не замерзающего при низких температурах. Рассол циркулирует в системе батарей, размещенных в охлаждаемом помещении. Применение процессов кипения и конденсации приближает этот цикл к обратному циклу Ренкина. Переохлаждение жидкого хладагента (процесс 3—3') повышает эффективность цикла.

Холодильный коэффициент такой установки выражается через энтальпии хладагента:

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_3}. \quad (1.76)$$

В пароэжекторной холодильной установке (рис. 1.26) вместо поршневого компрессора используется эжектор 1, работающий на паре вещества, принятого в качестве хладагента. Для получения пара применяется специальный котел 2. Пар холодильного агента из испарителя 3 поступает в эжектор. Смесь рабочего и эжектируемого пара при заданном давлении попадает в конденсатор 4, отдавая теплоту конденсации охлаждающей воде. Конденсат холодильного агента разделяется на два потока: один дросселируется при помощи вентилей 5 и поступает в испаритель, где он отбирает теплоту из охлаждаемого помещения, другой насосом 6 подается в котел.

Таким образом, компенсация процесса переноса теплоты от хо-

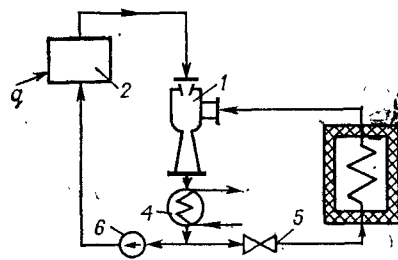


Рис. 1.26. Схема пароэжекторной холодильной установки

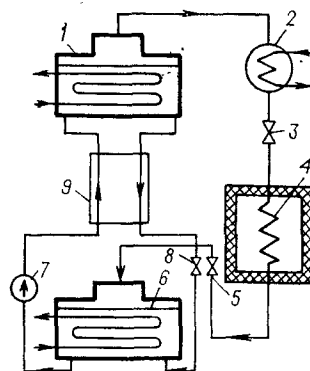


Рис. 1.27. Схема абсорбционной холодильной установки

лодного тела к горячему в пароэжекторной установке происходит не за счет затраты электроэнергии на привод компрессора, а за счет теплоты, расходуемой в котле. Из-за меньшей стоимости теплоты по сравнению с электроэнергией производство холода обходится дешевле. Отсутствие дорогостоящего компрессора в таких установках является важным преимуществом. Необратимый характер потерь энергии в эжекторе обуславливает более низкое термодинамическое совершенство, что является недостатком установок.

Эффективность работы пароэжекторных холодильных установок оценивают коэффициентом использования теплоты

$$\xi = q_2/q_1, \quad (1.77)$$

где q_1 — теплота, подводимая к рабочему пару в котле на 1 кг холодильного агента. Величина $\xi = 0,7 \div 0,8$.

В абсорбционной холодильной установке (рис. 1.27) используется энергия также в виде теплоты.

В парогенератор 1 поступает концентрированный раствор аммиака. За счет теплоты водяного пара, движущегося в эме-

евике, из раствора испаряется главным образом аммиак, как имеющий более низкую температуру кипения. Его пар при определенном давлении поступает в конденсатор 2, где превращается в жидкость за счет охлаждения водой. Затем жидкий аммиак дросселируется вентилем 3, его давление падает, и он в испарителе 4 превращается в пар, отбирая теплоту из охлаждаемого помещения. Проходя второй дроссельный вентиль 5, пар в абсорбере 6 поглощается водой. Выделяемая теплота абсорбции отводится охлаждающей водой. Для поддержания одинаковой концентрации раствора в парогенераторе и абсорбере между ними установлен насос 7. Перед абсорбером раствор дросселируется вентилем 8. Для повышения экономичности применяют регенератор 9, в котором встречные потоки обмениваются теплотой.

Современные установки непрерывного действия имеют коэффициент использования теплоты $\xi = 0,4 \div 0,6$. Безнасосные установки периодического действия более просты, но имеют малую холодопроизводительность и низкий коэффициент использования теплоты.

2.6. Термотрансформаторы и тепловые насосы

Для многих технологических процессов требуется энергия в форме теплоты различного температурного потенциала. Одним из таких процессов является отопление жилых, общественных и производственных помещений. Основным способом получения теплоты в настоящее время является сжигание топлива. При этом продукты сгорания имеют температуру выше 1000°C , а теплоноситель — вода находится при более низкой температуре. Теплообмен между ними при большой разности температур сопровождается потерей работоспособности, что с точки зрения энергетического баланса страны является крайне нежелательным.

Перейти от высокой температуры T_1 к более низкой T_T без потери работоспособности принципиально возможно в термотрансформаторе. На рис. 1.28 дана его энергетическая схема и цикл в Ts -координатах.

Идеальный термотрансформатор представляет собой комбинацию теплового двигателя и холодильной машины, работающих по циклам Карно в пределах температур $T_1 - T_T$ и $T_2 - T_T$. Теплоприемником двигателя и холодильной машины является источник с заданной температурой T_T . Работа двигателя используется на привод холодильной машины. При этом, из окружающей среды с температурой T_2 холодильная машина отбирает теплоту q'_2 и передает ее теплоприемнику вместе с теплом, эквивалентным затраченной работе l_0 . В Ts -диаграмме площади внутри циклов Карно теплового двигателя и холодильной машины равны. Таким образом, теплоприемник вместо q_1 по пря-

мой схеме получает теплоты $q_2 + q'_2 + l_0 = q_1 + q_2$, т. е. на q'_2 больше. Для отопительной системы, например, включающей водогрейный котел, от продуктов сгорания топлива с температурой $t_1 = 1500^\circ\text{C}$ сетевой воде с температурой $t_T = 150^\circ\text{C}$ передается путем неравновесного теплообмена 1 кДж тепла. Если осуществить процесс без потери работоспособности, то за счет того же 1 кДж тепла в отопительную систему можно передать 2,4 кДж тепла, из них 1,4 кДж отбирается из окружающей среды.

Холодильная машина в схеме трансформатора называется «тепловым насосом». Его эффектив-

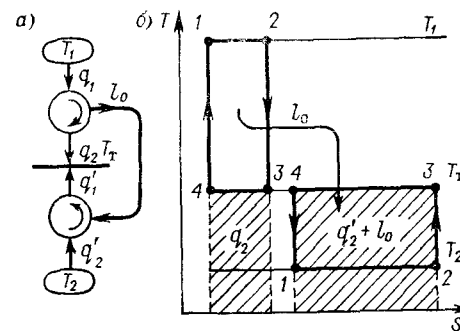


Рис. 1.28. Принцип работы термотрансформатора
а — схема; б — циклы тепловой и холодильной машин в Ts -диаграмме

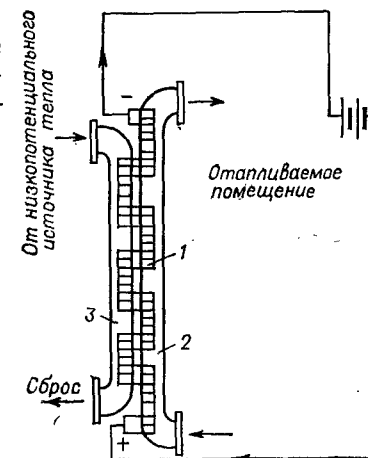


Рис. 1.29. Схема полупроводникового «теплового насоса»

ность оценивается коэффициентом преобразования, или отопительным коэффициентом,

$$\Phi = q_1/l_0 = (q_2 + l_0)/l_0 = \varepsilon + 1. \quad (1.78)$$

Приведенная формула связывает отопительный и холодильный коэффициенты.

Из схемы термотрансформатора исключаются и двигатель и «тепловой насос», если применить абсорбционную холодильную установку, испаритель которой находится при температуре окружающей среды, а конденсация в абсорбере происходит при температуре T_T . Таким образом, теплота с температурой T_1 преобразуется в большее ее количество при T_T . Эта установка представляет большой интерес вследствие ее простоты.

Перспективны и электрические полупроводниковые «тепловые насосы» (рис. 1.29). Через батарею 1 полупроводниковых элементов, спай которых находятся в различных каналах 2 и 3, пропускается постоянный ток. В зависимости от направления тока одни спай нагреваются, другие охлаждаются. По каналу

3 пропускается, например, наружный воздух, а по каналу 2 циркулирует воздух помещения. Теплота наружного воздуха воспринимается холодными спаями и передается горячими спаями воздуху помещения. Эффективность такого отопления можно проиллюстрировать следующим примером. При поддержании в комнате температуры 17 °С (температура наружного воздуха 7 °С) на 1 кВт·ч затраченной электроэнергии можно получить 29 кВт·ч теплоты для отопления, т. е. из окружающей среды может быть взято 28 кВт·ч «даровой» энергии.

Изменение направления электрического тока делает прибор охлаждающим воздух помещения в жаркое время года.

ГЛАВА 3

ОСНОВЫ ТЕПЛОМАССОБМЕНА

3.1. Виды теплопереноса

Теплопроводность (кондукция) — перенос теплоты при непосредственном соприкосновении тел или их частей с различной температурой. Такой перенос — результат теплового движения микрочастиц вещества (молекул, атомов, электронов), он характерен для твердых тел, а также газов и жидкостей, в которых отсутствует видимый перенос массы. **Конвекция** — перенос теплоты за счет перемещения в пространстве массы газообразного, жидкого и сыпучего веществ. **Тепловое излучение (радиация)** — перенос теплоты от одних тел к другим электромагнитными волнами. В этом процессе внутренняя энергия тела превращается в энергию электромагнитного поля, поглощаемую другим телом и выделяемую в виде теплоты.

3.2. Теплопроводность

Закон Фурье. Теплопроводность связана с распределением температур внутри тела. Совокупность мгновенных значений температуры во всех точках тела — температурное поле. Температура в общем случае — функция координат и времени t , т. е. $t=f(x, y, z, t)$. Если температура во времени меняется, то поле — неустановившееся (нестационарное), а если не меняется — установившееся (стационарное). В зависимости от числа рассматриваемых координат поле может быть одно-, двух- и трехмерным.

Геометрическое место точек с одинаковой температурой представляет собой изотермическую поверхность. Две поверхности не могут пересекаться, так как одна общая линия с различными температурами существовать не может. Наиболее ин-

тенсивное изменение температуры происходит по нормали к изотермической поверхности. Предел отношения изменения температуры к расстоянию между изотермами называется градиентом температур и обозначается

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} (\Delta t / \Delta n) = \partial t / \partial n = \text{grad } t = \Delta t. \quad (1.79)$$

Градиент температур — вектор, направленный в сторону повышения температуры.

Изучая теплопроводность в твердых телах, Фурье установил, что количество теплоты, прошедшей через изотермическую поверхность, пропорционально градиенту температуры, площади F и времени τ .

$$Q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} F \tau; \quad (1.80)$$

для плотности теплового потока

$$q = \frac{Q}{F \tau} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \quad (1.81)$$

Эти уравнения выражают закон теплопроводности Фурье. Из-за встречного направления векторов градиента температур и потока теплоты в формулах ставится минус.

Плотность теплового потока измеряется в Вт/м², а в технической системе — в ккал/(м²·ч). Соотношение рассматриваемых единиц: 1 ккал/(м²·ч) = 1,163 Вт/м².

Коэффициент теплопроводности λ — количество теплоты, переносимой через 1 м² изотермической поверхности в единицу времени при градиенте температуры, равном единице. В соответствии с физическим смыслом его единица измерения — Вт/(м·К), в технической системе — ккал/(м·ч·°С).

Для расчетов значения λ принимают по справочным таблицам.

Для газов и паров $\lambda = 0,005 \div 0,5$ Вт/(м·К). От давления почти не зависит (за исключением высокого, более 200 МПа, и низкого, менее 3 кПа). Воздух при $t = 0$ °С имеет $\lambda = 0,0244$ Вт/(м·К). Для жидкостей $\lambda = 0,08 \div 0,7$ Вт/(м·К). С повышением температуры (за исключением воды и глицерина) величина λ уменьшается. Для воды $\lambda = 0,6$ Вт/(м·К). Для строительных и теплоизоляционных материалов $\lambda = 0,02 \div 3,0$ Вт/(м·К). Величина λ зависит от температуры, плотности, структуры, пористости и влажности. Так, для сухого кирпича $\lambda = 0,3$, для влажного — 0,9. Если $\lambda < 0,2$ Вт/(м·К), то эти материалы относят к теплоизоляционным. Для металлов и сплавов λ изменяется от 8 (висмут) до 410 (серебро); для меди — $\lambda = 395$, для алюминия — 210, для стали — 52 Вт/(м·К). На λ стали большое влияние оказывают различные примеси.

Теплопроводность плоской стенки. Пусть плоская однородная стенка (рис. 1.30) имеет толщину δ и выполнена из материала

с коэффициентом теплопроводности $\lambda = \text{const}$. На внешних поверхностях ее поддерживаются постоянные температуры, причем $t_1^{\text{сг}} > t_2^{\text{сг}}$. Вектор q направлен вправо вдоль оси x . Температурное поле — одномерное, изотермические поверхности — плоские, режим — стационарный. Выделим внутри стенки слой

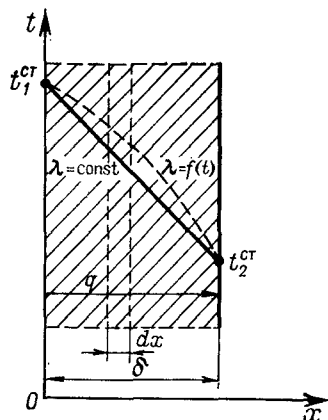


Рис. 1.30. Теплопроводность однородной плоской стенки

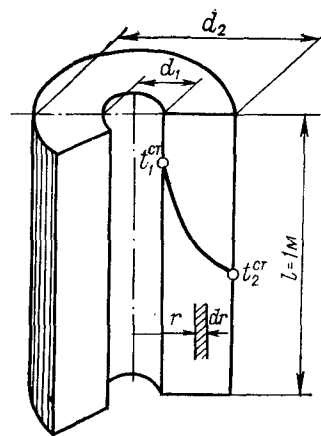


Рис. 1.32. Теплопроводность цилиндрической стенки

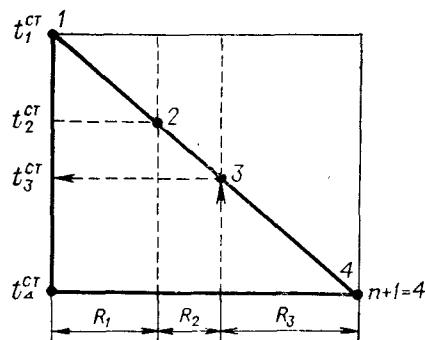


Рис. 1.31. Графическое определение температур в толще многослойной стенки

dx , для которого на основании уравнения (1.81) найдем $dt = -\frac{q}{\lambda} dx$.

Проинтегрировав это выражение и произведя преобразования, получим

$$q = (\lambda/\delta) (t_1^{\text{сг}} - t_2^{\text{сг}}) = (t_1^{\text{сг}} - t_2^{\text{сг}})/R. \quad (1.82)$$

Величина $\delta/\lambda = R$ м²·К/Вт; м²·ч·°С/ккал — термическое сопротивление, определяющее интенсивность падения температуры в стенке.

Ограждения зданий и сооружений выполняются, как правило, не однослойными, а многослойными (например внутренняя штукатурка, кирпичная стена, наружная облицовка); обмуровка печей, топок, котлов и т. д. также может быть из нескольких слоев разнородных материалов.

Рассмотрим стенку, состоящую из трех плотно прилегающих слоев толщиной δ_1 , δ_2 и δ_3 . Соответственно коэффициенты теплопроводности для них — λ_1 , λ_2 и λ_3 . Температуры внутренней и внешней поверхностей стены известны: $t_1^{\text{сг}}$ и $t_4^{\text{сг}}$, температуры в плоскости контакта слоев обозначим $t_2^{\text{сг}}$ и $t_3^{\text{сг}}$.

При стационарном режиме плотность теплового потока одинакова для каждого из слоев, поэтому

$$q = (t_1^{\text{сг}} - t_2^{\text{сг}})/R_1 = (t_2^{\text{сг}} - t_3^{\text{сг}})/R_2 = (t_3^{\text{сг}} - t_4^{\text{сг}})/R_3.$$

Выразив разности температур и просуммировав выражения, получим плотность теплового потока

$$q = (t_1^{\text{сг}} - t_4^{\text{сг}}) / (R_1 + R_2 + R_3).$$

По аналогии можно написать расчетную формулу для сложной стенки, состоящей из n слоев:

$$q = (t_1^{\text{сг}} - t_{n+1}^{\text{сг}}) / \sum_{i=1}^n R_i. \quad (1.83)$$

Температуру в любом сечении такой стенки удобно определять графически (рис. 1.31). По оси ординат откладывают температуры в интервале от $t_1^{\text{сг}}$ до $t_{n+1}^{\text{сг}}$, а по оси абсцисс — R_1 , R_2 и т. д. При $\lambda_i = \text{const}$ точки 1 и $(n+1)$ соединяют прямой линией.

Многослойную стенку часто рассчитывают как однослойную, вводя эквивалентный коэффициент теплопроводности λ_3 , определяемый из формулы эквивалентного сопротивления: $\sum_{i=1}^n \delta_i/\lambda_i =$

$$= \sum_{i=1}^n (\delta_i/\lambda_i). \text{ Откуда}$$

$$\lambda_3 = \sum_{i=1}^n \delta_i / \sum_{i=1}^n (\delta_i/\lambda_i).$$

Из-за низкой теплопроводности даже тонкие зазоры, заполненные воздухом, сильно влияют на λ_3 , поэтому при расчете ограждений термическим сопротивлением воздушных прослоек пренебрегать нельзя.

Теплопроводность цилиндрической стенки. Пусть цилиндрическая однослойная стенка (труба) длиной l , с внутренним d_1 и внешним d_2 диаметрами выполнена из материала с постоянным коэффициентом теплопроводности λ . Внутренняя и внешняя поверхности имеют температуры соответственно $t_1^{\text{сг}} > t_2^{\text{сг}}$

(рис. 1.32). Изотермические поверхности — цилиндрические, поэтому градиент температуры направлен радиально.

Выделим внутри стенки элементарный кольцевой слой толщиной dr с радиусом r . Количество теплоты, проходящей через него

$$Q - \lambda \frac{dt}{dn} F \tau = -2\pi \lambda r l \tau \frac{dt}{dr}.$$

После разделения переменных, интегрирования и преобразований получим линейную плотность теплового потока

$$q_l = \frac{Q}{l \tau} = \frac{t_1^{ct} - t_2^{ct}}{\frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}}. \quad (1.84)$$

Для многослойной цилиндрической стенки

$$q_l = \frac{t_1^{ct} - t_{n+1}^{ct}}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{t_1^{ct} - t_{n+1}^{ct}}{\sum_{i=1}^n R_{li}}, \quad (1.85)$$

где R_{li} — термическое сопротивление теплопроводности для i -й цилиндрической стенки, $\text{м} \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ($\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}/\text{ккал}$).

При $d_2/d_1 < 1,7$ кривизной стенки можно пренебречь и использовать формулу для плоской стенки (погрешность не более 3 %).

Расчет неоднородных конструкций, например бетонных строительных изделий с «тепловыми мостиками» (стальная арматура, крепежные детали и пр.), производят путем условного разделения их на простые элементы. В зависимости от сложности конструкций такой способ расчета может оказаться весьма приближенным. Более точные расчеты получаются при использовании методов электротепловой аналогии, реализуемых либо на специальных аналоговых ЭВМ — сеточных электроинтеграторах, либо простейшим путем — на особой электропроводной бумаге. В обоих случаях используется формальная аналогия между законами Фурье и Ома.

3.3. Конвективный теплообмен

Закон Ньютона. Процесс переноса теплоты конвекцией связан с переносом массы подвижной среды. Движение в жидкостях и газах возникает либо за счет разности плотностей холодных и нагретых масс среды (свободная, естественная конвекция), либо при помощи посторонних побудителей движения, например вентиляторов, насосов, аэрации (вынужденная, искусственная конвекция). При движении среды у поверхности твердого тела за счет разности температур возникает конвек-

тивный теплообмен. Количество теплоты в этом случае определяется законом Ньютона:

$$Q = \alpha (t^{ct} - t^j) F \tau, \quad (1.86)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, характеризующий интенсивность переноса тепла; t^{ct} и t^j — температуры стенки и жидкости (индекс «ж» общий для жидких и газообразных сред).

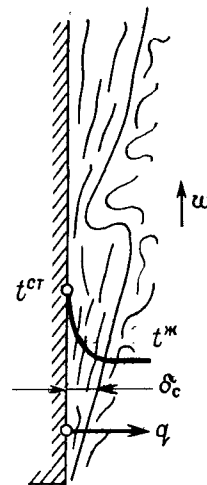
Физический смысл α — количество тепла, которым обмениваются среда и 1 м^2 поверхности твердого тела при разности температур между ними в один градус за единицу времени. Количество тепла α измеряется в $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а в технической системе — в $\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$. Соотношение единиц: $1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}) = 1,136 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

На теплообмен влияют режимы течения: ламинарный и турбулентный. Первый характеризуется спокойным, струйчатым движением, второй — неупорядоченным, вихревым. Изменение режима течения происходит в переходной области при некоторой критической скорости $w_{кр}$, установлено, что один режим в другой переходит при критическом числе Рейнольдса. Например, для труб с внутренним диаметром d

$$\text{Re}_{кр} = w_{кр} d / \nu = 2000$$

здесь ν — кинематическая вязкость среды, $\text{м}^2/\text{с}$.

Рис. 1.33. Развитие теплового пограничного слоя у вертикальной поверхности при конвективном теплообмене



Пограничный слой. При любом режиме течения у поверхности обтекаемого тела силы вязкого трения снижают скорость среды до нуля. Так образуется пограничный слой. Передача тепла через него осуществляется путем теплопроводности. При ламинарном движении такой перенос распространяется на всю массу среды; при турбулентном — только на пограничный слой; в ядре потока перенос происходит путем интенсивного перемешивания частиц. На рис. 1.33 показан характер изменения температуры среды. Резкое ее падение из-за низкой теплопроводности газов и жидкостей наблюдается в пределах пограничного слоя, следовательно, интенсивность теплоотдачи в основном определяется его термическим сопротивлением $R_c = \delta_c / \lambda_{ж}$. Здесь применим закон Фурье.

Плотность теплового потока через пограничный слой

$$q = \frac{\lambda_{ж}}{\delta_c} (t^{ct} - t^j) = \alpha (t^{ct} - t^j), \quad (1.87)$$

откуда

$$\alpha = \lambda_{ж} / \delta_c.$$

Эта формула позволяет установить основные факторы, влияющие на интенсивность теплообмена конвекцией. Так, толщина пограничного слоя δ_c зависит от вязкости среды, которая вместе с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{ж}$ определяет ее природу. Температура влияет на величину α , потому что от нее зависят и вязкость и теплопроводность. Скорость движения среды определяет толщину пограничного слоя, а следовательно, и коэффициент теплоотдачи. На δ_c влияют также форма поверхности, ее ориентация по отношению к потоку, состояние поверхности (гладкая или шероховатая) и т. д.

По формуле (1.87) значение α найти нельзя, так как инструментального измерения толщины пограничного слоя пока не существует (кроме измерения толщины пленки жидкости при конденсации пара). Поэтому α , как и δ_c , могут быть найдены только косвенным путем. Отсюда следует, что законы Фурье и Ньютона для конвективного теплообмена оказываются равноценными.

Основы теории подобия. Подобные фигуры характеризуются условием $l_1/l_2 = idem$ (здесь l_1 и l_2 — линейные размеры реального объекта и его модели). Это отношение называется постоянной геометрического подобия.

Течение двух различных сред при подобии сил, вызвавших это движение, считается подобным, если режимы течения одинаковы. Это — гидродинамическое подобие.

Если распределение температур и тепловых потоков в двух телах соотносятся в определенном масштабе, то эти явления подобны. В этом суть теплового подобия.

Таким образом, понятие подобия применимо к физическим явлениям, качественно однородным и описываемым одинаковыми по форме и содержанию аналитическими уравнениями. При этом обязательны условия геометрического подобия. Только в геометрически подобных системах протекают подобные физические процессы. Существуют явления, которые по своей природе различны, но описываются одинаковыми по форме уравнениями. Например, теплопроводность — уравнением Фурье, а электропроводность — уравнением Ома. Эти явления — не подобные, а аналогичные.

Постоянные подобия для различных величин в подобных явлениях имеют строго определенные значения, которые получают из анализа математического описания процессов. Эти величины называют числами (критериями) подобия и обозначают двумя начальными буквами имен ученых, внесших свой вклад в соответствующую область науки, например Re (Reynolds). Числа подобия — безразмерные величины.

Теория подобия позволяет, не решая систему дифференциальных уравнений, получить из них числа подобия и на основе экспериментальных данных, найденных на физических моделях, составить уравнение подобия. Оно будет справедливо для

всех подобных процессов в области, ограниченной условиями поставленного эксперимента.

Подобие процессов теплообмена при вынужденной конвекции приводит к числам подобия Прандтля, характеризующего теплофизические свойства среды $Pr = \nu/a$, Нуссельта, характеризующего интенсивность конвективного теплообмена $Nu = \alpha l/\lambda$, и Рейнольдса, определяющего режим течения $Re = \omega l/\nu$. В этих формулах $a = \lambda/(c_p \rho)$ — коэффициент температуропроводности, m^2/c ; l — характерный линейный размер, m .

Уравнение подобия для конвективного теплообмена при вынужденном движении среды

$$Nu = f(Re, Pr). \quad (1.88)$$

Подобие процессов теплообмена при свободной конвекции, характерной, например, для отопительных приборов (радиаторов, конвекторов и т. п.), дает тоже два определяющих числа Прандтля и Грасгофа $Gg = g\beta(t_{ст} - t_{ж})l^3/\nu^2$; здесь g — ускорение свободного падения, m/c^2 ; β — коэффициент объемного расширения, K^{-1} .

Уравнение подобия для свободной конвекции примет вид

$$Nu = f(Gr, Pr). \quad (1.89)$$

Применение теории подобия для обобщения опытных данных по теплообмену. При постановке экспериментов по конвективному теплообмену производятся измерения всех величин, входящих в числа подобия изучаемого явления, а результаты опытов обрабатываются так, чтобы между числами подобия была получена связь в виде критериального уравнения, каждое число подобия которого было бы одинаково для всех подобных процессов. Таким образом, теория подобия по существу является теорией эксперимента.

Например, в опытах по теплоотдаче строительных ограждений от наружной поверхности к воздуху при вынужденной конвекции (ω — скорость ветра, m/c) для летних условий найдена эмпирическая зависимость

$$\alpha = 5,63 + 11,36 \sqrt{\omega}. \quad (1.90)$$

Эта формула пригодна только для строго ограниченных условий. Обработка опытных данных на основе теории подобия для вынужденной конвекции у плоских поверхностей дала следующие критериальные уравнения (при $Pr \geq 0,5$):

ламинарное течение среды ($Re < 5 \cdot 10^5$)

$$Nu = 0,67 \cdot Re^{0,5} Pr^{0,33}; \quad (1.91)$$

турбулентное течение ($Re > 5 \cdot 10^5$)

$$Nu = 0,035 Re^{0,8} Pr^{0,33}; \quad (1.92)$$

здесь в числах Nu и Re — характерный линейный размер l — длина пути потока среды на расчетном участке, m .

Для свободной конвекции при $Pr \geq 0,5$ получено критериальное уравнение

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^n. \quad (1.93)$$

При $Gr \cdot Pr < 10^{-3}$ опытный коэффициент $C=0,45$, $n=0$; при $10^{-3} < Gr \cdot Pr < 5 \cdot 10^2$ — $C=1,18$, $n=1/8$; $5 \cdot 10^2 < Gr \cdot Pr < 2 \cdot 10^7$ — $C=0,54$, $n=1,4$; при $Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$ — $C=0,135$, $n=1,3$.

Критериальные уравнения и расчетные формулы приводятся в справочниках по теплопередаче, а также в соответствующих СНиПах.

3.4. Тепловое излучение

Излучение — энергия колебаний электромагнитного поля. С точки зрения квантовой теории это — энергия потока некоторых частиц — фотонов. По длине волн излучение условно делится на космическое, γ -излучение, рентгеновское, ультрафиолетовое, световое, инфракрасное, радиоволновое.

Световое (длина волны $\lambda = 0,4 \div 0,8$ мкм) и инфракрасное ($0,8$ мкм $\div 0,8$ мм) излучения являются следствием перехода внутренней энергии тел в лучистую энергию. Такие излучения называют тепловыми. Их интенсивность определяется только температурой и оптическими свойствами тел. Для этих лучей справедливы законы распространения, отражения и преломления. При поглощении излучения его энергия превращается в теплоту. Таким образом, каждое тело не только излучает, но и поглощает лучистую энергию.

Количество энергии, излучаемой в единицу времени произвольной поверхностью, называется потоком излучения Q , Вт, а единицей поверхности — плотностью потока излучения E , Вт/м². Энергетический баланс падающего излучения включает поглощенную Q_A , отраженную Q_R и проходящую сквозь тело Q_D составляющие, т. е. $Q = Q_A + Q_R + Q_D$. Разделив обе части уравнения на Q и обозначив $Q_A/Q = A$, $Q_R/Q = R$ и $Q_D/Q = D$, получим $A + R + D = 1$, где A — поглощательная, R — отражательная и D — пропускательная способности тела.

Если $A=1$, то тело полностью поглощает лучистую энергию (тело абсолютно черное). Если $R=1$, то тело полностью отражает падающую на него энергию (тело абсолютно белое). Если $D=1$, то тело полностью пропускает энергию, т. е. тело абсолютно прозрачное (диатермичное). Твердые тела и некоторые жидкости (например, вода) для тепловых лучей непрозрачны (атермичны), воздух же прозрачен, а при наличии в нем углекислого газа или водяного пара становится полупрозрачным.

Величины A , R и D зависят от природы тел, их температуры и длины волны излучения. Так, оконное стекло прозрачно для световых лучей, а для ультрафиолетовых и инфракрасных —

непрозрачно. Поэтому солнечная энергия, попавшая через остекление в помещение, не может переизлучаться наружу. Этим объясняется «парниковый» эффект. Белая ткань, бумага, выкрашенные в белый цвет предметы хорошо отражают световые лучи, однако инфракрасные лучи поглощаются ими так же хорошо, как и предметами темных цветов.

Плотность потока излучения тела, определяемая только его температурой и свойствами, называется собственным излучением, или излучательной способностью E . Отношение излучательной способности E реального тела к из-

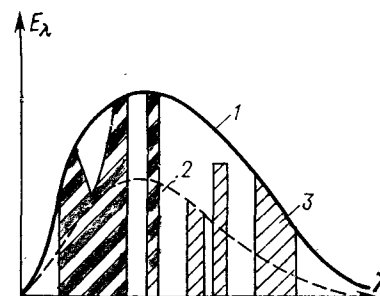


Рис. 1.34. Спектры теплового излучения в зависимости от длины волны:

1 — абсолютно черного; 2 — серого тела; 3 — газа

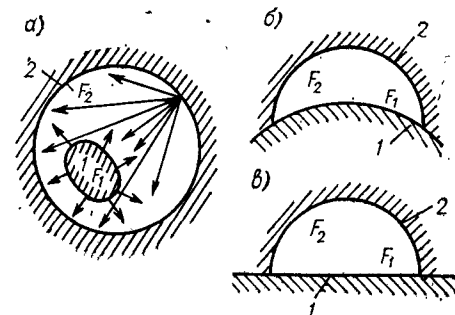


Рис. 1.35. Схема лучистого теплообмена между телами в замкнутом пространстве

а — тело 1 находится внутри тела 2; б и в — тело 1 имеет выпуклую и плоскую поверхности

лучательной способности абсолютно черного тела E_0 — степень черноты:

$$\epsilon = E/E_0. \quad (1.94)$$

Она приводится в справочниках.

Закон Стефана — Больцмана для абсолютно черного тела

$$E_0 = C_0 (T/100)^4, \quad (1.95)$$

где $C_0 = 5,7$ Вт/(м² · К⁴) — коэффициент излучения абсолютно черного тела; T — абсолютная температура, К.

Этот закон применим и к реальным телам:

$$E = C (T/100)^4 = \epsilon C_0 (T/100)^4. \quad (1.96)$$

Распределение энергии излучения абсолютно черного тела в зависимости от длины волны λ показано на рис. 1.34. Видно, что с повышением температуры максимум интенсивности излучения T смещается в сторону более коротких длин волн. Это — закон смещения Вина. Его математическое выражение

$$\lambda_{\max} T = 2900. \quad (1.97)$$

Из рис. 1.34 следует, что энергия светового излучения ($\lambda = 0,4 \div 0,8$ мкм) в диапазоне применяемых в технике температур пренебрежительно мала по сравнению с энергией инфракрасного излучения.

Закон Кирхгофа устанавливает связь между излучательной и поглощательной способностями тела:

$$C = AC_0. \quad (1.98)$$

Сопоставив уравнения (1.98) и (1.96), можно найти, что $A = \epsilon$, т. е. если тело хорошо излучает энергию, то оно также хорошо и поглощает ее.

В технических расчетах представляет интерес результирующий поток энергии между взаимодействующими телами

$$Q = \epsilon_n C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] F\tau, \quad (1.99)$$

или плотность теплового потока

$$q = \epsilon_n C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (1.100)$$

где ϵ_n — приведенная степень черноты системы тел, которые участвуют в лучистом теплообмене, определяемая по формуле

$$\epsilon_n = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\epsilon_1} - 1\right) \varphi_{1-2} + \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right) \varphi_{2-1}}. \quad (1.101)$$

Угловые коэффициенты, или коэффициенты облученности, φ_{1-2} и φ_{2-1} рассчитываются по формулам или определяются экспериментально.

Рассмотрим наиболее важные практические примеры определения ϵ_n . На рис. 1.35 показаны схемы лучистого теплообмена в замкнутом пространстве. Коэффициент облученности $\varphi_{1-2} = 1$ (схема а), так как вся излучаемая телом 1 энергия попадает на поверхность тела 2. Доля энергии, попадающей на тело 1 со стороны тела 2, соответствует коэффициенту облученности, зависящему от поверхностей тел, $\varphi_{2-1} = F_1/F_2$. Для схем б и в коэффициент облученности $\varphi_{1-2} = \varphi_{2-1} = 1$.

Подставив в уравнение (1.101) эти значения, получим

$$\epsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1\right)}. \quad (1.102)$$

Для двух протяженных поверхностей $F_1 = F_2$ и схем б и в степень черноты выразится уравнением

$$\epsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}. \quad (1.103)$$

Когда $F_1 \ll F_2$, например при расчете теплообмена излучением отопительного прибора с поверхностями помещения,

$$\epsilon_n \approx \epsilon_1, \quad (1.104)$$

т. е. интенсивность теплообмена зависит только от свойств излучателя.

При теплообмене тел с величиной степени черноты, близкой к единице, формула (1.101) примет вид:

$$\epsilon_n \approx \epsilon_1 \epsilon_2. \quad (1.105)$$

В выражении (1.99) за расчетную принимается наименьшая из поверхностей.

Для интенсификации лучистого теплообмена необходимо повысить температуру излучающего тела и увеличить степень черноты системы, для уменьшения теплообмена — наоборот. Для уменьшения теплообмена применяются также и экраны из тонколистового материала. Они размещаются между излучающим и нагреваемым телами. Если степени черноты поверхностей этих тел и тонкостенного экрана принять одинаковыми, то плотность теплового потока за счет экранирования снизится в 2 раза, а если таких экранов n — в $(n+1)$ раз. Наличие экранов с малой степенью черноты делает этот эффект более значительным. Например, экран с $\epsilon = 0,1$ между поверхностями с $\epsilon = 0,8$ снижает теплообмен в 14 раз.

Защита от инсоляции путем экранирования остекления помещений основана на этом эффекте. Однако, внутреннее экранирование не избавляет от притока в помещение солнечной энергии, тогда как внешнее (жалюзи, ставни и пр.) целиком прекращает ее поступление (за счет конвекции теплота от нагреваемого экрана полностью отдается наружному воздуху).

Тепловое излучение газов. Исходит из всего занимаемого ими объема. Их спектр излучения и поглощения имеет избирательный (селективный) характер (см. рис. 1.34), т. е. в одном интервале длин волн (полосе) они могут излучать и поглощать, а в другом — они прозрачны (диатермичны) для излучения. Одно- и двухатомные газы обладают ничтожной излучательной способностью, а многоатомные (CO_2 , SO_2 , H_2O и др.) — значительной. В теплотехнических расчетах печей, котельных агрегатов это учитывается. Основные полосы поглощения и излучения водяного пара: 2,2—3,0; 4,8—8,5; 12—30 мкм; углекислого газа: 2,4—3,0; 4,0—4,8; 12,5—16,5 мкм.

Степень черноты газовой среды ϵ_r зависит от температуры T_r , парциальных давлений CO_2 и H_2O и толщины газового слоя. Она определяется по номограммам.

Плотность теплового потока излучения газового слоя вычисляется по формуле

$$q = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 [(T^{\text{ж}}/100)^4 - (T^{\text{ст}}/100)^4], \quad (\text{I.106})$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты системы «газ — поверхность»:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{\varepsilon_{\text{г}} \varepsilon_{\text{ст}}}{\varepsilon_{\text{ст}} + \varepsilon_{\text{г}} (1 - \varepsilon_{\text{ст}})};$$

$\varepsilon_{\text{ст}}$ — степень черноты поверхности тела.

Если $T^{\text{ж}} > T^{\text{ст}}$, то $\varepsilon_{\text{г}}$ находят при температуре газа. В случае передачи теплоты от поверхности тела к газу $\varepsilon_{\text{г}}$ принимают при температуре $T^{\text{ст}}$.

При наличии в газе частиц золы, сажи и т. п. его степень черноты возрастает, что учитывается при расчете теплообмена.

Коэффициент теплоотдачи лученспусканием определяется из уравнений (I.86) и (I.106):

$$\alpha_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 [(T^{\text{ж}}/100)^4 - (T^{\text{ст}}/100)^4] / (T^{\text{ж}} - T^{\text{ст}}). \quad (\text{I.107})$$

3.5. Теплопередача через разделяющую стенку

Пусть плоская стенка (рис. I.36) толщиной δ выполнена из материала с коэффициентом теплопроводности λ . Она омывается с обеих сторон средами с температурами $t_1^{\text{ж}} > t_2^{\text{ж}}$. Интенсивность теплообмена сред и поверхностей α_1 и α_2 , причем в случае наличия излучающей газовой среды суммарный коэффициент теплоотдачи будет включать конвективную и лучистую составляющие $\alpha = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}$. Для жидких сред $\alpha_{\text{л}} = 0$.

Рассматривая стационарный режим, напишем систему уравнений:

$$q = \alpha_1 (t_1^{\text{ж}} - t_1^{\text{ст}}) = (\lambda/\delta) (t_1^{\text{ст}} - t_2^{\text{ст}}) = \alpha_2 (t_2^{\text{ст}} - t_2^{\text{ж}}). \quad (\text{I.107}')$$

Решая эту систему уравнений, получим

$$q = \frac{t_1^{\text{ж}} - t_2^{\text{ж}}}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} = \kappa (t_1^{\text{ж}} - t_2^{\text{ж}}), \quad (\text{I.108})$$

где κ — коэффициент теплопередачи — количество теплоты, передаваемого в единицу времени через 1 м² поверхности стенки от одной среды к другой при разности их температур в один градус: $\kappa = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2}$. Размер-

ность κ такая же, как и α . Величина, обратная κ , называется термическим сопротивлением теплопередаче. Оно складывается из сопротивлений теплоотдаче и теплопроводности.

Для многослойной плоской стенки коэффициент теплопередачи

$$\kappa = \frac{1}{1/\alpha_1 + \sum_{i=1}^n (\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_2}. \quad (\text{I.109})$$

Определить промежуточные температуры можно используя формулы (I.107), а также графический способ с учетом сопротивлений $1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$ (см. рис. I.31).

Рассмотрим теперь теплопередачу через однородную цилиндрическую стенку (рис. I.37) с внутренним d_1 и внешним d_2 диаметрами, длиной l , изготовленную из материала с коэффициентом теплопроводности λ . Внутри трубы протекает горячая среда, а снаружи — холодная с температурами $t_1^{\text{ж}} > t_2^{\text{ж}}$. Коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 также могут включать лучистую составляющую.

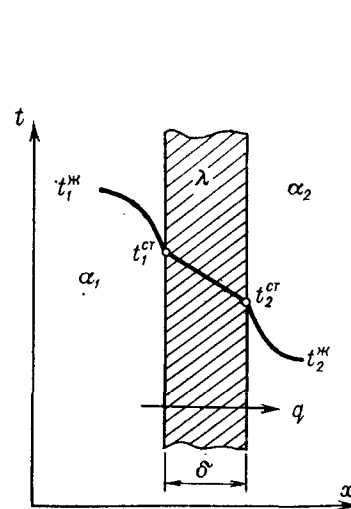


Рис. I.36. Теплопередача через плоскую стенку

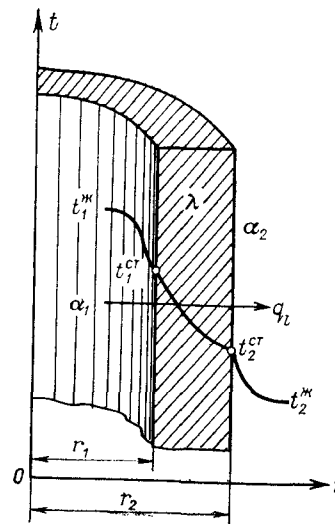


Рис. I.37. Теплопередача через цилиндрическую стенку

При стационарном тепловом режиме линейная плотность теплового потока

$$q_l = \pi d_1 \alpha_1 (t_1^{\text{ж}} - t_1^{\text{ст}}) = \frac{t_1^{\text{ст}} - t_2^{\text{ст}}}{\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} = \pi d_2 \alpha_2 (t_2^{\text{ст}} - t_2^{\text{ж}}). \quad (\text{I.110})$$

Решая это уравнение, получим:

$$q_l = \frac{\pi (t_1^{\text{ж}} - t_2^{\text{ж}})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = \kappa_l (t_1^{\text{ж}} - t_2^{\text{ж}}). \quad (\text{I.111})$$

где κ_l — линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К); ккал/(м·ч·°С). Обратная ему величина — линейное термическое сопротивление теплопередаче.

Для многослойной цилиндрической стенки термическое сопротивление

$$R_l = \frac{1}{\kappa_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}. \quad (I.112)$$

При $d_2/d_1 < 1,7$ тепловой поток определяется как для плоской стенки, т. е. кривизной поверхности можно пренебречь. Поверхности теплопередачи трубчатых теплообменных элементов, тепловая изоляция труб большого диаметра и т. д. рассчитываются именно так.

Оребренные стенки применяют для интенсификации теплопередачи со стороны среды с наименьшим α . Для стационарного режима количество переданной теплоты

$$Q = \alpha_1 F_1 (t_1^* - t_1^{ct}) = (\lambda/\delta) F_1 (t_1^{ct} - t_2^{ct}) = \alpha_2 F_2 (t_2^{ct} - t_2^*). \quad (I.113)$$

Решение этой системы на единицу оребренной поверхности приводит к формуле

$$q_p = \frac{t_1^* - t_2^*}{(1/\alpha_1)(F_2/F_1) + (\delta/\lambda)(F_2/F_1) + 1/\alpha_2} = \kappa_p (t_1^* - t_2^*). \quad (I.114)$$

где κ_p — коэффициент теплопередачи оребренной поверхности.

Отношение площади оребренной поверхности к гладкой — коэффициент оребрения. Условия конвекции и лучистого теплообмена здесь иные, чем у поверхностей без ребер, поэтому α_2 определяется только экспериментально.

Тепловая изоляция — покрытие, способствующее уменьшению теплопередачи. Ее целевое назначение различно: экономия теплоты и топлива, создание оптимальных санитарно-гигиенических условий труда или режимов технологических процессов и т. д.

Для тепловой изоляции применяются различные материалы с коэффициентом теплопроводности менее $0,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. При их выборе учитывается механическая прочность, способность поглощать влагу, выдерживать необходимую температуру. При увлажнении теплопроводность пористых и волокнистых материалов резко увеличивается, поэтому для предотвращения намокания тепловой изоляции используются гидроизолирующие покрытия.

Теплоизоляция плоских поверхностей рассчитывается по допустимым тепловым потерям объекта или нормам техники безопасности по формуле теплопередачи (I.108).

При тепловой изоляции трубопроводов необходим анализ применимости материала, так как при неправильном его выборе тепловые потери могут возрасти.

Согласно (I.112) разность термических сопротивлений изолированного и «голого» трубопровода:

$$\Delta R_l = R_l - R_{l_0} = \frac{1}{2\lambda_{из}} \ln \frac{d_{из}}{d_2} - \frac{1}{\alpha_2} \left(\frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_{из}} \right). \quad (I.115)$$

Увеличение диаметра изоляции, с одной стороны, приводит к росту термического сопротивления теплопроводности изоляции, с другой — к уменьшению термического сопротивления теплоотдаче. Найдем «критический» диаметр изоляции, продифференцировав уравнение (I.115) по $d_{из}$ и приравняв полученное выражение нулю:

$$d_{из, \text{кр}} = 2\lambda_{из}/\alpha_2. \quad (I.116)$$

Для уменьшения тепловых потерь изолированным трубопроводом необходимо, чтобы $d_2 > d_{из, \text{кр}}$, поэтому условие правильного выбора изоляционного материала из (I.116) запишется

$$\lambda_{из} < \alpha_2 d_2 / 2. \quad (I.117)$$

Пример 1. Требуется изолировать трубу диаметром $d_2 = 15 \text{ мм}$. Коэффициент теплоотдачи от поверхности в окружающий воздух $\alpha_2 = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Из (I.117) получается, что коэффициент теплопроводности должен быть $\lambda = 8 \cdot 0,015 / 2 = 0,06 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Таким образом, для изоляции асбест с $\lambda = 0,1$ не подходит, годится стекловата с $\lambda_{из} = 0,037 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$. Асбест же пригоден только для труб с $d_2 > 25 \text{ мм}$.

3.6. Теплообменные аппараты

Это — устройства, служащие для передачи тепла от одного теплоносителя (среды) к другому. Различают аппараты: рекуперативные, в которых теплообмен между средами происходит через разделяющую их твердую стенку (котлы, сетевые водонагреватели, калориферы, отопительные приборы и т. п.); регенеративные, в которых одна и та же поверхность теплообмена попеременно омывается горячей и холодной средой (воздухонагреватели мартеновских, доменных, стеклоплавильных печей и др.); смешительные, в которых обмен теплом осуществляется смешиванием двух сред (скрубберы, градирни, смешительные камеры КВ и пр.).

Рассмотрим принципы расчета рекуперативных теплообменников, широко применяющихся в системах ОВТ.

Уравнение теплопередачи (I.108), в котором локальная разность $(t_1^* - t_2^*)$ заменяется средней для всей поверхности теплообмена разностью температур (средним температурным напором) Δt_{cp} , является в этом расчете основным:

$$Q = \int_0^F \kappa_i \Delta t_i dF = \kappa \Delta t_{cp} F. \quad (I.118)$$

Наряду с этим выражением используется уравнение теплового баланса

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{ок}}. \quad (I.119)$$

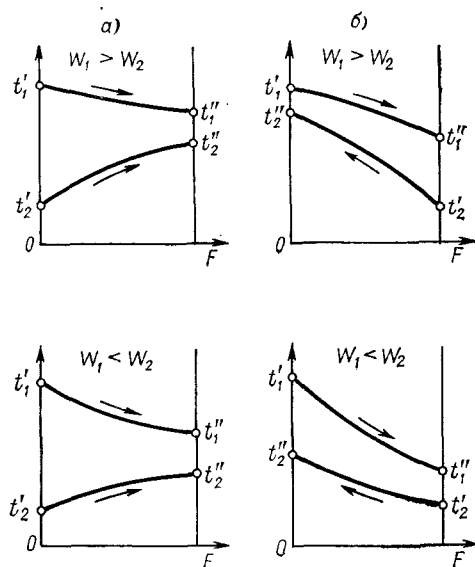
где $Q_1 = M_1 c_{p1} (t_1' - t_1'')$ — количество тепла, отданное горячим теплоносителем, кВт; $Q_2 = M_2 c_{p2} (t_2'' - t_2')$ — количество тепла, воспринятое холодным теплоносителем, кВт; $Q_{\text{ок}}$ — потери тепла в окружающую среду, кВт; M_1 и M_2 — массовые расходы теплоносителей, кг/с; c_{p1} и c_{p2} — массовые изобарные теплоемкости греющей и нагреваемой сред, кДж/(кг·К); t_1' и t_1'' — температуры греющей среды на входе и выходе из аппарата, °С; t_2' и t_2'' — температуры нагреваемой среды на входе и выходе из теплообменного аппарата, °С.

Величина $W = c_p M$ — водяной эквивалент. При $Q_{\text{ок}} = 0$

$$(t_1' - t_1'') / (t_2'' - t_2') = W_2 / W_1, \quad (I.120)$$

т. е., изменение температур сред обратно пропорционально их водяным эквивалентам.

На изменение температур сред влияет характер их движения в аппарате. Параллельное течение сред в одном направлении называется



прямотоком, встречное — противотоком (рис. I.38), течение сред перпендикулярно друг другу — перекрестным током. Применяются аппараты и с более сложной схемой течения сред.

Из графиков рис. I.38 видно, что большая разность температур Δt_6 в прямоточном теплообменнике устанавливается на входе теплоносителей, меньшая Δt_m — на

Рис. I.38. Изменение температур теплоносителей при прямотоке (а) и при противотоке (б)

выходе. В противоточном теплообменнике Δt_6 может быть как на входе, так и на выходе в зависимости от значений водяных эквивалентов. При кипении жидкости или конденсации пара в аппарате разницы между прямотоком и противотоком нет.

При известных Δt_6 и Δt_m среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln (\Delta t_6 / \Delta t_m)}. \quad (I.121)$$

Когда $\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 1,7$, то среднелогарифмический температурный напор с погрешностью менее 3 % можно вычислять как среднеарифметический:

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_6 + \Delta t_m) / 2. \quad (I.122)$$

Указанному условию чаще всего удовлетворяют противоточные теплообменники, поэтому $\Delta t_{\text{ср}}$ вычисляется по формуле (I.122).

При расчете аппаратов коэффициенты теплоотдачи находят по критериальным уравнениям или эмпирическим формулам. Теплофизические характеристики сред принимаются при их средней температуре.

При одних и тех же условиях в противоточном теплообменнике передается теплоты больше, чем в прямоточном. Поэтому предпочтителен выбор противотока, если другие обстоятельства не препятствуют этому.

3.7. Массоперенос

Расчет процессов переноса массы вещества — важная инженерная задача, например при КВ. Обычно такой процесс протекает совместно с теплообменом. Увлажнение, осушка воздуха, действие психрометра и т. д. основаны на тепломассообмене.

По аналогии с теплопроводностью и конвективной теплоотдачей различают *массопроводность* — молекулярную диффузию и *массоотдачу* — конвективную диффузию. Диффузия — самопроизвольный перенос вещества за счет градиента его концентрации $\partial c / \partial n$.

Уравнение массопроводности для стационарного режима и одномерного поля концентрации аналогично уравнению теплопроводности Фурье (I.80) и выражает закон Фика:

$$Q_d = -D_c (\partial c / \partial n) F \tau, \quad (I.123)$$

где D_c — коэффициент диффузии (массопроводность); $(\partial c / \partial n)$ — градиент концентрации — вектор, характеризующий напряженность поля концентрации.

Поток вещества на границе раздела фаз определяется по формуле

$$Q_d = \beta (c^{\text{ст}} - c^{\text{ж}}) F \tau; \quad (I.124)$$

здесь β — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества на поверхности $c^{\text{ст}}$ и в потоке $c^{\text{ж}}$. Он является аналогией коэффициента теплоотдачи в уравнении закона Ньютона (I.86).

В области применимости уравнения Клапейрона (I.3) концентрация $c_i = p_i / R_i T$ (здесь p_i — парциальное давление диффундирующего вещества), поэтому уравнение (I.124) примет вид:

$$Q_d = \beta_p (p^{\text{ст}} - p^{\text{ж}}) F \tau, \quad (I.125)$$

где β_p — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений на поверхности $p^{\text{ст}}$ и в потоке $p^{\text{ж}}$.

Это уравнение Дальтона. Оно удобно, но применимо при малоинтенсивном тепломассообмене.

Коэффициент массоотдачи определяется экспериментально. Для расчета подобных объектов используются критериальные уравнения, аналогичные таковым для теплообмена (I.88). Они также получаются на основе теории подобия и имеют вид

$$Nu_d = A Re^m Pr_d^n, \quad (I.126)$$

где $Nu_d = \beta/D_c$, Pr_d — диффузионные критерии Нуссельта и Прандтля; A , m , n — опытные величины, характерные для данного случая массопереноса.

Если поля концентраций и температур подобны друг другу, то коэффициент диффузии $D_c = \lambda/(c_v \rho)$, а коэффициент массоотдачи $\beta = \alpha/(c_p \rho)$.

ГЛАВА 4

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

4.1. Топливо, его виды и характеристики

В топках котельных установок в основном сжигают твердые топлива — антрацит, каменные и бурые угли, сланцы, торф (в порядке геологического возраста); жидкие — мазут; газообразные — природный, коксовый, доменный, сланцевый газы.

Состав твердого и жидкого топлив указывается в процентах по рабочей массе:

$$C^P + H^P + S_d^P + O^P + N^P + A^P + W^P = 100 \%, \quad (I.127)$$

где C^P — содержание углерода; H^P — водорода; S_d^P — летучей серы; O^P — кислорода; N^P — азота; A^P — золы; W^P — влаги. Первые три элемента — горючая часть, остальные — балласт.

Состав газообразного топлива обычно выражается в процентах по объему:

$$H_2 + CO + H_2S + C_mH_n + CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2 = 100 \%, \quad (I.128)$$

где H_2 , CO , H_2S , C_mH_n — горючие газы (водород, окись углерода, сероводород, углеводородные газы); CO_2 , SO_2 , N_2 , O_2 — негорючие газы (двуокись углерода, сернистый газ, азот, кислород).

Важнейшая характеристика топлива — теплота сгорания, т. е. количество теплоты, выделившееся при полном сгорании 1 кг твердого (жидкого) или 1 м³ (при нормальных условиях) газообразного топлива. В большинстве практических случаев продукты сгорания топлива и содержащийся в них водяной пар уходят из установки с температурой, при которой пар не конденсируется и, следовательно, теплота его парообразования Q_w теряется. Поэтому в расчетах используется не высшая Q_v^P , а низшая теплота сгорания топлива $Q_n^P = Q_v^P - Q_w$. Она опреде-

ляется экспериментально, приближенно рассчитывается по формулам и приводится в справочниках.

Теплота сгорания каменных углей составляет 18—30, бурых углей 7—18, мазута 39—40 МДж/кг; природного газа 33—42 МДж/м³.

Для оценки расхода различных энергоресурсов вводится понятие «условное» топливо с теплотой сгорания $Q_n^P = 29,3$ МДж/кг (7000 ккал/кг).

4.2. Горение топлива

Кусковое твердое топливо загружается в котельную установку и сгорает на неподвижной или подвижной колосниковой решетке. Для горения топлива через прорезы колосников снизу подводится воздух. Это осуществляется в слоевых топках (ручных и механизированных).

Факельное сжигание пылевидного твердого, жидкого и газообразного топлив осуществляется в камерных топках. В топку через горелки (для жидкого топлива — форсунки) подается смесь топлива с воздухом, которая там и сгорает.

Сжигание в «кипящем» слое — новое и перспективное направление в развитии топочной техники. «Кипение» (псевдоожигение) слоя достигается подачей воздуха с достаточной для этого скоростью.

Горение топлива — химический процесс окисления горючих элементов кислородом воздуха с выделением теплоты. Гомогенные смеси топлива и воздуха (например, газообразное топливо) обеспечивают наибольший эффект. В продуктах полного горения топлива содержатся CO_2 , SO_2 , H_2O , N_2 и O_2 . Если топливо не имеет серосодержащих соединений, то $SO_2 = 0$. При неполном сгорании появляются CO , H_2 , C_mH_n и др.

Объемы воздуха, необходимого для горения, и газообразных продуктов сгорания рассчитываются по стехиометрическим уравнениям реакций окисления.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг твердого и жидкого топлив, м³/кг, составляет

$$V_0 = 0,0889C^P + 0,265H^P - 0,033(S_d^P - O^P); \quad (I.129)$$

для сгорания газообразного топлива, м³/м³:

$$V_0 = 0,0476 [0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum (n + m/4) C_nH_m - O_2]. \quad (I.130)$$

Для полного сжигания топлива практически воздуха подают больше теоретически необходимого, т. е. $V = \alpha V_0$, где α — коэффициент избытка воздуха.

Величина α зависит от типа топочного устройства, вида топлива и способа его сжигания. Для газообразного топлива $\alpha = 1,05 \div 1,10$; для мазута — $1,02 \div 1,10$, для пылевидного твер-

дого топлива — $1,20 \div 1,25$, для кускового твердого топлива — $1,2 \div 1,7$.

Объемы продуктов сгорания твердого или жидкого топлива, $\text{м}^3/\text{кг}$:

для трехатомных газов

$$V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} = 0,0187 (C^p + 0,375S_{\text{II}}^p); \quad (\text{I.131})$$

для двухатомных газов

$$V_{\text{R}_2} = V_{\text{N}_2} + V_{\text{O}_2} = 0,79\alpha V_0 + (\alpha - 1) V_0; \quad (\text{I.132})$$

для водяного пара

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{W}} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{d}} = 0,111\text{H}^p + 0,0124\text{W}^p + 0,0161\alpha V_0. \quad (\text{I.133})$$

Полный объем продуктов сгорания

$$V_{\text{r}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (\text{I.134})$$

Для газообразного топлива объемы выражаются в $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum_n C_n \text{H}_m); \quad (\text{I.135})$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 \left(\text{H}_2 + \text{H}_2\text{S} + \sum \frac{m}{2} C_n \text{H}_m \right) + 0,0161\alpha V_0. \quad (\text{I.136})$$

Объем двухатомных газов вычисляется по формуле (I.132), а полный по (I.134).

По объемам и температуре газов определяют энтальпию для твердого (жидкого) топлива в $\text{кДж}/\text{кг}$, для газообразного в $\text{кДж}/\text{м}^3$

$$I_{\text{r}} = (V_{\text{RO}_2} C'_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} C'_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} C'_{\text{H}_2\text{O}}) t, \quad (\text{I.137})$$

где C'_{RO_2} , C'_{R_2} , $C'_{\text{H}_2\text{O}}$ — объемные теплоемкости при постоянном давлении для двуокиси углерода, азота и водяного пара, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Найденные объемы используют при расчетах воздушного и газового трактов котлов, печей, дутьевых вентиляторов и дымососов, а энтальпию — при расчете теплообмена в котлах, печах и пр.

4.3. Котельные установки

Котельная установка — совокупность устройств, предназначенных для получения пара или горячей воды. Она состоит из: котельного агрегата, устройств для приготовления топлива и его подачи в топку, дутьевого вентилятора для подачи воздуха в топку, оборудования для удаления золы и шлаков; дымососа для отвода продуктов сгорания из котельного агрегата; устройств для очистки газов от золы; дымовой трубы; оборудования для очистки воды от механических примесей, накипеобразующих солей и агрессивных газов; насосов для подачи питательной воды.

Котельные агрегаты подразделяются на паровые и водогрейные. Они представляют собой систему теплообменных устройств: топку, в которой могут быть размещены экранные лучевоспринимающие поверхности; собственно котел для выработки насыщенного пара или нагретой воды. Пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель являются элемен-

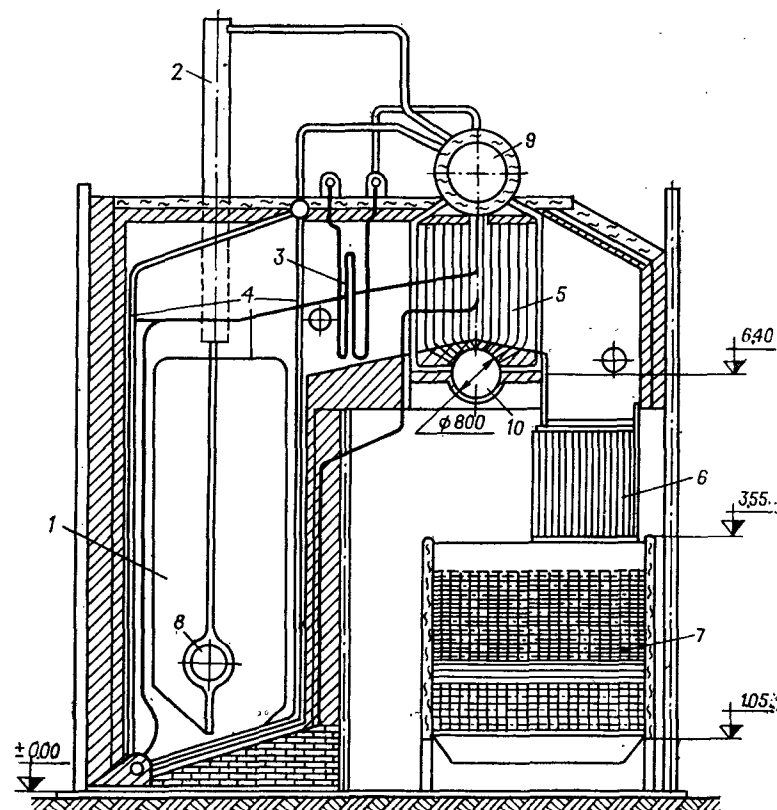


Рис. I.39. Котлоагрегат с камерной топкой

тами паровых котлоагрегатов. В зависимости от назначения и вида топлива пароперегреватель и воздухоподогреватель могут и не применяться.

В качестве примера на рис. I.39 приведен разрез котлоагрегата типа Е-25—14 с камерной топкой 1, экранами 4, пароперегревателем 3, кипятильным пучком труб котла 5, воздухоподогревателем 6 и чугунным водяным экономайзером 7. Циклон 2 служит для вывода пара, получаемого в боковых экранах. Из верхнего барабана 9 выходит насыщенный пар и в него же

подается питательная вода, прошедшая водяной экономайзер. Из нижнего барабана 10 выводится вода, загрязненная солями и осадком — шламом (продувка котла). На боковых стенах топочной камеры устанавливаются газомазутные горелки 8.

Чугунные отопительные котлы предназначены для нагрева воды до 115 °С, или для получения пара давлением до 0,07 МПа. Они собираются из отдельных секций, под которыми образуется топка шатрового типа. Поверхность нагрева зависит от количества секций. Принципиально такие котлы повторяют по конструкции котлы Н. Н. Ревокатова (НР(ч)) и выпускаются следующих типов: «Универсал-6», «Искитим-1», «Энергия-6», «ВНИИСТО-Мч». Поверхность нагрева их (соответственно) 19,8—46,2; 24,7—62,4; 29,6—54,4 и 1,18—3,72 м². Котлы ВНИИСТО-Мч предназначены для квартирного отопления, а остальные можно устанавливать в подвальных помещениях жилых и общественных зданий.

4.4. Тепловой баланс котельного агрегата

Тепловой баланс — равенство между поступающим и расходуемым количествами теплоты. Оно составляется на 1 кг твердого (жидкого) или 1 м³ газообразного топлива:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (I.138)$$

Теплота, внесенная в котельный агрегат с топливом, называется располагаемой Q_p^p . Она складывается из низшей теплоты сгорания Q_p^n и физической теплоты топлива Q_f , учитываемой при его подогреве (для мазута). Располагаемая теплота полезно расходуется на получение пара или горячей воды Q_1 , а также теряется с уходящими газами Q_2 , от химической Q_3 и механической неполноты сгорания топлива Q_4 , в окружающую среду Q_5 и с физическим теплом шлаков Q_6 .

Если отнести составляющие теплового баланса к Q_p^p и выразить их доли в процентах, то получим

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100 \%. \quad (I.139)$$

Полезная теплота

$$Q_1 = \frac{D}{B} \left[i_p - i_{п.в} + \frac{D_{пп}}{D} (i' - i_{п.в}) \right], \quad (I.140)$$

где D — паропроизводительность котлоагрегата, кг/с; $D_{пп}$ — количество продувочной воды, кг/с; B — расход топлива, кг/с (или м³/с); i_p , $i_{п.в}$, i' — энтальпии соответственно перегретого или насыщенного пара, питательной воды и кипящей воды, кДж/кг.

Потеря теплоты с уходящими газами зависит от их температуры и количества.

Для уменьшения q_2 используют водяные экономайзеры, а иногда и воздухоподогреватели, понижающие температуру

уходящих газов до 110—210 °С. При отсутствии этих элементов температура газов составляет 250—400 °С. При уменьшении избытка воздуха q_2 снижается.

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания топлива обусловлена наличием в уходящих газах продуктов незавершенного горения (CO , H_2 , C_nH_m). Для слоевых топок она составляет 0,5÷3,0 %, для камерных — 0,5÷1,5 %. Горение топлива с недостатком воздуха приводит к ее существенному повышению.

Потеря теплоты от механической неполноты сгорания вызвана провалом частиц несгоревшего топлива через колосниковую решетку, уносом их потоком газов, удалением вместе с золой и шлаком при чистке топки. Величина q_4 зависит от типа топочного устройства, вида и сорта топлива и пр.; для слоевых топок она может составлять от 1—2 до 18 %, для камерных — 1÷5 %. Для жидкого и газообразного топлив эти потери отсутствуют.

Потеря теплоты в окружающую среду вызвана теплообменом нагретых частей котлоагрегата с наружным воздухом. Зависит она от величины поверхности ограждений котлоагрегата и их температуры и определяется по графикам в зависимости от производительности котлоагрегата ($q_5 = 1÷5 \%$).

Потеря с физической теплотой шлаков учитывается при их удалении из топки в расплавленном состоянии.

КПД котельного агрегата — отношение количества полезно использованной теплоты ко всей затраченной

$$\eta_{к.а} = (Q_1/Q_p^p) 100 = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (I.141)$$

Расход топлива

$$B_p = \frac{D \left[i_p - i_{п.в} + \frac{D_{пп}}{D} (i' - i_{п.в}) \right]}{Q_p^p \eta_{к.а}} 100. \quad (I.142)$$

4.5. Параметры котельных агрегатов

Котельные агрегаты делятся на паровые и водогрейные, а также на группы малой, средней и большой теплопроизводительности.

Теплопроизводительность паровых агрегатов первой группы составляет 4,6÷7,6 МВт (паропроизводительность до 2,78 кг/с); второй — 11÷58 МВт (4,45—20,85 кг/с) и третьей — свыше 58 МВт (20,85 кг/с). Выпускаются и микрокотлы с паропроизводительностью 0,045 м/с и 0,07—0,278 кг/с на давление 0,9 МПа. Соотношение единиц: 1 Гкал/ч=1,163 МВт; 1 т/ч=3,6 кг/с.

Котлы третьей группы обычно устанавливают на электростанциях, а первой, второй и микроагрегаты — в производственных и отопительных котельных.

Рабочее давление для стальных паровых котлов с естественной циркуляцией соответствует ряду 0,9; 1,4; 2,4; 4 МПа. Водогрейные стальные котлы имеют температуру воды на выходе 150—200 °С, рассчитаны на давление 1,6—2,5 МПа и теплопроизводительность 4,6—209 МВт.

Чугунные водогрейные котлы в зависимости от числа секций и вида топлива имеют теплопроизводительность 0,0023—1,4 МВт, при температуре воды до 115 °С работают при давлении до 0,6 МПа.

Электрические водогрейные котлы выпускаются в нашей стране теплопроизводительностью до 1,16 МВт.

4.6. Поверхности нагрева котельных агрегатов

В топке котлоагрегатов, размещаются экранные поверхности нагрева, состоящие из стальных труб (или чугунных секций микрокотлов) и воспринимающие тепловое излучение слоя или факела горящего топлива. Высокая эффективность теплообмена обуславливает их небольшие размеры. Такие экранные поверхности являются основными парогенерирующими элементами современных котлоагрегатов, также защитой стенок топки от воздействия высоких температур и шлакования. Расчетная температура газов на выходе из топки 900—1100 °С.

В газоходах котлоагрегатов размещаются пучки стальных труб. Теплота газов передается им в основном конвекцией, отсюда их название — конвективные. В экранных и конвективных поверхностях нагрева получается насыщенный пар или вода определенной температуры.

Пароперегреватели служат для повышения температуры пара за счет теплоты газов. Агрегаты отопительных котельных поставляются обычно без пароперегревателей. Для производственных нужд достаточен перегрев пара до 225—250 °С, для того чтобы удаленные потребители могли получать пар с малой степенью влажности. На электростанциях используют котлы с перегревом пара до 450 °С при давлении 4 МПа; при более высоком давлении перегрев пара достигает 540—570 °С и выше. Пароперегреватели — змеевики, изготовленные из стальных труб.

Воздухоподогреватели служат для нагрева дутьевого воздуха. Они состоят из пучка вертикальных труб, по которым проходят газы; снаружи они омываются воздухом. Подогретый воздух необходим для лучшего сжигания, особенно низкосортных топлив. КПД котлоагрегата при этом повышается. Для слоевых топков воздух нагревается до 200—250, для камерных — до 350—450 °С.

Водяные экономайзеры предназначены для подогрева питательной воды. Они делятся на стальные, применяемые при давлениях более 2,3 МПа (некипящего и кипящего типов), и чу-

гунные (при давлениях до 2,3 МПа). Первые выполняют в виде змеевиков, вторые собирают из чугунных ребристых труб, соединяемых коленами — «калачами». В чугунных экономайзерах закипание воды недопустимо, поэтому ее температура должна быть на 20—40 °С ниже температуры насыщения.

Воздухоподогреватели и водяные экономайзеры находятся в «хвосте» газового тракта (хвостовые поверхности нагрева). Они понижают температуру уходящих газов, увеличивая таким образом КПД котлоагрегатов.

4.7. Вспомогательное оборудование

Для подачи воздуха в топку используются дутьевые вентиляторы.

Охлажденные газы из котлоагрегата отводятся тяговыми устройствами. Дымовая труба, высотой 25—45 м создает естественную тягу, достаточную для работы котлов теплопроизводительностью до 1,2—1,8 МВт при сопротивлении их газового тракта 0,095—0,145 кПа. Для котлов большой теплопроизводительности с хвостовыми поверхностями нагрева и золоуловителями применяется искусственная тяга, обеспечиваемая дымососами. Высота дымовой трубы (25—150 м) рассчитывается с учетом рассеивания в атмосфере золы, сернистых и других газов так, чтобы у поверхности земли концентрация вредных веществ была ниже предельно допустимых санитарных норм.

В производственных и отопительных котельных вода расходуется на восполнение потерь конденсата, пара, сетевой воды и на горячее водоснабжение. Для водоподготовки применяется комплекс оборудования. Задача водоподготовки — освобождение воды от различных примесей. Минеральные и органические примеси удаляют фильтрацией воды через слой песка, дробленого антрацита и мраморной крошки, а коллоидные вещества — коагуляцией, путем добавки в воду, например, сернокислого алюминия $Al_2(SO_4)_3$.

Снижение концентрации солей кальция и магния (жесткости воды) предотвращает образование накипи на поверхностях нагрева, что особенно важно для паровых котлов. Однако при испарении воды концентрация других солей в котле возрастает. Для поддержания ее на необходимом уровне применяется продувка, т. е. выпуск из котла части воды (до 10 % от паропроизводительности котла).

Жесткость воды понижают в катионитовых фильтрах путем обмена катионов кальция и магния на катионы натрия, водорода или аммония. В качестве катионита в основном применяется сульфоголь (каменный уголь, обработанный серной кислотой). Этот материал способен удерживать катионы натрия, водорода или аммония при пропускании через него 5÷10 %-ного раствора NaCl; 1,5 %-ного раствора H_2SO_4 или 2—3 %-ного

раствора сульфата аммония $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$. Применение тех или иных отдельных растворов или их комбинаций зависит от солевого состава исходной воды.

В ряде случаев используют и внутрикотловую обработку воды, подавая в котлоагрегат 10–15 %-ный раствор NaOH или Na_2CO_3 . Имеются примеры магнитной обработки воды.

Деаэрация питательной и подпиточной вод — процесс удаления из нее растворенного кислорода и углекислого газа, агрессивных по отношению к металлу котлоагрегатов и тепло-трасс. Существует термическая и химическая деаэрация. При термической вода нагревается до кипения, в результате чего из нее выделяются газы. В атмосферных деаэраторах вода кипит при 102–104 °С. При температуре питательной воды выше 145 °С деаэраторы работают при давлении 0,6–0,7 МПа. В вакуумных деаэраторах температура кипения воды от 50 °С и выше.

Кислород можно удалять и в фильтрах со стальной стружкой, которые применяются при температуре воды не менее 55–60 °С. Химическое обескислороживание воды раствором сульфата натрия (Na_2SO_3) из-за его повышенной стоимости широкого применения не имеет.

Задачи приема, разгрузки, хранения, подачи и подготовки топлива для сжигания решает топливное хозяйство котельной. Газообразное топливо из магистральных газопроводов поступает на регуляторные станции (ГРС). От них по трубопроводам высокого (0,3–1,2 МПа) и среднего (0,005–0,3 МПа) давления оно транспортируется к потребителям; понижение давления до рабочего производится в газорегуляторных пунктах (ГРП).

Жидкое топливо принимают и хранят в специальных резервуарах, а твердое складывают на площадках в штабеля. Расходные склады топлива рассчитывают на двухнедельный запас, а резервные — на запас до одного месяца. С расходного склада в котельную топливо подается с помощью различных машин и механизмов системы топливоподачи. Бульдозер-погрузчик, ковшовый автопогрузчик применяются для котельных с теплопроизводительностью до 5,8 МВт. В более крупных котельных используются ленточные транспортеры, ковшовые подъемники, рельсовый транспорт и т. д. Подготовка топлива к сжиганию осуществляется в дробилках, мельницах, сепараторах и пр.

В котельных, работающих на твердом топливе, имеется система шлакозолоудаления. Если золы и шлаков образуется меньше 100 кг/ч, то их удаляют вручную. Механическая система применяется при выходе золы и шлака до 5 т/ч; она отличается наименьшими капитальными и эксплуатационными расходами. Быстрый износ скребкового транспортера является ее недостатком.

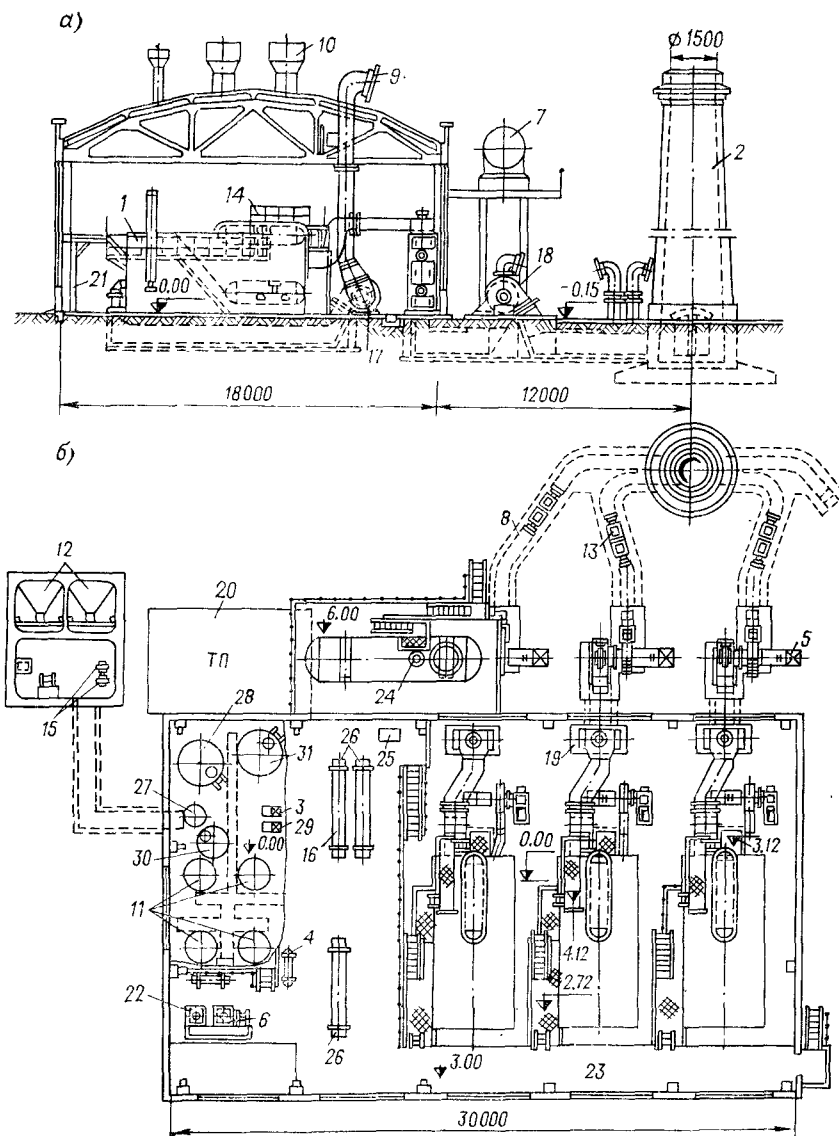


Рис. 140. Котельная с паровыми котлами

а — разрез; б — план; 1 — котел; 2 — дымовая труба; 3 — насос сырой воды; 4 — подогреватель сырой воды; 5 — двигатель вентилятора; 6 — насос промывочной воды; 7 — деаэратор; 8 — газопровод; 9 — воздухозаборное устройство; 10 — дефлектор; 11 — натрий-катионитовые фильтры; 12 — бак хранения соли; 13 — люки газопровода; 14 — рабочая площадка; 15 — эжектор или насос подачи раствора соли; 16 — металлические лестницы; 17 — вентилятор дутьевой; 18 — дымосос; 19 — золоуловитель; 20 — трансформаторная; 21 — щит КПП и автоматики; 22 — сепаратор непрерывной продувочной; 23 — рабочий фронт котлов; 24 — охладитель пара; 25 — питательный насос; 26 — подогреватель сетевой воды; 27 — фильтр раствора соли; 28 — бак для перегрузки катионита; 29 — насос-дозатор; 30 — бак крепкого раствора соли; 31 — бак промывочной воды

Гидравлическим способом перекачивают пульпу (зола и вода) по трубопроводам на расстояние до 5 км. Однако это требует большого количества воды, расхода электроэнергии на дробление золы и транспорт пульпы, высоких капитальных затрат и значительных земельных площадей под золоотвал, что препятствует широкому применению.

Пневматический способ обеспечивает наиболее полную механизацию. Дробленые зола и шлак транспортируются по трубопроводу воздухом, движущимся за счет действия парового эжектора или вакуум-насоса со скоростью около 25 м/с. Осаждение золы происходит в циклоне, очистка воздуха — в пылеуловителе. Из циклона зола разгружается в цементовозы и вывозится. Она может использоваться для производства стройматериалов.

При сжигании твердого топлива дымовые газы очищают от частиц золы, что предотвращает загрязнение окружающей среды и предохраняет дымососы от износа. Для этого применяют циклоны для сухого и центробежные скрубберы для мокрого золоулавливания. Сухие золоулавливатели просты в эксплуатации, обеспечивают степень очистки дымовых газов до 83÷92 %; мокрые — до 92÷94 %; кроме этого, они позволяют улавливать окислы серы и азота, что важно для охраны природы. Применяют также электрические фильтры (степень очистки до 98 %), принцип действия которых основан на коронном разряде между электродами и перемещении заряженных твердых частиц к ним.

4.8. Компоновка котельных установок

Оборудование котельной размещается по типовым проектам (рис. 1.40), исключением являются случаи реконструкции котельных. Современные здания котельных выполняются каркасными, одноэтажными или павильонного типа со встроенными этажерками. Котельная должна иметь дневное освещение и вентиляцию.

Раздел II

ОТОПЛЕНИЕ

ГЛАВА 5

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ И ТЕПЛОПТЕРИ ПОМЕЩЕНИЙ И ЗДАНИЙ

5.1. Тепловая обстановка в помещениях

В помещениях, где пребывают люди, необходимо поддерживать определенный микроклимат. В производственных помещениях он должен соответствовать и технологическому процессу, в сельскохозяйственных — интенсивному выращиванию культур, содержанию животных. Особое внимание следует уделять обеспечению теплового режима в зданиях при резких похолоданиях, надежной работе теплоснабжающего оборудования.

Нарушение теплового баланса человека ухудшает его самочувствие и трудоспособность. Тепловыделение человека зависит от его возраста, веса, деятельности. В спокойном состоянии взрослый человек отдает окружающей среде ~120 Вт, при легкой работе — до ~250, при тяжелой — до ~500. Большая доля тепла передается лучеиспусканием (~55 %), меньшая — конвекцией и испарением.

Еще в 1884 г. И. Д. Флавицкий указывал, что лишь требуемое совокупное воздействие температуры t_v , влажности f_v , скорости v воздуха и температур $t_{в.п}$ внутренних поверхностей (ограждений, мебели и т. д.) обеспечивает комфортность среды. От величины $t_{в.п}$ зависит теплоотдача тела лучеиспусканием. Значения $t_{в.п}$ для различных ограждений неодинаковы. Поэтому вводится понятие средняя температура этих поверхностей $f_{в.п}$ тела, или «радиационная температура» t_R :

$$t_R = \Sigma (t_{в.п} f_{в.п}) / \Sigma f_{в.п} \quad (II.1)$$

Примерная связь $t_R = f(t_v)$ представлена на рис. II.1.

Интенсивность лучисто-конвективного теплообмена характеризуется результирующей температурой помещения

$$t_n = (t_v + t_R) / 2. \quad (II.2)$$

Температурную обстановку в помещении определяют двумя условиями комфортности. Первое соответствует режиму, когда человек, находящийся в центре обслуживаемой зоны, не испытывает ни перегрева, ни переохлаждения. Обычно для спокойного состояния человека $t_v = 21 \div 23$, при легкой работе — $19 \div 21$,

при тяжелой — $14 \div 16^\circ\text{C}$. Для холодного периода года первое условие характеризуется формулой

$$t_R = 1,57t_{\text{п}} - 0,57t_{\text{в}} \pm 1,5. \quad (\text{II.3})$$

Второе условие комфортности определяет допустимые температуры нагретых или охлажденных поверхностей. Так, например, температура поверхности потолка и стен (выше 1 м от пола) во избежание недопустимого радиационного воздействия на голову человека может допускаться следующая: $t_{\text{нагр}} = 19,2 + (8,7/\varphi)$ и $t_{\text{охл}} = 23 - 5/\varphi$. Здесь φ — коэффициент облученности — безразмерная величина, зависящая от расположения и размеров поверхностей (доля лучистого потока, падающего на поверхность от всей лучистой эмиссии поверхности). Если в помещении одна такая поверхность, то $\varphi = 1$; в остальных случаях $\varphi < 1$.

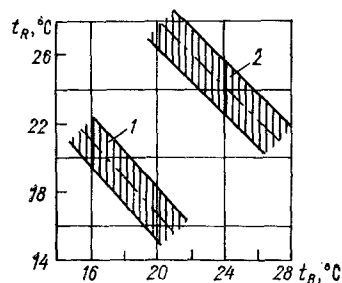


Рис. II.1. Соотношение между внутренней $t_{\text{в}}$ и радиационной температурами воздуха в помещении
1 — область комфорта для зимнего периода;
2 — то же для летнего периода

Температура поверхности холодного пола может быть ниже температуры воздуха помещения не более чем на $2-2,5^\circ\text{C}$, поскольку с ней соприкасается стопа человека, особенно реагирующая на холод. Вместе с тем температура поверхности пола в большинстве помещений не должна превышать $24 \div 26^\circ\text{C}$.

Расчетная $t_{\text{в}}$ определяется назначением помещения и должна обеспечивать хорошее самочувствие человека, учитывая его деятельность, величины влаго- и тепловыделений, облучение от внутренних поверхностей, опасность конденсации на них влаги и т. д.

В жилых помещениях $t_{\text{в}}$ должна быть 18°C (для местностей с $t_{\text{н}} < -30^\circ\text{C}$ расчетная $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$, а для угловых помещений она увеличивается еще на 2°C), в лестничных клетках — 16 , в кухнях — 15 ; в детских и больничных — $18-25^\circ\text{C}$, в мыльных бань — 30 , в служебных помещениях — $16 \div 18$ (в зависимости от скопления людей), в остальных помещениях — по соответствующим СНиП, а в производственных — по прил. 1 СНиП II-33—75 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха». Температура помещений, где недопустимо промерзание, в нерабочее время должна быть не меньше 5°C .

За расчетную $t_{\text{в}}$ принимают температуру воздуха на высоте $1,5$ м от пола и не ближе 1 м от наружной стены. Распределение температур в помещении зависит: от разности ($t_{\text{в}} - t_{\text{н}}$) и перепада ($t_{\text{в}} - t_{\text{в.п}}$) у ограждений; площади и конфигурации наруж-

ных ограждений, воздухопроницаемости последних; местоположения, вида и мощности отопительных устройств; интенсивности обдувания ограждений ветром и действия солнечной радиации и т. д.

На рис. II.2 приведены отклонения температур от $t_{\text{в}}$ на центральной вертикали: сплошные линии — средние отклонения, пунктирные — наибольшие и наименьшие. По горизонтали отклонения меньше, обычно в пределах $1-1,5^\circ\text{C}$ (вблизи наружных стен — до $4-5^\circ\text{C}$). Падение температуры вблизи окон — до $6 \div 8^\circ\text{C}$.

В помещениях высотой h температура под перекрытием $t_{\text{пер}}$ может отклоняться от температуры $t_{\text{н.з}}$ рабочей (нижней двухметровой) зоны:

$$t_{\text{пер}} = t_{\text{н.з}} \pm \Delta t_{\text{в}}(h - 2). \quad (\text{II.4})$$

Градиент температуры Δt доходит до нескольких градусов (на 1 м высоты помещения), особенно при наличии местных тепловыделений (нагревательные приборы, технологические устройства). Он может быть положительным и отрицательным (рис. II.3): первый — у падающего потока ($t_3 > t_4$), второй — у нагретой струи ($t_2 < t_1$).

Строгий закон вычисления наружной температуры воздуха $t_{\text{н}}$ неизвестен. Однако имеется довольно устойчивая закономерность резкого понижения $t_{\text{н}}$. При медленном изменении $t_{\text{н}}$ (рис. II.4) распределение температур в ограждении будет близко к стационарному режиму, при быстром снижении до $t_{\text{мин}}$ температурное поле нестационарно.

Расчетная зимняя температура наружного воздуха $t_{\text{н}}$ принимается с учетом показателя тепловой инерционности (массивности) ограждающих конструкций D (исключая световые проемы):

Расчетная зимняя температура $t_{\text{н}}$, $^\circ\text{C}$

До 1,5 (безынерционная)	Абсолютная минимальная
Свыше 1,5 до 4 (малая инерционность)	Средняя наиболее холодных суток *
Свыше 4 до 7 (средняя инерционность)	То же, трех суток
Свыше 7 (большая инерционность)	Средняя наиболее холодной пятидневки

Приводимые в табл. 1 СНиП II-A.6—72 «Строительная климатология и геофизика» и в прил. 4 СНиП II-33—75, а также в табл. II.1 настоящего учебника расчетные параметры базируются на статистических наблюдениях. На юге СССР, например, есть районы с температурой не ниже -5°C . В ЯкутАССР морозы до -80°C , а отопительный период — три четверти года.

* Средняя температура наиболее холодных трех суток — среднее арифметическое температур наиболее холодных суток и пятидневки.

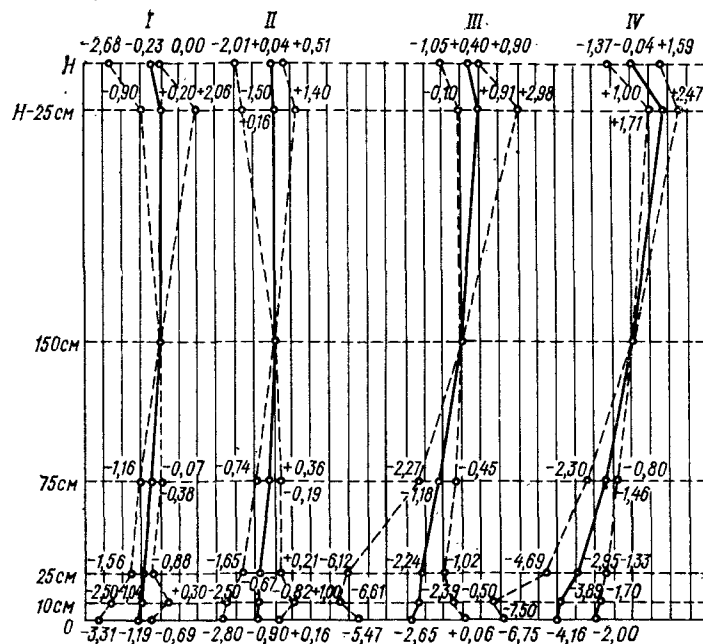


Рис. 11.2. Варианты отклонения температур воздуха жилых помещений, отапливаемых печами или подоконными радиаторами
I — в верхнем этаже; II — в среднем; III — в нижнем; IV — в одноэтажном здании

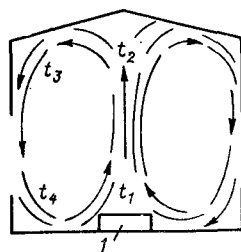


Рис. 11.3. Примерная схема движения воздушного потока в помещении
1 — тепловыделяющее оборудование

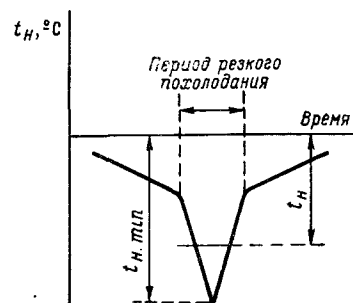


Рис. 11.4. Кривая изменения температуры наружного воздуха в период похолодания

Таблица 11.1

Расчетные климатические характеристики отопительного периода

Город	Температура t_n , °C				Продолжительность отопительного периода $t_{от}$, сутки	Средняя температура отопительного периода $t_{от}$, °C	Средняя скорость ветра за три наиболее холодных месяца v , м/с	Влажностная зона
	средняя наиболее холодная пятидневка (параметр Б)	средняя наиболее холодных суток	абсолютная минимальная	расчетная ветропониженная				
Алма-Ата	-25	-28	-38	-10	166	-2,1	1,5	Сухая
Архангельск	-32	-36	-45	-19	251	-4,7	6,2	Влажная
Ашхабад	-11	-14	-24	-2	111	3,9	2,8	Сухая
Баку	-4	-6	-13	1	119	5,1	8,4	Нормальная
Верхоянск	-60	-63	-68	-51	272	-22	3	Сухая
Вильнюс	-23	-25	-37	-9	194	-0,9	4,6	Нормальная
Владивосток	-25	-26	-31	-16	201	-4,8	9	Влажная
Волгоград	-22	-29	-36	-13	182	-3	8,5	Сухая
Душанбе	-14	-17	-29	-2	112	3,6	1,9	»
Ереван	-19	-20	-31	-4	114	-0,9	1,9	Нормальная
Иркутск	-38	-40	-50	-25	241	-8,9	2,8	Сухая
Калуга	-26	-31	-46	-14	214	-3,5	4,1	Нормальная
Караганда	-32	-35	-49	-20	212	-7,5	7,7	Сухая
Киев	-21	-26	-32	-10	187	-1,1	4,1	Нормальная
Кишинев	-15	-20	-32	-7	166	0,6	5,4	Сухая
Ленинград	-25	-28	-36	-11	219	-2,2	3	Влажная
Минск	-25	-30	-39	-10	203	-1,2	4,8	Нормальная
Москва	-25	-32	-40	-14	205	-3,2	4,4	»
Новосибирск	-39	-42	-50	-24	227	-9,1	3	Сухая
Одесса	-18	-22	-29	-6	168	0,8	8,5	»
Рига	-20	-25	-35	-9	205	-0,6	5,9	Нормальная
Ростов-на-Дону	-22	-27	-33	-8	175	-1,1	5,8	Сухая
Таллин	-21	-25	-32	-9	221	-0,8	6	Влажная
Ташкент	-15	-18	-30	-6	130	2,4	2,1	Сухая
Тбилиси	-7	-10	-23	0	152	4,2	3,9	Нормальная
Фрунзе	-23	-27	-38	-9	157	-0,9	1,6	Сухая
Хабаровск	-32	-34	-43	-23	205	-10,1	5,7	Нормальная
Харьков	-23	-28	-36	-11	189	-2,1	5,2	Сухая
Челябинск	-29	-35	-45	-20	216	-7,1	4,5	»
Чита	-38	-41	-49	-30	240	-11,6	2,2	»

Ориентироваться на абсолютный минимум наружной температуры, наблюдаемый лишь в течение нескольких часов, нецелесообразно, поскольку наружные массивные ограждения обладают тепловой инерцией и кратковременное понижение t_n не вызывает заметного падения $t_{в. п.}$, $t_{в.}$.

При определении теплотерм помещений за расчетную t_n принимают среднюю температуру наиболее холодной пятидневки для данной местности (параметр Б по прил. 4 СНиП II-33—75). Значение t_n используется для подбора оборудования отопления.

В суровых климатических условиях необходимо учитывать невыгоднейший комплекс температуры t_n и значительные в северо-восточных и прибрежных районах скорости ветра v_n . Дни с низкой t_n , но с небольшой v_n не являются невыгоднейшей «жесткостью погоды».

По условиям влажности территория СССР делится на три зоны: сухую, нормальную и влажную (см. прилож. 1 СНиП II-3—79 «Строительная теплотехника»). Необходимые условия эксплуатации помещений (Табл. II.2) классифицируются соответствующими параметрами.

Таблица II.2

Выбор параметров

Влажностный режим помещений	Условия эксплуатации А и Б в зонах влажности		
	сухой	нормальной	влажной
Сухой	А	А	Б
Нормальный	А	Б	Б
Влажный (мокрый)		Б	Б

Продолжительность отопительного сезона зависит от географического местоположения здания. Начало и окончание работы отопления должно отвечать тепловому режиму помещения. Для жилых и общественных зданий отопительный сезон исчисляется при $t_n \leq +8^\circ\text{C}$. Годовые затраты теплоты на отопление зависят от продолжительности отопительного сезона и средней наружной температуры воздуха, т. е. характеризуются градусо-днями процесса отапливания. Довольно устойчивыми являются t_n около 0°C ; дней с низкой температурой сравнительно мало.

5.2. Выбор и теплотехническая оценка строительных ограждений

Выражение для общего термического сопротивления R_0 конструкции представляет собой сумму термических сопротивлений (см. раздел I учебника) восприятию теплоты R_v и его отдачи R_n , сопротивлений слоев ограждения ΣR и воздушных прослоек $\Sigma R_{в.п.}$, $\text{м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$ (если они есть).

Значения коэффициентов тепловосприятия α_v и теплоотдачи α_n приводятся ниже:

$$\alpha_v, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$$

Внутренние поверхности наружных стен, полов, гладких потолков и с ребрами высотой h и расстоянием между ними a :

$$\begin{aligned} h/a < 0,3 & \dots\dots\dots 8,7 \\ h/a > 0,3 & \dots\dots\dots 7,6 \end{aligned}$$

$$\alpha_n, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$$

Наружные стены, покрытия, перекрытия над проездами и над открытыми холодными подпольями . . .	23,3
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия над холодными этажами	17,5
Чердачные перекрытия и перекрытия над подвалами с окнами	11,6
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без окон и над техническими подпольями	5,8

Таблица II.3

Расчетные значения теплофизических характеристик некоторых строительных материалов

Материалы	Плотность ρ , кг/м ³	Теплопровод- ность λ , вт/(м·К)		Коэффициент тепло- усвоения s при пе- риоде 24 ч, Вт/(м ² ·К)		Коэффициент паропроницае- мости $\mu \cdot 10^9$, г/(м·ч·Па)
		при условиях эксплуатации				
		А	Б	А	Б	
Бетон на гравии или щебне	2400	1,740	1,860	16,700	17,200	3,00
	2500	1,920	2,030	17,850	18,900	3,00
Железобетон	1800	0,813	0,930	10,500	12,000	7,50
	1400	0,581	0,640	7,900	8,700	9,00
	1000	0,350	0,407	5,020	5,810	13,5
Шлакобетон на топливных шлаках	1800	0,697	0,713	9,850	11,000	8,25
	1200	0,465	0,523	6,490	7,300	10,50
Шлакобетон на гранулиро- ванных шлаках	1600	0,640	0,755	8,970	10,450	9,00
	1400	0,523	0,581	7,550	8,600	9,75
Керамзитобетон	1200	0,407	0,465	6,200	7,110	10,50
	800	0,232	0,291	3,780	4,600	18,75
	1000	0,350	0,407	5,630	6,580	11,25
Газо- и пенобетон, газо- и пеносиликат	600	0,174	0,209	2,980	3,490	17,25
	300	0,105	0,128	1,630	1,930	26,25
Вата минеральная	100	0,047	0,049	0,530	0,581	48,75
	150	0,051	0,055	0,683	0,755	48,75
Плиты минераловатные	300	0,049	0,052	0,545	0,605	41,25
Хвойные породы дерева (по- перек волокон)	500	0,140	0,175	3,980	4,600	61,50
То же, вдоль волокон	500	0,291	0,349	5,750	6,510	31,50
Щебень из доменного шлака	900	0,209	0,256	3,540	4,050	20,25
	800	0,209	0,232	3,350	3,750	21,00
Гравий керамзитовый	400	0,128	0,140	1,840	2,060	24,00
	1800	0,697	0,814	9,080	10,150	10,50
	1600	0,581	0,640	7,890	8,420	15,00
Кирпич глиняный, обыкно- венный, пустотелый легко- весный	1400	0,524	0,581	7,000	7,530	17,25
	1200	0,465	0,524	6,110	6,600	18,75
	1000	0,407	0,465	5,200	5,650	22,50
Цементно-песчаный раствор или штукатурка из него	1800	0,755	0,93	9,550	11,050	9,00
Известково-песчаный раст- вор или штукатурка из него	1600	0,697	0,814	8,630	9,750	12,00
Рубероид, пергамин, толь	600	0,174	0,174	3,330	3,330	—

Значения толщины δ , м, слоев принимаются из чертежей строительных конструкций, а коэффициента теплопроводности материала λ — по СНиП II-3-79 (прил. 3), а также по табл. II.3. Значения термического сопротивления $R_{в.п}$ берутся из табл. II.4.

Таблица II.4

Термическое сопротивление замкнутых воздушных прослоек

Толщина прослойки, мм	$R_{в.п} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$			
	горизонтальных (поток тепла снизу вверх) и вертикальных, при температуре в прослойке		горизонтальных (поток тепла сверху вниз) при температуре в прослойке	
	положительной	отрицательной	положительной	отрицательной
10	0,13	0,15	0,14	0,16
25	0,14	0,16	0,16	0,19
50	0,14	0,17	0,17	0,22
100	0,145	0,18	0,18	0,23
200—300	0,155	0,19	0,19	0,24

Исходя из санитарно-гигиенических условий требуемое общее термическое сопротивление ограждения должно быть

$$R_{с}^{тр} \geq [(t_{в} - t_{н})n] / (\Delta t^n \alpha_{в}), \quad (\text{II.5})$$

где $t_{в}$ и $t_{н}$ — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха, К;
 n — коэффициент, зависящий от положения наружного ограждения по отношению к наружному воздуху:

Коэффициент n

Наружные стены, покрытия, перекрытия чердачные и над проездами, над холодными подпольями . . .	1
Чердачные перекрытия с рулонной кровлей над холодными подвалами, над холодными подпольями с ограждающими стенками	0,9
Перекрытия над подпольями ниже уровня земли . .	0,4
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами с окнами	0,75
То же, при отсутствии окон в стенах, расположенных выше уровня земли	0,6
То же, ниже уровня земли	0,4

Δt^n — перепад температур (табл. II.5) между расчетной $t_{в}$ для воздуха в данном помещении и $t_{в.п}$ — на внутренней поверхности ограждения, К.

Для внутренних ограждений $R_{тр}$ определяют только при $(t_{в} - t_{н}) > 10$ К. Сопротивление теплопередаче R_0 внутренних ограждений и значения Δt^n не нормируются, если:

- тепловыделения превышают теплотери более чем на 50 %;
- влаговыведения незначительны, а избытки явного тепла больше 23,3 Вт/м³;

в) поверхности стен и покрытий подвергаются воздействию лучистого тепла или омываются сухим воздухом;

г) площадь пола, приходящаяся на одного рабочего более 100 м².

Таблица II.5

Значения нормативного температурного перепада Δt^n

Здания и помещения	Наружные стены	Покрытия и чердачные перекрытия	Перекрытия над проездами, подвалами и подпольями
Жилые здания, детские учреждения	6	4	2
Амбулаторно-поликлинические учреждения, учебные	6	4,5	2,5
Общественные и вспомогательные здания промышленных предприятий	7	5,5	2,5
Производственные здания с сухим режимом	10	8	2,5*
Производственные здания с нормальным режимом	8	7	2,5*
Производственные и вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий с влажным или мокрым режимом, если:			
не допускается конденсация влаги на внутренней поверхности стен и потолков	$t_{в} - t_{р}$	0,8 ($t_{в} - t_{р}$)	2,5*
не допускается конденсация влаги на поверхности потолков	7	0,9 ($t_{в} - t_{р}$)	2,5*
Производственные здания с избытками явного тепла более 23 Вт/м ³ и $\varphi \leq 50\%$.	12	12	2,5*

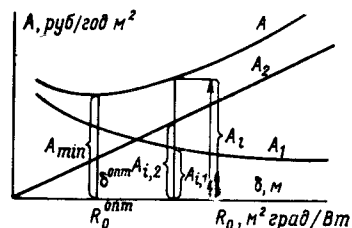
Примечания: 1. Для производственных помещений с сухим и нормальным режимом $t_{в.п} > t_{р}$. 2. Буквенные обозначения: $t_{в}$ — то же, что в формуле (II.5); $t_{р}$ — температура точки росы, °С, при расчетных $t_{в}$ и $\varphi_{в}$. 3. Величины, обозначенные звездочками, относятся только к участкам с постоянными рабочими местами, если не соблюдаются условия, установленные примечанием к табл. II в СНиП II-3-79.

В зависимости от разности $t_{в} - t_{н}$ нормируются значения $R_{тр}$ (табл. II.6) и R_0 световых проемов стен, балконных дверей и фойе:

	$R_0, \text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$
Одинарное остекление в переплетах:	
деревянных	0,17
металлических	0,155
Двойное остекление в переплетах:	
деревянных спаренных	0,34
металлических спаренных	0,31
деревянных раздельных	0,39
металлических раздельных	0,34
Наружные деревянные двери, ворота:	
одинарные	0,21
двойные	0,43
Одинарные внутренние деревянные двери	0,21

Конструкция наружного ограждения должна отвечать архитектурно-строительным требованиям, быть достаточно долговечной, приближаться к оптимальной в отношении приведенных затрат на 1 м² ограждения.

Экономически оптимальное значение R_0^{TP} ограждения (СНиП II-3—79) допустимо находить с учетом стоимости



устройства ограждения, эксплуатационных расходов A_2 по ограждению и затрат на топливо A_1 . На рис. II.5 показано, что минимуму суммарных расходов

Рис. II.5. Годовые расходы по ограждению

$A = A_1 + A_2$ отвечает $R_0^{опт}$, м²·К/Вт (м²·ч·К/кДж), определяемое из выражения

$$R_0^{опт} = \sqrt{\frac{(t_{в.с.о} - t_{н.с.о}) z_{о.п} m' S_T n'}{\lambda_{ут} S_{ут}}}, \quad (II.6)$$

где $t_{в.с.о}$ и $t_{н.с.о}$ — расчетные температуры (соответственно внутренние в помещении и наружная — средняя за отопительный период), К; $z_{о.п}$ — продолжительность последнего, ч; m' — коэффициент, учитывающий инфильтрацию ($m' \approx 1,05$); S_T — стоимость теплоты, руб./кВт; $S_{ут}$ — стоимость строительного материала (утеплителя), руб./м³; $\lambda_{ут}$ — коэффициент его теплопроводности, Вт/м·К; n' — нормативный срок окупаемости капитальных вложений.

Таблица II.6

Требуемое сопротивление теплопередаче R_0^{TP} , м²·К/Вт, окон, балконных дверей и фонарей

Здания и помещения	$(t_{в.с.о} - t_{н.с.о})$, К	Окна и балконные двери	Фонари зенитные
Больницы, поликлиники, детские учреждения, жилые здания и школы	26—44	0,34	0,31
	45—49	0,38	0,31
	50 и более	0,52	0,48
	Менее 30	0,16	0,16
	30—49	0,31	0,31
Общественные здания	50 и более	0,48	0,31
	Менее 35	0,16	0,16
	35—49	0,31	0,31
	50 и более	0,31	0,48
	До 30	0,16	—
Производственные отапливаемые помещения с сухим и нормальным режимами	Свыше 30	0,31	—
То же, и вспомогательные с влажным или мокрым режимом	Любая	0,16	—
Производственные с избыточной явной теплотой (более 23,3 Вт/м ²) и $\varphi_{в} \leq 50\%$			

5.3. Выбор ограждений из условий паро- и воздухопроницания

Диффузия влаги, ее конденсация в ограждениях

Строительные материалы — капиллярно-пористые тела. Через них происходит диффузия влаги и фильтрация воздуха. Влажностный режим наружных ограждений связан с теплотехническим. Последним определяется и процесс конденсации влаги из воздуха помещения. В большинстве случаев такая конденсация — основная причина увлажнения наружных ограждений. Падение в них температуры пропорционально соответствующему термическому сопротивлению:

$$(t_{в.п} - t_{н.п})/R_0 = (t_{в.п} - t_{в.п})/R_{в.п}.$$

Отсюда

$$R_0 = [(t_{в.п} - t_{н.п}) R_{в.п}] / (t_{в.п} - t_{в.п}). \quad (II.7)$$

Чтобы предупредить конденсацию влаги на внутренней поверхности наружного ограждения, необходимо, чтобы $t_{в.п} > t_{р.п}$. Тогда

$$R_0 \geq [(t_{в.п} - t_{н.п}) R_{в.п}] / (t_{в.п} - t_{р.п}). \quad (II.8)$$

Температура точки росы $t_{р.п}$ определяется по Id -диаграмме (см. I и III разделы учебника). Характеристика влажностных режимов помещений приведена в табл. II.7.

Таблица II.7

Значения $\varphi_{в}$

Режим	В помещениях с относительной влажностью внутреннего воздуха $\varphi_{в}$, %, при его температуре		
	до 12 °С	свыше 12 до 24 °С	Свыше 24 °С
Сухой	До 60	До 50	До 40
Нормальный	Свыше 60 до 75	Свыше 50 до 60	Свыше 40 до 50
Влажный	Свыше 75	Свыше 60 до 75	Свыше 50 до 60
Мокрый	—	Свыше 75	Свыше 60

С точки зрения вероятности выпадения конденсата на внутренних поверхностях наиболее опасны особо теплопроводные включения в конструкции здания (железобетонные балки, стойки), а также элементы, имеющие большие охлаждаемые внешние поверхности (карнизы, пилястры, внешние углы стен).

Для борьбы с конденсацией влаги на внутренних поверхностях наружных ограждений, помимо увеличения R_0 и вентилирования помещений, целесообразны обдувка или обогрев этих поверхностей (витринные вентиляторы, нагревательные

приборы у окон, под фонарями и т. д.). Вместе с тем такая конденсация допускается, например, в банях, прачечных и в некоторых производственных мокрых помещениях.

В зимнее время, когда фактическая упругость $e_v > e_n$, водяной пар, диффундируя через наружные ограждения, может встретить слои, температура которых окажется ниже «точки росы». Возникает «зона конденсации» влаги в толще ограждения (рис. II, 6а). Фактическую линию упругости допустимо считать как прямую (касательную) $e_{в.п}—A$, кривую AB и прямую $B—e_{н.п}$ (тоже касательную).

Для предупреждения конденсации в толще конструкции более плотные и теплопроводные слои следует располагать

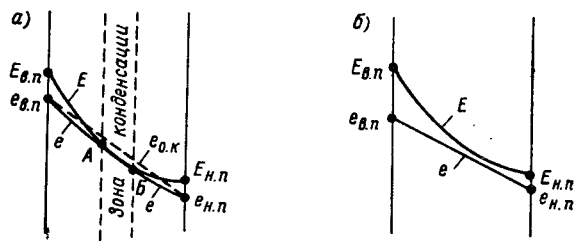


Рис. II.6. Варианты расположения линий E и e в однослойном ограждении

а — при наличии конденсации в толще; б — при ее отсутствии

у внутренней поверхности ограждения. В этом случае в нем будет более высокая температура, а следовательно, и максимально возможное значение E (рис. II, 6, б), причем $E > e$. В качестве плотных слоев изнутри целесообразно предусматривать покрытие из керамических плиток, торкрета, цементную затирку и т. п.

Избежать конденсации в толще удастся не всегда. Приходится ориентироваться и на естественную просушку ограждения в теплое время. Просушка наиболее эффективна в ограждениях нижних этажей, куда поступает большое количество наружного воздуха, а также в ограждениях, непосредственно обдуваемых ветром или облучаемых солнцем. Целесообразно проветривание, прогревание помещений.

Аналогично законам теплопроводности, количество водяного пара G , г, проходящего через однородную плоскую стенку (без конденсации),

$$G = (\mu/\delta) (e_v - e_n) Fz, \quad (II.9)$$

где μ — коэффициент паропроницания материала стенки, г/(м·ч·Па); δ и F — толщина и площадь стены соответственно, м и м²; e_v , e_n — упругости водяного пара у внутренней и наружной поверхностей ограждения, Па; z — продолжительность диффузии пара, ч.

Коэффициент μ представляет собой количество водяного пара, которое диффундирует в течение 1 ч через 1 м² плоской стенки толщиной 1 м при разности упругостей водяного пара на поверхностях стенки 1 Па. Металлы, стекло — паронепроницаемы ($\mu=0$). Большими коэффициентами паропроницания обладают минеральная и стеклянная вата, воздух и т. д.

При диффузии водяного пара через слой материала толщиной δ , м, последний оказывает сопротивление паропроницанию, (м²·ч·Па)/г,

$$R'_n = \delta/\mu. \quad (II.10)$$

Общее сопротивление ограждения паропроницанию

$$R'_{o.n} = R'_{в.п} + R'_{1.п} + R'_{2.п} + \dots + R'_{н.п}. \quad (II.11)$$

Сопротивления паропроницанию у внутренней $R_{в.п}$ и наружной $R'_{н.п}$ поверхности ограждения из-за малости могут не учитываться. Для ряда материалов значения даны в СНиП II-3—79 прил. 3. Там же (прил. 11) приведены и сопротивления листовых пароизоляционных материалов.

Фiltrация воздуха (воздухопроницание)

Основной причиной воздухопроницаемости ограждения (инfiltrация), служит разность давлений воздуха Δp , Па, по обеим сторонам ограждения. В каждом здании — своя картина распределения давлений, определяющаяся разностью ($t_v - t_n$), направлением и скоростью ветра, формой здания, воздухопроницаемостью его конструкций, степенью взаимоиляции этажей.

Сопротивление воздухопроницанию, (м²·ч·Па)/кг, многослойного ограждения

$$R_n = R_{1n} + R_{2n} + \dots + R_{nn}, \quad (II.12)$$

где R_{1n} , R_{2n} — сопротивления воздухопроницанию отдельных слоев ограждения, приведенные в прил. 9 СНиП II-3—79.

Сопротивление ограждения воздухопроницанию должно быть не менее требуемого по СНиП II-3—79, п. 5.1 (за исключением заполнения световых проемов):

$$R_n \geq R_n^{TP} = \Delta p / G^n, \quad (II.13)$$

где G^n — нормативная воздухопроницаемость ограждающей конструкции:

G^n , кг/(м·ч)

Стены, покрытия и перекрытия жилых и общественных зданий	0,5
Стены, покрытия и перекрытия производственных зданий	1
Входные двери в квартиры	1,5
Окна и двери жилых и общественных зданий, двери и ворота производственных зданий	10,0

Стены между панелями наружных стен жилых зданий не более 0,5.

Значение разности давлений Δp , Па, определяется по формуле

$$\Delta p = (H - h)(\rho_n - \rho_v)g + 0,05\rho_n v^2 (\kappa'_n - \kappa'_v) ag - (p_v - p_d)g, \quad (II.14)$$

где H — высота здания от поверхности земли до верха карниза, шахты или центра фонаря, м; h — высота от поверхности земли до центра окон, дверей и наружных стен рассматриваемого этажа, ворот, фонарей, м; ρ_n, ρ_v — плотность соответственно наружного и внутреннего воздуха, кг/м³; v — наибольшая скорость ветра, м/с, из средних скоростей ветра за январь в направлении С, С-В, С-З, принимаемая в соответствии со СНиП «Строительная климатология и геофизика» (в типовых проектах — 5 м/с), а для районов IB и IG — 8 м/с; κ'_n и κ'_v — аэродинамические коэффициенты для наветренной и заветренной поверхностей здания, принимаемые в соответствии со СНиП «Нагрузки и воздействия»; a — коэффициент, учитывающий изменение динамического давления в зависимости от высоты и типа местности; p_v — давление воздуха, Па, в зданиях (помещениях), оборудованных системами вентиляции с механическим побудителем, воздушным отоплением или кондиционированием воздуха, определяемое из условия соблюдения равенства количеств воздуха, поступающего в здание и удаляемого из него в результате инфильтрации и эксфильтрации через ограждающие конструкции; p_d — давление воздуха, Па, для жилых и общественных зданий (плюс — подпор, минус — разрежение), определяемое на основе расчета дебаланса по притоку и вытяжке воздуха.

Сопrotивление воздухопроницанию R_n , м²·ч·Па^{2/3}/кг, окон и балконных дверей жилых и общественных зданий должно быть не меньше требуемого сопротивления, определяемого из выражения

$$R_n \geq R_n^{TP} = \Delta p^{2/3}/G^n. \quad (II.15)$$

Требуемое сопротивление воздухопроницанию окон и фонарей производственных зданий следует принимать по табл. II.8.

Таблица II.8

Значения R_n^{TP} окон и фонарей

Производственные здания	Требуемое сопротивление воздухопроницанию R_n , м ² ·ч·Па ^{2/3} /кг		
	окон	зенитных фонарей	светоаэрационных П-образных фонарей (в закрытом положении)
С избытком явной теплоты (более 23,3 Вт/м ³)	0,46	—	0,055
С незначительными избытками теплоты (23,3 Вт/м ³ и менее)	1,14	1,60	0,114
С кондиционированием воздуха	1,60	1,60	—

Сопrotивление R_n воздухопроницанию заполнения световых проемов (окон, балконных дверей и фонарей) с деревянными переплетами* и уплотнением из пенополиуретана приводится ниже.

	R_n , м ² ·ч·Па ^{2/3} /кг
Одинарное или двойное остекление, спаренное: переплет с одним притвором	1,18
Двойное остекление, раздельное: переплет с одним притвором	1,32
» с двумя »	1,73
Тройное остекление: переплет с одним притвором	1,36
» с двумя »	2,01
» с тремя »	2,56

5.4. Теплоустойчивость ограждений и помещений

Из-за периодичности воздействия ветра и солнечной радиации температура наружного воздуха изменяется. Как следствие этого, происходят колебания температур в толще и на поверхности ограждений, а также в помещениях. Температуры ограждений могут меняться и вследствие периодических колебаний температуры внутреннего воздуха. Существенны колебания t_v из-за неравномерностей подачи тепла отопительными устройствами. Подход к задачам теплоустойчивости ограждений общий согласно с законом, очерчивающимся затухающей синусоидой. В этих условиях температурные колебания ощутимы на внутренней поверхности наружного ограждения и в прилегающих к ней слоях (рис. II.7).

О. Е. Власов выделил часть ограждения с наибольшими температурными колебаниями — «слой резких колебаний» толщиной $\delta_{p.k.}$, в котором располагается около $1/8$ длины температурной волны и амплитуда колебаний температуры на его внутренней поверхности, обращенной в толщу ограждения, равна половине амплитуды колебаний температуры на внутренней поверхности ограждения (рис. II.7). От теплоустойчивости ограждений зависит величина амплитуд.

Амплитуда A_q колебания теплового потока, Вт/м², выражается в долях от среднечасового расхода тепла q :

$$A_q = qM, \quad (II.16)$$

где M — коэффициент неравномерности работы отопительного устройства, зависящий от вида последнего, длительности перерывов в работе ($M=0,1 \div 1,5$).

* Сопrotивление заполнения световых проемов с металлическими переплетами принимается с коэффициентом 1,1; балконных дверей — 0,8; светоаэрационных фонарей без уплотнения притворов — 0,1.

Величина, выраженная отношением A_q к амплитуде колебания температуры на внутренней поверхности ограждения $A_{t_{в.п.}}$, представляет собой коэффициент теплоусвоения $Вт/(м^2 \cdot К)$ внутренней поверхностью ограждения

$$S_{в} = A_q / A_{t_{в.п.}} \quad (II.17)$$

где $S_{в}$ — доля теплопотока A_q , которая в течение часа усваивается $1 м^2$ внутренней поверхности ограждения при изменении ее температуры на $1 ^\circ C$.

В случаях, когда слой резких колебаний уместается в первом, обращенном в помещение слое ограждения, или ограждение однородно, этот коэффициент равен коэффициенту тепло-

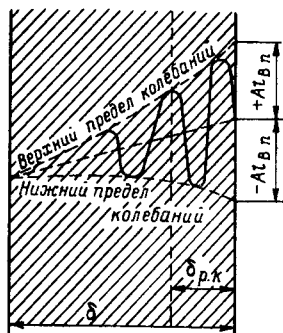


Рис. II.7. Колебания температур в однослойном ограждении

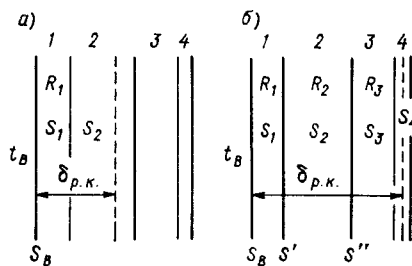


Рис. II.8. Варианты расположения слоя резких колебаний в многослойном ограждении

усвоения материала слоя $S_{м}$ и подсчитывается для периода колебания теплопотока z , ч, по формуле

$$S_{в} = S_{м} = \sqrt{(2\pi\lambda c\rho)/z} = 2,5 \sqrt{(\lambda c\rho) \cdot z} \quad (II.18)$$

Если же слой резких колебаний будет захватывать два слоя многослойного ограждения (рис. II. 8, а), то для определения $S_{в}$ следует пользоваться выражением

$$S_{в} = (R_1 S_1^2 + S_2) / (1 + R_1 S_2), \quad (II.19)$$

где S_1 и S_2 — коэффициенты теплоусвоения материалов 1-го и 2-го слоев; R_1 — термическое сопротивление 1-го слоя.

Если, например, граница слоя резких колебаний находится в 4-м слое (рис. II. 8, б), то $S_{в}$ определяется следующим образом: вначале по формуле (II.18) подсчитывают коэффициенты S_1, S_2, S_3, S_4 для материалов 1÷4-го слоев и, предварительно определив термические сопротивления R_1, R_2, R_3 , вычисляют

коэффициент теплоусвоения на поверхности 3-го слоя, обращенной к помещению

$$S'' = (R_3 S_3^2 + S_4) / (1 + R_3 S_4).$$

Далее находят коэффициент теплоусвоения на поверхности 2-го слоя, обращенной к помещению:

$$S' = (R_2 S_2^2 + S'') / (1 + R_2 S''),$$

и, наконец, определяют коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения:

$$S_{в} = (R_1 S_1^2 + S') / (1 + R_1 S'). \quad (II.20)$$

Толщина слоя резких колебаний $\delta_{р.к}$ или число температурных волн в ограждении зависят от тепловой инерции ограждения (степени его массивности) D . Для однородной стенки $D = RS$.

Исследования показали, что, если $D=8,5$, то в ограждении располагается примерно одна температурная волна; при $D < 8,5$ — неполная волна; при $D > 8,5$ — больше одной волны.

Для вычисления $\delta_{р.к}$ при однослойном ограждении используют условие $D = R_{р.к} S_{м} = (\delta_{р.к} / \lambda_{р.к}) S_{р.к}$, откуда

$$\delta = \lambda_{р.к} / S_{м}. \quad (II.21)$$

При многослойном ограждении и когда $\delta_{р.к}$ включает несколько слоев, величину D определяют по формуле

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \dots + R_{р.к} S_{р.к} = 1. \quad (II.22)$$

Пример 1. Определить изменения температуры на внутренней поверхности деревянной наружной стены из брусьев $\delta=0,15$ м при $\lambda=0,175$ Вт/м·К; $c=2520$ Дж/(кг·К); $\beta=550$ кг/м³. Пусть $M=08$ (двухразовая в сутки топка печи — $z=12$ ч); $t_{в}=20$ °C, $t_{н}=-20$ °C. Тогда

$$R_0 = R_{в} + R_{н} + \delta/\lambda = 1/8,7 + 1/23,3 + 0,15/0,175 = 0,11 + 0,04 + 0,86 = 1,01 (м^2 \cdot К)/Вт.$$

При стационарном режиме теплопоток через стенку будет

$$Q_{стат} = (t_{в} - t_{н}) R_0 = (20 + 20)/1,01 = 40,5 \text{ Вт/м}^2.$$

По формуле II.18 для однослойной стенки

$$S_{в} = S_{м} = 2,5 \sqrt{\frac{0,175 \cdot 2520 \cdot 550}{12 \cdot 3600}} = 6,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$A_{t_{в.п.}} = A Q_{стат} / S_{в} = Q_{стат} M / S_{в} = 40,5 \cdot 0,8 / 6,0 = 5,4 \text{ К}.$$

Из формулы II.8 среднее значение (стационарный режим)

$$t_{в.п} = t_{в} - R_{в} (t_{в} - t_{н}) / R_0 = 20 - 0,11 (20 + 20) / 1,01 = 15,6^{\circ}\text{C}$$

При перерывах в топке печи минимальное и максимальное значения будут доходить соответственно до $15,6 - 5,4 = 10,2^{\circ}\text{C}$ и $15,6 + 5,4 = 21,0^{\circ}\text{C}$.

Пример 2. Определить $A_{тв.п}$ для наружной кирпичной, оштукатуренной изнутри стены. Слой штукатурки $\delta_{ш} = 0,015$ м ($\lambda_{ш} = 0,7$ Вт/м·К; $c_{ш} = 840$ Дж/кг·К; $\rho_{ш} = 1600$ кг/м³); кирпичная кладка $\delta_{к} = 0,52$ м ($\lambda_{к} = 0,82$; $c_{к} = 880$; $\rho_{к} = 1800$). Остальные данные — те же, что и в предыдущем примере.

Тогда

$$R_0 = 0,11 + 0,04 + 0,015/0,7 + 0,52/0,82 = 0,11 + 0,04 + 0,02 + 0,63 = 0,8 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

$$Q_{\text{стац}} = (20 + 20)/0,8 = 50 \text{ Вт/м}^2,$$

$$S_{ш} = 2,5 \sqrt{\frac{0,7 \cdot 840 \cdot 1600}{12 \cdot 3600}} = 11,75 \text{ Вт/м}^2,$$

$$D_{ш} = 0,02 \cdot 11,75 = 0,235 < 1.$$

Следовательно, слой резких колебаний заканчивается в кирпичной кладке

$$S_{к} = 2,5 \sqrt{\frac{0,82 \cdot 880 \cdot 1800}{12 \cdot 3600}} = 13,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Тогда, по формуле (I.20)

$$S_{в} = \frac{R_{ш} S_{ш}^2 + S_{к}}{1 + R_{ш} S_{к}} = \frac{0,02 \cdot 11,75^2 + 13,75}{1 + 0,02 \cdot 13,75} = 12,6 \text{ Вт/м}^2,$$

$$A_{тв.п} = \frac{50 \cdot 0,8}{126} = 3,2 \text{ К}.$$

Следует указать, что ограждения (стены, покрытия) зданий в южных районах со средней июльской температурой $t_{н}^{\text{л}} 21^{\circ}\text{C}$ проверяются (при $D \leq 5$ — для стен, $D \leq 4$ — для покрытий) и для летнего периода в районах с сильной солнечной радиацией. Должно обеспечиваться условие

$$A_{тв.п} < 2,5 - 0,1 (t_{н}^{\text{л}} - 21). \quad (\text{II.23})$$

В СНиП II-3-79 в п. 3.1-3.7 приводятся подробные сведения и формулы для определения $A_{тв.п}$ в районах с $t_{н}^{\text{л}} \geq 21^{\circ}\text{C}$ в зависимости от амплитуды колебания температуры наружного воздуха, воздействия солнечной радиации и других факторов.

Если амплитуду теплового потока A_q , поглощаемого при нагревании внутренней поверхностью ограждения, отнести к одному градусу амплитуды колебаний температуры воздуха в помещении, то по аналогии для $S_{в}$ возникает понятие о коэффициенте поглощения, Вт/(м²·К),

$$B = A_q / A_{тв.п}. \quad (\text{II.24})$$

Ниже приводятся значения B для двух вариантов (при $z = 12$ ч и $z = 24$ ч).

	$B_z = 24$	$B_z = 12$
Стены:		
деревянная неоштукатуренная	2,9	3,6
» оштукатуренная с обеих сторон . . .	3,15	4,2
кирпичная, оштукатуренная внутри	4,4	5,2
Полы:		
деревянный на лагах	2,4	3,0
паркетный	2,1	2,8
асфальтовый или бетонный	4,0	4,5
Потолки деревянные оштукатуренные	3,15	4,2
Перекрытия из бетонных плит оштукатуренные . . .	3,6	4,3
Окна с остеклением:		
одинарным	5,2	6,4
двойным	2,4	3,0
Двери дощатые	2,9	3,6

Теплопоглощение всей поверхностью ограждения будет равно произведению BF , и теплопоглощение всеми ограждениями определится по формуле

$$\sum BF = B_1 F + B_2 F_2 + \dots + B_n F_n. \quad (\text{II.25})$$

Зависимость $A_{тв}$ от способности ограждений помещений поглощать (или отдавать) тепло при неравномерной работе отопительного устройства предложена Л. А. Семеновым в виде

$$A_{тв} = 0,7 M Q_{\text{стац}} / \sum BF, \quad (\text{II.26})$$

где $Q_{\text{стац}}$ — средняя теплоотдача отопительного устройства, или теплотери помещения при стационарном расчетном режиме, Вт.

Из-за периодичности подачи тепла помещению происходят колебания $t_{в}$ и далее $A_{тв}$. Для нормального самочувствия человека в помещении должно быть: при печном отоплении $A_{тв} \leq 3,0$ (при одноразовой топке в сутки) и $A_{тв} \leq 2,5$ (при двухразовой); при водяном отоплении — до 1,5 К.

Значение $A_{тв}$ будет еще больше при отключении отопления на продолжительный период, что нередко целесообразно (например в ночное время или в выходные дни в производственных помещениях). Такое отключение обеспечивает экономию тепла, но требует некоторого запаса тепломощности системы отопления, так как в первые минуты после пуска ранее остановленной (остывшей) системы она должна передавать несколько увеличенные расходы теплоты.

5.5. Теплотери ограждений помещений

Основные потери теплоты Q , Вт, через ограждение учитываются, когда $(t_{в} - t_{н}) > 5$ К. Их определяют по формуле

$$Q = K (t_{в} - t_{н}) n F = n F (t_{в} - t_{н}) / R_0 \quad (\text{II.27})$$

(значения коэффициента n для ограждений приведены на стр. 86).

Площадь ограждения F определяется по размерам $l_{н.с.}$, $l_{пола}$, $l_{потолка}$, l_o , l_d , h (для наружных стен, пола, потолка, окон, дверей и высоты помещения), показанным на рис. II.9. Принци-

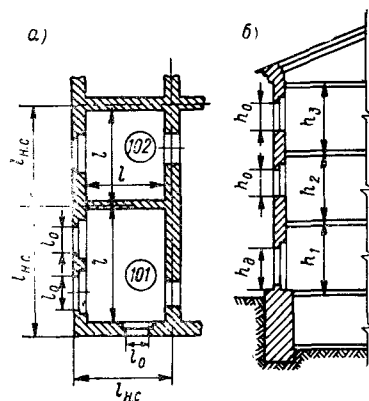


Рис. II.9. Определение размеров теплоотдающих поверхностей помещения

а — план; б — разрез здания

зонам — двухметровым полосам, параллельным наружным стенам:

$$Q_{н.п} = (t_{в} - t_{н}) \sum (K_{н.п} F) = (t_{в} - t_{н}) \sum (FR_{н.п}), \quad (II.28)$$

где $K_{н.п}$ — условный коэффициент теплопередачи зоны пола, Вт/(м²·К); $R_{н.п}$ — условное сопротивление теплопередаче м²·К/Вт; F — площадь соответствующей зоны неутепленного пола, м².

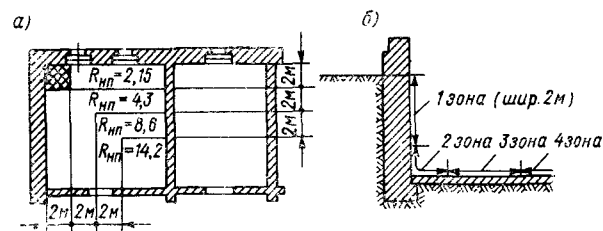


Рис. II.10. Теплотери через полы и подземные участки наружных стен

Средние значения $R_{н.п}$ принимают: для первой зоны (расположенной на расстоянии до 2 м от наружной стены) равным 2,15; для второй (на расстоянии от 2 до 4 м) — 4,3; для третьей (на расстоянии от 4 до 6 м) — 8,6; для остальной площади — 14,2 м²·К/Вт.

Если в конструкции пола имеются слои материала с $\lambda < 1,163$ Вт/(м·К), то они считаются утепленными и сопротивление теплопередаче $R_{у.п}$, м²·К/Вт, каждой зоны будет

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \sum (\delta_{у.с} / \lambda_{у.с}), \quad (II.29)$$

где $\delta_{у.с}$ и $\lambda_{у.с}$ — толщина, м, и коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К), материалов утепляющих слоев.

Сопротивление теплопередаче для каждой зоны пола на лагах

$$R_{л} = (1/0,85) R_{у.п} = 1,18 (R_{н.п} + \sum (\delta_{у.с} / \lambda_{у.с})). \quad (II.30)$$

В качестве утепляющих слоев принимают настил, уложенный по лагам, и воздушный прослойка ($R_{в.п} = 0,2$ м²·К/Вт). Площадь пола первой зоны, примыкающей к наружному углу, учитывается дважды из-за дополнительного переохлаждения (заштрихованная область рис. II.10, а). Подземные части наружных стен рассматриваются как продолжение пола на грунте, ниже отметки земли (рис. II.10, б).

При расчете теплотери через ограждения следует учитывать: ориентацию ограждений по сторонам света, обдувание их ветром, проникание в помещение холодного воздуха при открывании наружных дверей, ворот, число наружных стен в помещении, увеличение $t_{в}$ по высоте помещения, инфильтрацию.

Интенсивность солнечной радиации зависит от географической ориентации ограждений. Поэтому к расчетным теплотериям через стены, окна, двери и вертикальные проекции наклонных покрытий и световых проемов делают надбавки в процентах (рис. II.11).

Теплоотдача наружной поверхности ограждения возрастает с увеличением скорости ветра. Для местностей, в которых расчетная скорость ветра (средняя за январь) 5 м/с и меньше, принимаются надбавки 5 % для ограждений, защищенных от ветра, и 10 % — для незащищенных. Ограждение считается защищенным, когда прикрывающее его строение выше верха рассматриваемого ограждения более чем на $1/5$ расстояния между ними. Для местностей со скоростями ветра больше 5 или 10 м/с надбавки увеличиваются соответственно в 2 и 3 раза. Еще большие надбавки используются в расчетах для условий Крайнего Севера. При наличии в помещении двух и более стен (увеличенное холодное облучение и обдуваемость) делается надбавка к теплотериям наружных стен и окон 5 %. При типовом проектировании добавочные теплотери на географическую ориентацию и ветер принимаются равными 16 % от теплотери вертикальных и наклонных ограждений.

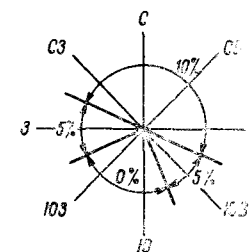


Рис. II.11. Поправки на географическую ориентацию ограждений

При открывании наружных дверей в помещения врывается холодный воздух. Для учета затраты теплоты на его нагревание вводят надбавки к теплотерям наружных дверей. Для лестничных клеток надбавки растут с числом этажей h в здании и составляют, %: при одинарных дверях без тамбура — $65h$; то же, при двойных дверях — $100h$; при двойных дверях с тамбуром — $80h$.

В промышленных помещениях надбавка на приток воздуха через двери или ворота (без тамбура или шлюза), если они открыты менее 15 мин в час, равна 300 %. Для общественных зданий переохлаждение за счет частого открывания проемов компенсируется надбавкой 400—500 % от теплотер проема.

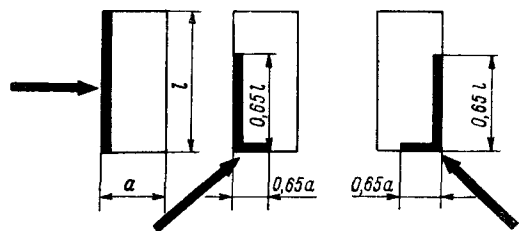


Рис. II.12. Поверхности здания, подверженные инфильтрации (стрелками показано направление ветра)

Для общественных помещений высотой более 4 м (исключение составляют лестничные клетки) надбавка принимается равной 2 % на каждый метр по высоте стены после 4 м, но не более 15 %. К теплотерям производственных помещений надбавка не делается. Для таких зданий выявляют фактическое изменение t_b по высоте помещения.

Расчет воздуха, инфильтрующегося через световые и дверные проемы G_n , кг/ч, следует принимать согласно указанному расчету (см. п. 5.3), подсчитывая расход теплоты Q_n , кДж/ч, необходимый на его нагревание:

$$Q_n = G_{nc} (t_{y.x} - t_n), \quad (II.31)$$

где c — массовая теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); $t_{y.x}$, t_n — температуры соответственно воздуха, уходящего из помещения, и наружного, К.

Для здания, не имеющего перегородок, в расчет принимают, что под действием ветра воздух поступает лишь через наветренную его часть (на рис. II.12 показано жирной линией). Для промышленных зданий расход тепла на инфильтрацию составляет примерно 30 % от основных теплотер.

Для систематизации расчеты теплотер ведут на бланке (табл. II.9, пример 3). Нумерацию помещений первого этажа начинают с номера 101, второго — с номера 201 и т. д. Теплотер лестничной клетки определяют, как одного помещения (по всей ее высоте). Наименование ограждений сокращают: двойные окна — Д.О.; одинарные окна — О.О.; двойные двери — Д.Д. и т. д. Для упрощения вычислений удобнее из площади

стен площадь окон и дверей не вычитать, но коэффициенты K_o и K_d принимать уменьшенными на величину $K_{n.c}$ для стен. Суммарные теплотери помещения при этом не меняются.

Пример 3. Рассчитать теплотери (теплопередачу) через наружные ограждения жилого помещения 101 (рис. II.10), ориентированного торцом здания на восток и расположенного над подвалом, не имеющим окон. Комната граничит с другими помещениями, для которых $t_n = 18^\circ\text{C}$. Здание 5-этажное в Минске, незащищенное от ветра.

Пусть для стены в два кирпича с внутренней штукатуркой $K_{n.c} = 1,16$ Вт/(м²·К), для пола $K_n = 0,8$, для двойных наружных окон в деревянных переплетах (см. стр. 87) $K_{d.o} = 2,9$. Внутренние размеры помещения, м: в плане — $4,5 \times 6,0$ м; высота — $2,7$; толщина стенки — $0,5$, перегородки — $0,1$, перекрытия $0,6$. Внешние (наименьшие) размеры, м, окна — $1,5 \times 1,8$.

Коэффициент n (см. стр. 86) для наружных стен и окон равен $1,0$; для пола над неотапливаемым подвалом, не имеющим окон $n = 0,6$. Согласно табл. II.1 расчетная разность для стен, окон $t_b - t_n = 18 - (-22) = 40$ К. Все расчеты приведены в табл. II.9.

Для поддержания расчетной t_b система отопления должна компенсировать, теплотери помещения. Однако, в помещении могут быть и дополнительные поступления или расходы теплоты, участвующие в тепловом балансе. К ним относятся расходы теплоты: на нагревание вносимых в помещение холодных материалов и въезжающего транспорта, врывающегося наружного воздуха через ворота (при

Таблица II.9

Пример расчета теплотер (теплопередачи) через ограждения

№ помещения	Назначение помещения	Ограждение			Площадь, м ² огражд.	K_o (Вт/м ² ·К)	$t_b - t_n$	Поправочный множитель	Добавки к теплотерим, %			Общий добавочный множитель	С надбавками, Вт
		наименование	ориентация	размеры, м					на ориентацию	на ветер	на площадь наружных стен		
101	Жилая комната	Н. С	В	$5,05 \times 3,3$	16,7	1,16	40	1,0	10	10	5	1,25	970
		Н. С	Ю	$6,55 \times 3,3$	21,6	1,16	40	1,0	—	10	5	1,15	1240
		Д. О	Ю	$1,50 \times 1,80 \times 2$	5,4	$2,9 - 1,16$	40	1,0	—	10	5	1,15	475
		Д. О	В	$1,50 \times 1,80$	2,7	$2,9 - 1,16$	40	1,0	10	10	5	1,25	238
		П. Д	—	$4,50 \times 6,05$	27,2	0,8	40	0,6	—	—	—	—	522
													$Q_{\text{пом}} = 3445$ Вт.

Примечание. Теплотери через перегородку и внутреннюю стену не учитываются, так как $(t_b - t_n) < 5$ К

их открывании); теплоступления от людей (при переходе механической энергии в тепловую), от поверхностей промышленных печей и другого оборудования, от источников освещения, продуктов горения, поступающих при газосварочных, стеклодувных и других работах, а также в результате остывания материалов. Расчет перечисленных расходов и поступлений теплоты рассматривается в разделе III «Вентиляция».

Если теплоступления превышают тепловые потери ограждений, то предусматривается дежурное отопление, которое включается лишь во время перерывов в работе предприятия. При односменной работе можно устраивать самостоятельные системы дежурного отопления. В холодное время года в отапливаемых помещениях в нерабочее время должна поддерживаться температура не ниже $+5^{\circ}\text{C}$. От устройства дежурного отопления можно и отказаться, если суммарная теплоемкость остывающих здания и оборудования компенсирует теплотери за время перерыва работы отопления.

При эксплуатации текущие затраты теплоты на отопление не являются постоянными из-за изменения внутреннего и внешнего климата. Среднесезонный расход тепла через наружные ограждения здания

$$Q_{0.\text{ср}} = Q_0 (t_{\text{в}} - t_{\text{н.ср}}) / (t_{\text{в}} - t_{\text{н.р}}), \quad (\text{II.32})$$

где $t_{\text{н.ср}}$ и $t_{\text{н.р}}$ — температуры наружного воздуха, соответственно, средняя отопительного периода и расчетная для района расположения здания.

Годовой расход теплоты

$$Q_{0.\text{г}} = Q_{0.\text{ср}} z_{0.\text{п}}, \quad (\text{II.33})$$

где $z_{0.\text{п}}$ — продолжительность отопительного периода, ч (табл. II.1) и СНиП II-A.6—72 (СНиП II-33—75).

В системах отопления неизбежны бесполезные потери теплоты (чердачные помещения, подвалы и т. п.). Они обычно учитываются 10 %-ной надбавкой (для общественных зданий при обосновании до 15 %) к основным потерям тепла через наружные ограждения.

5.6. Укрупненный расчет теплопотерь зданий

Нередко возникает необходимость выявления ориентировочных затрат теплоты на отопление здания в целом. Такие данные бывают нужны для проектирования котельной и предварительного заказа основного санитарно-технического оборудования и топлива.

Ориентируясь на предложенную проф. В. М. Чаплиным удельную характеристику q , Вт/(м³·К) — среднечасовой расход теплоты, Вт, на отопление 1 м³ здания при разности тем-

ператур воздуха 1 К, теплотери здания можно определить по формуле

$$Q_{\text{зд}} = q_0 (t'_{\text{в}} - t_{\text{н}}) V_{\text{зд}}, \quad (\text{II.34})$$

где $V_{\text{зд}}$ — отапливаемый объем здания по наружному обмеру, м³; $t'_{\text{в}} - t_{\text{н}}$ — разность температур при характерной для большинства помещений $t'_{\text{в}}$, $^{\circ}\text{C}$.

Для ориентировочного подсчета теплопотерь отдельных помещений достаточно ввести к значениям q_0 следующие коэффициенты: 1,1; 0,8; 1,3 — для средних помещений (нижних, средних и верхних этажей); 1,9; 1,5; 2,2 — для угловых помещений (нижних, средних и верхних этажей); 0,9; 1,5 — для средних и угловых помещений одноэтажных зданий; 1,2—2,0 — для лестничных клеток. Значения q_0 в зависимости от объемов зданий приводятся ниже.

Значение q_0 зависит от отношения суммарной площади поверхностей наружных ограждений к наружному объему отапливаемой части здания, от доли остекления стен, площади покрытия и других показателей. Степлотехнической стороны выгодны здания с большой шириной корпусов значительного объема, многоэтажные. В справочнике по отоплению, вентиляции и теплоснабжению имеются данные о значениях q_0 :

Таблица II.10

Значения q_0 , Вт/(м³·К), при $t_{\text{н}} = -30^{\circ}\text{C}$ для жилых и общественных зданий

$V_{\text{зд}}$, м ³	q_0 зданий постройки	
	до 1958 г.	позднее
1 000	0,59	0,75
3 000	0,50	0,48
5 000	0,44	0,52
10 000	0,38	0,45
20 000	0,33	0,42

q_0	
Фабрики химчистки одежды с объемом здания V , тыс. м ³ :	
до 5	0,40
5 ÷ 20	0,40—0,35
Прачечные с объемом здания V , тыс. м ³ :	
до 5	0,46
5 ÷ 20	0,46 ÷ 0,35
Здания бытового обслуживания V , тыс. м ³ :	
до 5	0,60
5 ÷ 20	0,60 ÷ 0,52
Швейные фабрики, ателье с объемом здания V , тыс. м ³ :	
до 5	0,46
5 ÷ 20	0,46 ÷ 0,29

Учитывая большую теплозащиту зданий, располагаемых в суровом климате, к значениям q_0 вводится поправка:

Расчетная, $t^{\circ}\text{C}$	—10	—15	—20	—25	—30	—35	—40	—50
a	1,45	1,29	1,17	1,08	2,0	0,95	0,9	0,82

При оценке здания с теплотехнической стороны необходимо знать, что остекленность зданий должна отвечать требуемой освещенности помещений, без занижения ее для северных и других районов, менее освещаемых солнцем. В помещения длительного пребывания людей солнечные лучи должны поступать не менее, чем в течение 3 ч за сутки, чтобы обеспечивать бактерицидное воздействие на воздушную среду (уничтожение бактерий).

С точки зрения комфортности населенных мест большое санитарно-гигиеническое значение имеет и озеленение населенных мест. Насаждения улучшают в них микроклимат, оказывая существенное влияние на тепловой режим, влажность и подвижность воздуха. Температура среди зеленых насаждений в жаркие дни оказывается на $3 \div 4$ К ниже, чем на открытых или застроенных территориях, а влажность воздуха — на $15 \div 30$ % выше. Насаждения способствуют снижению скорости ветра: примерно на 40 % у границ зеленого массива и значительно больше внутри его.

Насаждения необходимы и для борьбы с пылью. Запыленность воздуха на засаженных территориях снижается по сравнению с открытыми или застроенными территориями (на 60 %). Насаждения защищают населенные места от дыма и газов. Растительность поглощает до 25 % городского шума.

Поверхность, покрытая густой растительностью, деревьями, кустарниками, нагревается меньше. Это способствует накоплению свежего воздуха среди зеленой массы. Зелень поглощает углекислоту и выделяет свободный кислород. Так происходит естественная обработка воздуха. Борьба за оздоровление воздушного бассейна стала сейчас важнейшей проблемой современности.

ГЛАВА 6

ВИДЫ И ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

6.1. Требования к системам отопления

В помещениях с длительным пребыванием человека, в том числе производственных, где по условиям технологии требуется поддержание температур в холодное время года, необходимо устройство отопительных систем. Они должны отвечать основным требованиям:

1) санитарно-гигиеническим — обеспечивать без ухудшения воздушной среды, необходимые внутренние температуры, отвечающие нормам СНиП;

2) экономическим — обуславливать при устройстве наименьшие затраты труда и денежных средств при малом расходе металла;

3) строительным — предусматривать размещение отопительных элементов в увязке с планировочным и конструктивным решениями здания;

4) монтажным — обеспечивать монтаж промышленными методами с максимальным использованием унифицированных узлов заводского изготовления при минимальном количестве типоразмеров;

5) эксплуатационным — характеризоваться простотой и удобством управления и ремонта, бесшумностью и безопасностью действия;

6) эстетическим — хорошо сочетаться с внутренней архитектурной отделкой помещения.

Отопительная установка должна отдавать помещениям столько теплоты, сколько нужно для компенсации тепловых потерь, обладая при этом необходимой теплоустойчивостью в соответствии с изменяющимися внешними и внутренними факторами.

Системы отопления состоят из трех основных элементов: генератора для получения тепла, теплопроводов, или каналов, для транспорта теплоносителя от места выработки к отапливаемому помещению и нагревательных приборов.

Системы, отапливающие несколько помещений от общего генератора, — центральные. Они могут быть домовые (генератор — котельная в отапливаемом здании) и районные (отапливающие группу зданий от районной котельной). Системы, в которых теплота получается и используется в едином помещении, — местные. К таким системам относятся печное, газовое и электрическое отопление.

Большое значение, особенно в СССР, приобрело централизованное теплоснабжение городов и промышленных районов от теплоэлектроцентрали (ТЭЦ). Централизация теплоснабжения обеспечивает: снижение расхода топлива (автоматизация, повышение КПД котельных); возможность рационально сжигать низкосортное твердое топливо и более эффективно газовое, атомное и др.; оздоровление воздушного бассейна и улучшение санитарного состояния городов путем сокращения и очистки выбросов; снижение пожаро- и взрывоопасности в городах; повышение качества отапливания. Преимущества такой системы перекрывают отрицательные стороны централизованного теплоснабжения (сооружение и эксплуатация протяженных тепловых сетей; значительные капитальные вложения).

Местное отопление и централизованные отопительные системы подразделяются по виду теплоносителя на водяные, паровые и воздушные. Водяные гигиеничнее паровых (меньшая и достаточно постоянная температура на поверхности нагревательных приборов), потому они и получили наибольшее

распространение в помещениях с длительным пребыванием людей (жилые, больничные, общественные здания). Паровые и воздушные системы в основном применяются в промышленных сооружениях. Воздушное отопление устраивают в помещениях значительного объема, в том числе в зданиях общественного назначения.

Нередко применяют комбинированные системы отопления с промежуточным теплообменником. В них теплота, полученная при сгорании топлива, передается первичному теплоносителю, который в теплообменнике отдает ее другому теплоносителю, а последний, в свою очередь, — самому нагревательному прибору в отапливаемом помещении.

Так, воздушное отопление можно называть огневоздушным, водовоздушным, паровоздушным или электровоздушным, если воздух, подаваемый в помещение, нагревается в теплообменнике благодаря соприкосновению с поверхностями, обогреваемыми соответственно топочными газами, горячей водой, паром или электроэнергией.

Сейчас в сетях теплоснабжения применяют высокотемпературные теплоносители, которые используют не только для отопления, но и на технологические нужды. К таким сетям системы отопления присоединяют через теплообменники или смесители, для которых первичным теплоносителем является высокотемпературный теплоноситель, а вторичным — теплоноситель системы отопления. Системы отопления классифицируют и по преобладающему виду теплоотдачи нагревательных приборов. Если у прибора преобладает теплоотдача конвекцией — система конвективная, при преобладании излучения — лучистая; плоские панели отдают больше тепла излучением — система панельно-лучистая.

Теплоносители отопительных систем должны обладать возможно большей способностью аккумулировать теплоту, при которой расход энергии на перемещение теплоносителя по трубам был бы незначительным, не ухудшать санитарных условий

Таблица II.11

Примерные показатели основных теплоносителей для отопления

Параметры	Теплоноситель		
	вода	пар	воздух
Температура, °C	150—70	130	70 ÷ 40
Плотность, кг/м³	950	0,7	1,0
Массовая теплоемкость, кДж/(кг·K) [ккал/(кг·°C)]	4,31 [1,03]	2175 [520]	1 [0,24]
Скорость движения, м/с	0,3—2	30—100	5—20
Соотношение сечения труб	1	~2	~550

отапливаемых помещений (выделять вредные газы, загрязнять воздух помещения), быть достаточно дешевыми. Сейчас этим требованиям больше удовлетворяют вода, пар и воздух (табл. II.11). Топочные газы высокотемпературны и применяются только когда возможно ограничить температуру на поверхностях нагревателей (применяя, например, стенки печей значительной толщины).

Таблица II.12

Характеристика отопительных систем

Системы отопления	Преимущество	Недостатки
Водяное	Поддерживает умеренную температуру на поверхностях нагревательных приборов Характеризуется простотой центрального регулирования теплоотдачи приборов путем изменения температуры воды (качественное регулирование) в зависимости от внешнего климата Работает бесшумно	Большое гидростатическое давление в системе, обусловленное ее высотой и высокой массовой плотностью воды Опасность замораживания воды с разрушением отопительного оборудования, проложенного в охлаждающихся местах
Паровое	Обычно высокая теплоотдача нагревательных приборов Меньшая, чем у систем водяного отопления, опасность замораживания Небольшое гидростатическое давление	Высокая температура на поверхности труб и нагревательных приборов Невозможность центрального качественного регулирования теплоотдачи приборов (применяются регулирование пропускными, периодическое включение и выключение систем) Более сложная эксплуатация, чем у систем водяного отопления Меньший срок эксплуатации из-за повышенной коррозии труб
Воздушное	Обеспечивает возможность совмещения с системой вентиляции Характеризуется отсутствием в отапливаемом помещении каких-либо нагревательных приборов Характеризуется отсутствием тепловой инерции, т. е. обеспечивают практически немедленный тепловой эффект при включении системы Возможность центрального качественного регулирования	Большие сечения каналов (воздухопроводов) Большие бесполезные тепловые потери при прокладке магистральных воздухопроводов в протапливаемых местах

Из числа теплоносителей вода имеет большие значения теплоемкости, плотности и вязкости, она несжимаема, расширяется при нагревании с уменьшением плотности, выделяет абсорбированные газы при повышении температуры и уменьшении давления. Пар обладает малой плотностью, температура и плотность его зависят от давления, отличается большим теплосодержанием за счет тепла испарения. Это тепло выделяется при конденсации пара в трубах и приборах и передается через их стенки в помещения. Воздух имеет малые значения теплоемкости и плотности так же, как и вода, расширяется при нагревании с уменьшением плотности. В таблице II.12 приведены характеристики систем отопления.

В настоящее время в СССР системы водяного отопления нашли наиболее широкое применение как в гражданских, так и промышленных зданиях. Санитарно-гигиенические и эксплуатационные недостатки ограничивают область применения систем парового отопления, которые допускаются в промышленных и ряде общественных зданий при непостоянном пребывании в них людей и, наоборот, рекомендуются для периодического или дежурного отопления. Из-за малого гидростатического давления паровые системы (малая плотность пара) выгодны для высоких зданий.

Воздушное отопление в большей степени, чем паровое, отвечает санитарно-гигиеническим требованиям. Однако, из-за больших сечений воздухопроводов, непосредственного контакта греющего воздуха с обслуживаемыми помещениями (перенос шума, инфекции и т. д.) оно используется лишь для отопления отдельных помещений большого внутреннего объема, нередко в сочетании с приборами водяного или парового отопления, установленными у окон, наружных стен.

6.2. Виды нагревательных приборов. Их показатели

Нагревательные приборы предназначены для передачи тепла помещению от теплоносителя. К ним предъявляются теплотехнические, гигиенические, технико-экономические, архитектурно-строительные и эксплуатационные требования. Гигиеническим требованиям отвечают приборы, имеющие гладкую и ровную поверхность (меньше оседает пыль); архитектурно-строительным — те, отопительные элементы, которые хорошо увязываются с отделкой и конструкцией помещения.

Приборы, теплоотдача которых в основном происходит конвекцией, относятся к конвекторам, а приборы, передающие существенную долю тепла лучеиспусканием (свыше 25 %), — к радиаторам.

Для сравнения нагревательных приборов введено понятие об эквивалентном квадратном метре (экм), под которым понимается площадь внешней поверхности прибора, отдающая

505 Вт при разности средней температуры воды в приборе и воздуха в помещении, отвечающей наиболее общим условиям водяного отопления

$$\Delta t = t_{cp} - t_b = (t_r + t_o)/2 - t_b = (95 - 70)/2 - 18 = 64,5 \text{ К}.$$

При лабораторном определении коэффициента теплопередачи нагревательного прибора $K_{н.п}$, Вт/(экм·К), результаты выражают уравнением

$$K_{н.п} = m \Delta t^n \bar{G}_{отн}^p, \quad (\text{II.35})$$

где m , n , p — экспериментальный числовой коэффициент и показатели степени; $\bar{G}_{отн}$ — относительный расход воды в нагревательном приборе (отношение действительного расхода воды, проходящей через прибор, к расходу, принятому в экспериментальных исследованиях). Для радиаторов значение последнего равно 17,4 кг/(ч·экм), для ребристых труб — 35 кг/ч, трубчатых приборов (конвекторы и др.) — 300 кг/ч.

Теплоотдача 1 экм

$$q_o = K_{н.п} \Delta t = m \Delta t^{n+1} \bar{G}_{отн}^p. \quad (\text{II.36})$$

Характерным для теплотехнической оценки является «коэффициент пересчета» — отношение теплоотдачи 1 экм данного прибора к теплоотдаче 1 м² его поверхности при одинаковых Δt (64,5 К) и условиях подачи воды в прибор.

Основными технико-экономическими показателями нагревательных приборов являются относящиеся к 1 экм масса приборов (чугуна, стали и т. д.), кг; полная масса, кг (для неметаллических приборов); строительная ширина (по фронту прибора), мм; вместимость; себестоимость, руб. Снижение суммарной теплоемкости (инерционности) нагревательного прибора (конструкции прибора и находящегося в нем теплоносителя) ускоряет темп регулирования теплоотдачи прибора при его включении и особенно выключении.

Широко применяются нагревательные приборы изготавливаемые практически из некорродируемого чугуна, чаще серого. Однако его хрупкость обуславливает значительную толщину стенки ($\delta = 4 \div 6$ мм). Общая масса таких приборов доходит до 75–80 % от массы металла, расходуемого на систему в целом. Давно известны в центральном отоплении приборы из гладких труб (рис. II.13). Они обладают высокой теплоотдачей, но и значительными габаритами по фронту. Соединяются чаще на сварке. Устанавливаются, главным образом, в нижней зоне запыляемых помещений (деревообделочные цехи, шлифовальные

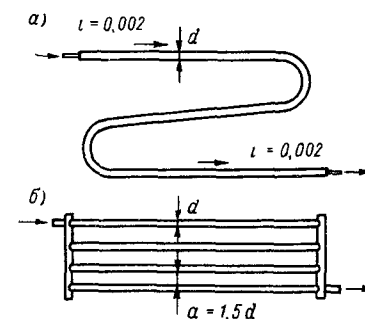


Рис. II.13. Приборы из гладких труб
а — змеевик; б — регистр

и т. п.), а также применяются для отопления сравнительно протяженных теплиц, оранжерей, витрин и световых фонарей. Теплоотдача гладких труб несколько уменьшается с увеличением диаметра и числа их рядов (по вертикали). Для одиночной трубы с $d_y \leq 25$ мм коэффициент пересчета принимается равным 1,79 экм/м², с $d_y > 32$ мм — 1,57.

В XIX веке были созданы чугунные секционные радиаторы. Они называются пристенными, если устанавливаются с зазором (20—30 мм) от стены, и панельными при отсутствии зазора.

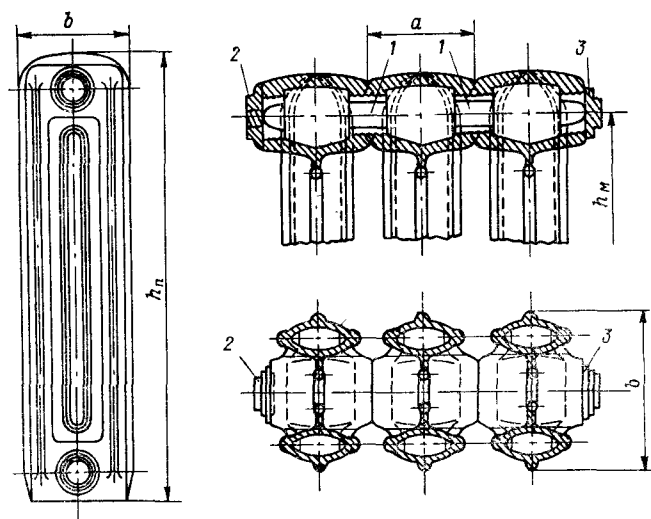


Рис. II.14. Радиатор М-140

1 — ниппель; 2 — проходная радиаторная футорка для присоединения к трубопроводу; 3 — глухая радиаторная пробка

Из отдельных секций удобно собирать прибор с теплоотдающей поверхностью, близкой к расчетной.

На рис. II.14 показан боковой вид и разрез двухканального радиатора типа М-140. Каждая его секция состоит из двух вертикальных колонок эллиптического сечения. Секция имеет размеры, мм: полная высота $h_p = 582$; монтажная (между осями ниппельных отверстий) $h_m = 500$; ширина $a = 96$; глубина $b = 140$; толщина стенки $\delta = 6$.

Радиаторы марки М-140-АО (табл. II.13) отличаются от М-140 более развитой поверхностью за счет расположенных под углом 45° к вертикали чугунных перегородок между колонками. Радиаторы РД-26, РД-90 и В-85А — малоуглубленные, имеющие сравнительно высокие технико-экономические показатели. Секции радиаторов (рис. II.15) соединяются на ниппелях. Собранные радиаторные печи до установки испытываются гидростатическим давлением до 0,6 МПа.

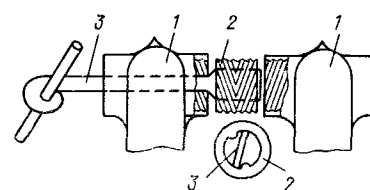
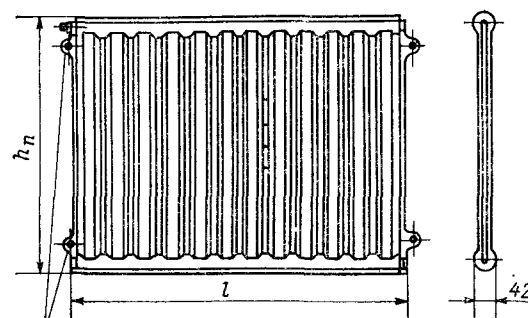


Рис. II.15. Сборка радиаторных секций

1 — секция; 2 — ниппель; 3 — радиаторный ключ



Проушины для крепления

Рис. II.16. Стальная панель МЗ

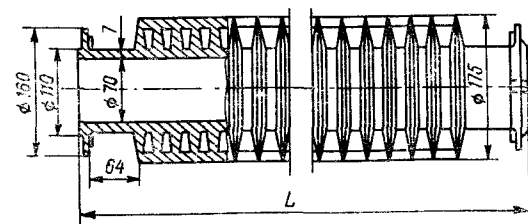


Рис. II.18. Чугунная ребристая труба

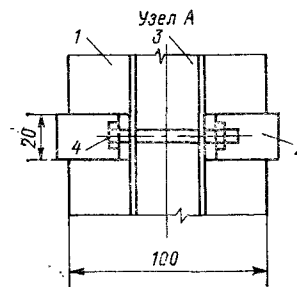
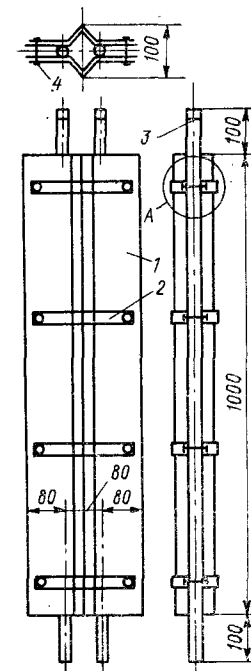


Рис. II.17. Стальные листы, прикрепляемые к трубам с помощью хомутиков на болтах

1 — стальной лист; 2 — хомут; 3 — труба; 4 — болт с гайкой

Наиболее просты в изготовлении стальные панели из двух штампованных холоднокатаных листов толщиной 1,25—1,5 мм (рис. II.16). По исследованиям автора применение двухлистовых панелей обеспечивает увеличение доли лучистой теплоотдачи и снижение массы металла в 4—6 раз по сравнению с чугунными радиаторами. В условиях налаженной в СССР обработки теплофикационной воды корродирующее действие ее на сталь незначительно. Такие компактные стальные панели (строительная глубина 15—25 мм) рекомендуются для водяных теплофикационных систем.

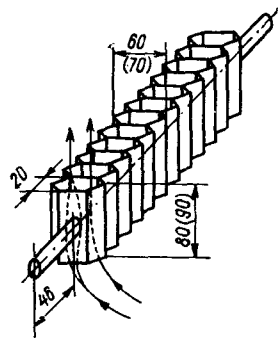


Рис. II.19. Открытый конвектор КП

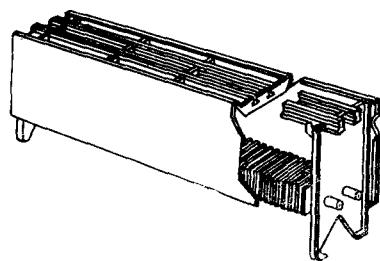


Рис. II.20. Конвектор «Комфорт» в кожухе

М. Н. Татаровым (совместно с автором настоящего раздела) были разработаны и испытаны варианты конструкций (рис. II.17), обеспечивающие возможность увеличения подачи теплоты в помещение без демонтажа существующего отопительного оборудования.

Таблица II.13

Характеристика радиаторов и стальных одиночных панелей

Радиатор	Поверхность нагрева одной секции		Кoeffи- циент пере- счета	Размеры одной секции, мм				Масса секции, кг
	м²	экм		высота		шири- на	глуби- на	
				полная	монтаж- ная			
М-140	0,254	0,31	1,22	582	500	95	140	7,60
М-140-АО	0,287	0,35	1,22	582	500	96	140	8,85
РД-90	0,203	0,28	1,35	582	500	96	90	6,95
РД-26	0,205	0,28	1,34	582	500	100	90	6,87
В-85А	0,176	0,24	1,36	593	50	88	87	5,45
МЗ 500-1	0,640	0,83	1,30	564	500	518	25	7,50
МЗ 500-5	1,920	2,40	1,25			1510		22,60
МЗ 350-1	0,425	0,60	1,40	406	350	518		5,97
МЗ 350-5	1,275	1,78				1510		17,30

Промышленностью уже давно выпускаются чугунные трубы (рис. II.18) с круглыми (или прямоугольными) ребрами и фланцами для присоединения к трубопроводам. Теплоотдача таких труб происходит за счет конвекции (95 %) и лишь в незначительной части излучением. Основным недостатком является трудность очистки их от пыли. Ребристые трубы (табл. II.14) используются лишь для отопления помещений с повышенной влажностью (бани, прачечные), с кратковременным пребыванием людей, а также производственных, в которых отсутствует выделение пыли и допускается применение высокотемпературного теплоносителя.

Широкое распространение, особенно в высотных зданиях, где велики гидростатические давления, находят стальные конвекторы как открытого плинтусного типа (рис. II.19), так и закрытые в кожухе (рис. II.20). В первом использовано коробчатое оребрение из листовой стали ($\delta = 0,5 \div 1,0$ мм), позволяющее увеличить поверхность нагрева, получить прибор со значительной теплоотдачей и небольшой массой (табл. II.15). Наличие сравнительно высокого кожуха во втором типе конвектора (табл. II.16) позволяет интенсифицировать теплоотдачу нагревателя за счет увеличивающейся тяги — скорости v обтекания его воздухом. Если за 100 % принять теплоотдачу при $v = 0,2$ м/с, то при $v = 0,5$ теплоотдача может составить 150 %, при $v = 1,0$ она будет 240 %, при $v = 2,0$ — 370 %. Недостатками конвекторов являются малая лучистая теплоотдача, некоторый перегрев верхней и недогрев нижней зоны помещения.

Для отопления крупнопанельных зданий применяют бетонные панели со встроенными в них нагревательными элементами

Таблица II.15

Поверхность нагрева открытого одиночного конвектора КП, экм

Диаметр трубы, мм	Длина конвектора, м				
	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75
15	0,34	0,46	0,60	0,75	0,86
20	0,43	0,57	0,72	0,89	1,04

Таблица II.14

Показатели чугунных ребристых труб $D/d = 175/70$ (коэффициент пересчета 0,69 экм/м²)

Длина трубы, м	Поверхность нагрева		Масса одной трубы, кг
	м²	экм	
0,5	1	0,69	18,8
0,75	1,5	1,03	28,2
1	2	1,37	37,5
1,5	3	2,07	56,5
2	4	2,76	75,2

из чугуна, алюминия и стальных труб. Такие панели обладают значительным лучеиспусканием. Общая теплоотдача труб, замоноличенных в бетонный массив, повышается за счет увеличения внешней теплоотдающей поверхности. Бетонные панели обычно хорошо вписываются в интерьер помещения, обуславливают снижение расхода металла при устройстве системы отопления по сравнению с чугунными радиаторами. В детских учреждениях применяют невысокие горизонтальные бетонные панели (плинтусы), а в лестничных клетках — горизонтальные, встраиваемые в площадки между маршами. Чаще бетонные панели располагаются под окнами. Нередко при этом обеспе-

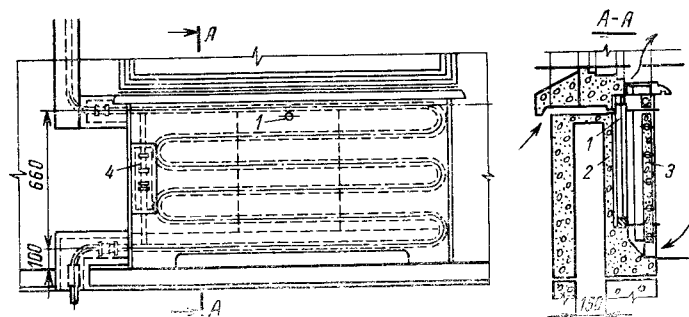


Рис. II.21. Бетонная подоконная панель

1 — воздухозаборный клапан; 2 — приточный щит; 3 — бетонная панель с греющими трубами; 4 — регулировочный край

чивается и нагревание поступающего в помещение свежего наружного воздуха (рис. II.21).

К существенным недостаткам отопительных панелей относятся сложность их ремонта, значительная масса и тепловая инерция, замедляющие остывание и прогревание панелей.

При $\Delta t = 64,5$ К теплоотдача бетонных панелей характеризуется следующими коэффициентами пересчета, экм/м^3 : под-

Таблица II.16

Характеристика конвектора «Комфорт»

Диаметр трубы, мм	Шаг пластин, мм	Поверхность нагрева, экм , при длине конвектора, м			Высота, мм		Глубина, мм
		0,71	1,11	1,51	кожуха	полная	
15	7,5	0,76	1,27	1,70	215	275	62
15	7,5	0,985	1,64	2,30	215	315	124
15	5,0	1,24	2,06	2,87	215	315	124
20	7,5	1,53	2,55	3,57	215	315	124

оконной — 1,10, перегородочной — 1,0 и плинтусной — 0,95. Для снижения теплопотерь через наружную стену за панелью необходимо устраивать изоляцию с $R_0 = 1,7 \div 2,5 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.

6.3. Выбор, установка и расчет поверхности нагревательных приборов

Рекомендуемые типы приборов для различных помещений с водяной или паровой системой отопления приведены в табл. II.17.

Таблица II.17

Данные к выбору нагревательных приборов

Наименование помещений, зданий	Тип приборов	$t_{\text{ср. воды}}$ °C
Жилые, общественно-административные, лечебные, учебные, общественного питания, спортивные, бассейны, аэропорты	Радиаторы, конвекторы и панели	95
Детские ясли и сады	Радиаторы и панели	85
Больницы и родильные дома	Панели	85
Музеи, картинные галереи, читальные залы, книгохранилища	Радиаторы и панели	95
Бани, прачечные, душевые павильоны	Радиаторы и панели	150
Производственные помещения, в которых нет выделения пыли	Радиаторы, ребристые трубы, конвекторы и панели	130
Производственные помещения с выделением взрывоопасной, негорючей или неорганической пыли, негорючих и неподдерживающих горение газов и паров	Радиаторы и панели	110
Вспомогательные и административно-канторские помещения	Радиаторы и конвекторы	95
Бытовые помещения	Радиаторы и ребристые трубы	150

Восходящие от нагревательных приборов, располагаемых под окнами (у мест наибольшего охлаждения), нагретые потоки препятствуют падающим потокам холодного воздуха от наружных окон, дверей и стен. В южных районах, где падение $t_{\text{в}}$ у окон мало, приборы можно располагать нередко и у внутренних стен. Во избежание же конденсации влаги под верхним остеклением, особенно в суровых климатических условиях, целесообразна установка части (до 30 %) нагревательных приборов. Для постоянства $t_{\text{в}}$ по высоте лестничных клеток поверхность приборов в их нижней зоне увеличивают за счет верхней

(табл. II.18). С целью использования стандартных трубных заготовок допускается смещение приборов от осей окон.

Радиаторы, как правило, устанавливают на расстояниях не менее 60 мм от пола и 50 мм от низа подоконных досок. В лечебных помещениях и детских комнатах радиаторы размещают на расстояниях не менее 100 мм от пола и 50 мм от поверхности штукатурки стены. В жилых и общественных зданиях радиаторы иногда устанавливают в нишах. Высота последних должна быть на 100—150 мм больше полной высоты прибора, ширина больше соответствующих размеров прибора на 300 мм и глубина — на 130 или 250 мм (открытая или скрытая прокладка труб).

В помещениях с высококачественной отделкой приборы устанавливают в укрытиях. Однако свесы подоконной доски ухудшают теплоотдачу приборов на 2—5 %. В связи с этим укрытия желательно предусматривать с нижними и верхними отверстиями для циркуляции воздуха у прибора (при этом поправочный коэффициент на снижение теплоотдачи прибора принимается равным 0,90).

Окрашивание приборов в светлые тона уменьшает по сравнению с неокрашенными теплопередачу их лишь на 1—2 %, а при алюминиевой или медной окраске — на 25 %; увеличение теплоотдачи на 3—5 % обеспечивается при окраске приборов в темные тона. Тыльную поверхность прибора следует окрашивать краской малой лучеиспускательной способности, целесообразно на стене устанавливать лист альфоля или теплоизоляции.

Определив вид нагревательного прибора, место и вид его установки в помещении, способ присоединения к трубопроводам, производят его теплотехнический расчет. Задача расчета заключается в вычислении площади поверхности прибора, обеспечивающей передачу расчетного количества тепла от теплоносителя к помещению. Нагретая поверхность прибора должна при этом иметь температуру не выше допустимой по санитарно-гигиеническим требованиям. Иногда задачей расчета при-

Таблица II.18

Распределение тепловой нагрузки в лестничных клетках, %

Общее число этажей в здании	Рассматриваемый этаж						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
2	100	—	—	—	—	—	—
3,4	100	—	—	—	—	—	—
5 (6)	50	25 (20)	15	10 (15)	—	—	—
7	45	20	15	10	10	—	—
8,9	45	25	15	—	10	5	—
10—12	40	25	15	—	10	—	10

бора может быть обеспечение заданного теплового режима и в какой-либо зоне помещения.

Для определения площади теплоотдающей поверхности нагревательного прибора необходимо знать требуемую теплоотдачу его $Q_{н.п.}$. Последняя может быть получена из общей расчетной теплопотери помещения $Q_{п.}$ с учетом тепла, отдаваемого трубопроводами, расположенными в помещении, $Q_{тр.}$:

$$Q_{н.п.} = Q_{п.} - Q_{тр.} \quad (II.37)$$

Величина $Q_{тр.}$ равна суммарной теплоотдаче отдельных участков трубопроводов системы, находящихся в помещении:

$$Q_{тр.} = \sum f_0 l q_0 \beta_{тр.} \quad (II.38)$$

где f_0 — площадь 1 м длины неизолированного участка трубопровода, экм, определяемая в зависимости от диаметра трубы:

Диаметры трубы, мм	15	20	25	32	40	50	76/3	103/4
f_0 , экм	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,3	0,37	0,53

q_0 — теплоотдача с 1 экм отдельных участков трубопроводов, вычисляется по формуле (II.40); $\beta_{тр.}$ — коэффициент, учитывающий положение участка трубы в помещении; принимается для стояков $\beta_{тр.} = 0,5$; для подводов к приборам — 0,9, для магистралей под потолком — 0,25; для магистралей над полом — 0,75.

Теплоноситель, перемещаясь по трубопроводам, даже при открытой и неизолированной прокладке теряет не более 5—8 % тепла, отдаваемого системе в целом. В приближенных расчетах теплоотдачей труб можно пренебречь, если не учитывать при этом и остывание в трубах.

Поверхность нагрева прибора, экм,

$$F = Q_{н.п.}/Q, \quad (II.39)$$

где $Q_{н.п.}$ — расчетная тепловая нагрузка на прибор, Вт; Q — теплоотдача 1 экм прибора при конкретных условиях, Вт.

Если учитывать различные поправки, то

$$Q = 505 \beta_1 \beta_2 \beta_3 \beta_4 \dots \quad (II.40)$$

где 505 — теплоотдача 1 экм при $\Delta t = 64,5$ К, Вт; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4 \dots$ — поправочные коэффициенты.

Число секций (стандартных элементов) в приборе будет

$$n = F/f_c, \quad (II.41)$$

где f_c — поверхность одной секции, экм.

В системах водяного отопления за расчетную среднюю температуру поверхности принимают $t_{ср. пр.} = 0,5(t_r + t_o)$, где t_r и t_o — расчетные температуры подаваемой и охлажденной воды в приборе, °С). В системах парового отопления $t_{ср. пр.}$ выбирают в зависимости от давления пара. При давлении пара $p < 0,07$ МПа температура $t_{ср. пр.} = 100$ °С; при $p > 0,07$ МПа $t_{ср. пр.} = t_{пара}$ при конкретном давлении.

Теплоотдача прибора ощутимо зависит от его типа, разности Δt , расхода теплоносителя и схемы его подачи в прибор, способа установки последнего и т. д. Поправочный коэффициент β_1 , учитывающий зависимость теплоотдачи приборов от Δt , находят из уравнения

$$\beta_1 = \sqrt[n]{\Delta t_i / \Delta t}, \quad (II.42)$$

где Δt_i — фактическая разность температур воды в приборе и окружающего воздуха, К; n — показатель степени, принимаемый для радиаторов равным 3, для гладких и ребристых труб — 4.

Теплоотдача радиаторов значительно возрастет и с увеличением расхода греющей воды. Это изменение учитывается введением поправочного коэффициента β_2 ; при параллельном соединении приборов (расход воды на 1 м² поверхности радиатора менее 35 кг/ч) принимается $\beta_2=1$, при последовательном — $\beta_2=1,1 \div 1,2$ (большее значение — для крупных групп последовательно соединенных приборов, когда расход более 35 кг/ч); при теплоносителе — паре $\beta_2=1,04$.

В радиаторах и регистрах теплоотдача больше с открытой поверхности крайних секций. Поэтому к табличным значениям добавляется поправочный коэффициент β_3 ; при числе секций в радиаторе до 5 коэффициент $\beta_3=1,05$; при 10 ÷ 20 секциях — 0,95; при количестве секций более 20 — 0,90.

При расположении гладких или ребристых труб в несколько рядов по вертикали Δt для верхних снижается (омывающий воздух уже нагрет при соприкосновении с нижними трубами). При двухрядной установке $\beta_3=0,95$, при трехрядной и более $\beta_3=0,85$. Теплоотдача стальных панелей уменьшается при вдвоенной (с откосом от стены) или строенной установке (прозоры между панелями 3—4 см); поправочный коэффициент β_3 соответственно принимается равным 0,9 и 0,75. Такое снижение объясняется взаимным облучением, возникающим между приборами.

Теплоотдача радиаторов и регистров ощутимо зависит от схемы циркуляции в них воды (схемы подачи и отвода воды) и учитывается коэффициентом β_4 . Допустимо приближенно принимать: при подаче воды «сверху вниз» $\beta_4=1,0$; «снизу вниз» $\beta_4=0,9$; «снизу вверх» $\beta_4=0,8$.

При расчете необходимой поверхности нагрева в ряде случаев оказывается необходимым применять уменьшающие поправки на окраску прибора (β_5) и на наличие укрытия (β_6). Об их величинах уже было сказано выше.

Пример 4. Требуется определить число элементов радиатора $M=140$. Расчетная теплотеплота жилого помещения (при $t_n=18^\circ\text{C}$) — 2300 Вт. Температуры воды $t_r=95^\circ\text{C}$ и $t_o=70^\circ\text{C}$. Следовательно, $\Delta t=64,5^\circ\text{C}$. Согласно формуле (II.42), $\beta_1=1$. Если допустить, что в помещении установлено два радиатора параллельно, $\beta_2=1$. Задавались предварительно условием, что в приборе число секций будет в пределах 5 ÷ 10; имеем $\beta_3=1$. Принимая

схему подачи воды к прибору «сверху вниз», имеем $\beta_4=1$. Поскольку радиатор окрашен в светлые тона и установлен открыто, $\beta_5=0,98$ и $\beta_6=1$. По формуле (II.40)

$$Q = 505 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1 = 495 \text{ Вт/экм.}$$

Необходимая поверхность нагрева каждого прибора

$$F = 2300 / (2 \cdot 495) = 2,32 \text{ экм.}$$

Число секций в радиаторе типа $M=140=AO$ (см. табл. II.13).

$$n = 2,32 / 0,35 = 6,7 \text{ (принимается 7).}$$

Вычислив фактическую теплоотдачу прибора, можно определить и его экономичность, пользуясь понятием о теплоснапряженности металла в приборе M , Вт/(кг·К). Этот показатель для сравнения приборов равен их теплоотдаче Q , Вт, отнесенной к 1 кг массы металла прибора при $\Delta t=1^\circ\text{C}$ (для приборов $M=0,15 \div 0,8$):

$$M = Q' / G \Delta t = K_n \cdot n / g, \quad (II.43)$$

где G — общая масса прибора, кг; g — масса прибора, отнесенная к 1 м² его теплоотдающей поверхности, кг/м².

6.4. Трубопроводы.

Запорно-регулирующая арматура

В системах отопления используют неоцинкованные (черные) стальные сварные водогазопроводные трубы (ГОСТ 3262—75) — обыкновенные, усиленные и легкие (в зависимости от толщины стенки). Усиленные толстостенные трубы применяют при скрытой прокладке, легкие — предназначены под сварку или накатку резьбы для их соединения при открытой прокладке, обыкновенные используют при скрытой прокладке труб водяного отопления и в системах парового отопления.

Размер водогазопроводной трубы соответствует условному проходу и обозначается d_y . Водогазопроводная труба с $d_y=20$ мм имеет наружный диаметр 26,8 мм. Ее внутренний диаметр в зависимости от толщины стенки составляет от 20,4 до 21,8 мм.

Стальные электросварные (ГОСТ 10704—76) и бесшовные трубы выпускают со стенками различной толщины. Поэтому в обозначении труб указывают, как правило, наружный диаметр и толщину стенки (например, труба 76×3 мм имеет наружный диаметр 76 мм и толщину стенки 3 мм; ее внутренний диаметр 70 мм). Стальные трубы центрального отопления выдерживают большее гидростатическое давление (не менее 1 МПа, или 10 кгс/см²), чем отопительные приборы и арматура.

Отопительные трубопроводы имеют цилиндрическую резьбу. Конусная, дающая более плотное, но труднее разбираемое соединение, широкого распространения в нашей стране не получила. Трубы диаметром до $d_y \leq 50$ соединяют с помощью

фасонных частей из ковкого чугуна (муфт, тройников, крестовин и т. п.), а трубы большего диаметра — на стальных фланцах (разборное соединение) или впритык, на сварке.

Для уплотнения резьбовых соединений при теплоносителе с температурой до 95°C используется льняная пряжа в суриковой замазке или специальная паста; при теплоносителе — паре или перегретой воде применяется асбестовый шнур, промазанный в графите. Прокладками между фланцами при $t_r = 95^\circ\text{C}$ обычно служат тряпичный картон, проваренный в олифе, и паронит, промазанный графитовым порошком (при теплоносителе — паре или перегретой воде).

Для уменьшения потерь тепла в неотапливаемом подвале, в подпольных каналах, на чердаке трубопроводы и арматуру изолируют. В качестве теплоизоляции ($\delta = 40 \div 60$ мм) используют различные мастики, минеральную вату и другие утеплители ($\lambda \leq 0,10$ Вт/м·К).

Мастичная изоляция — смесь асбеста или других волокнистых материалов с вяжущими веществами — наносится на горячую трубу густой массой, затворенной на воде. Изоляция из диатомита, пеностекла, пенобетона, минеральной ваты изготавливается в виде сегментов, скорлуп, плит и матов, накладываемых на поверхность с последующим нанесением на них защитного слоя (рис. II.22).

Засыпная изоляция размещается в пространстве между трубой и стенкой канала или футляра. Основные используемые засыпки: при $t < 100^\circ\text{C}$ — инфузорная земля, очесы шерстяного и бумажного производства; при более высоких температурах — асбест, асбозурит и др. КПД изоляции составляет 0,6—0,8 при толщине слоя 40—60 мм (мастичная изоляция) на трубах с $d_y \leq 150$ мм.

Обычно принимается открытая прокладка отопительных трубопроводов. В помещениях с отделкой повышенного качества делают скрытую прокладку в стеновых бороздах глубиной больше 65 мм или в подпольных каналах. Размеры каналов зависят от числа и диаметра труб, их ширина 400—600 мм (больше при 2 трубах по горизонтали); высота зависит от уклона труб, она составляет 300—600 мм (больше при двух трубах по вертикали).

Трубы должны свободно перемещаться при изменении температуры теплоносителя. К стенам и перекрытиям они крепятся с помощью крючьев, хомутов, кронштейнов, подвесок, дюбелей (рис. II.23), под пристрелку — строительно-монтажным пистолетом (СМП). Крепления для горизонтальных участков устанавливают на расстояниях: для неизолированных труб с $d_y \approx 50$ мм — $2,5 \div 5$ м, $d_y = 70 \div 100$ мм — 6 м; $d_y = 125 \div 150$ мм — $7 \div 8$ м; для изолированных труб с $d_y = 50$ мм — $1,5 \div 3$ м; $d_y = 70 \div 100$ мм — $4 \div 4,5$ м; $d_y = 125 \div 150$ мм — $5 \div 6$ м. Вертикальные трубопроводы крепятся через 3 м (одно крепле-

ние на этаж) при высоте этажа до 4 м; при горизонтальной прокладке расстояние между креплениями должно быть не менее 2 м. В местах прохода через ограждения трубы заключаются в металлические гильзы (температурное перемещение труб без повреждения стены, перегородки, перекрытия).

В качестве запорно-регулирующих устройств при теплоносителе — горячей воде с $t < 100^\circ\text{C}$ применяют пробочные, трех-

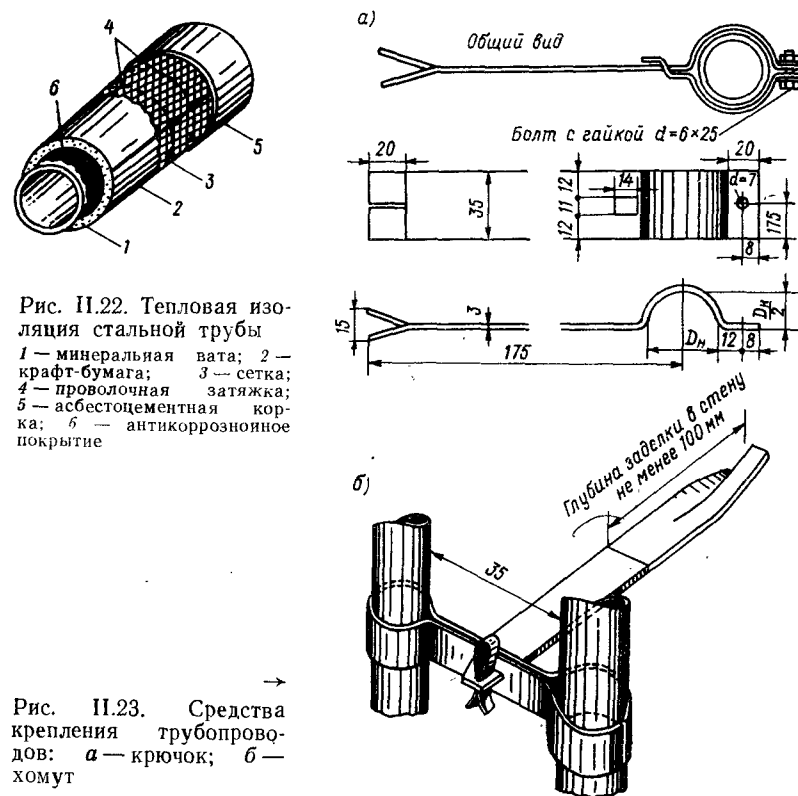


Рис. II.22. Тепловая изоляция стальной трубы
1 — минеральная вата; 2 — крафт-бумага; 3 — сетка; 4 — проволочная затяжка; 5 — асбестоцементная корка; 6 — антикоррозийное покрытие

Рис. II.23. Средства крепления трубопроводов: а — крючок; б — хомут

ходовые и другие краны, дроссель-клапаны, вентили (с прямой и косой осью), а также (при $d_y \geq 50$) задвижки (рис. II.24); при перегретой воде и паре — только вентили. В этом случае прижимные части пришлифовываются. При теплоносителе — воде с $t \leq 100^\circ\text{C}$ ограничиваются прокладкой в вентиле фибры или клингерита.

Регулирование расхода теплоносителя через приборы производят обычно по принципу двойного регулирования: пускового — монтажного (слесарем) и потребительского — эксплуатационного (населением). На рис. II.24, в показан двухходовой кран двойной регулировки у нагревательных приборов.

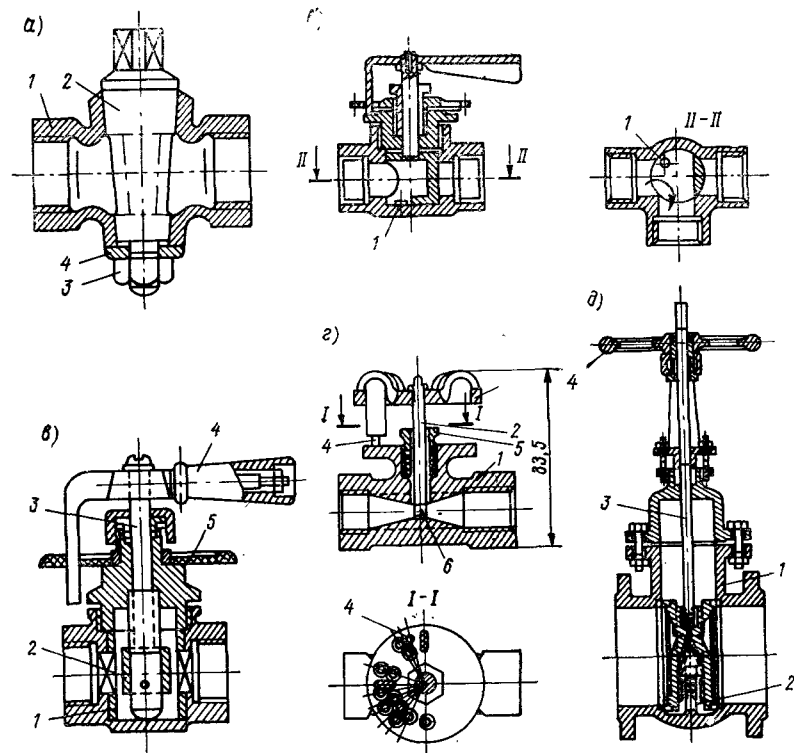


Рис. II.24. Виды запорно-регулирующей арматуры для трубопроводов

а — пробочный кран: 1 — корпус, 2 — конусная пробка; 3 — натяжная гайка; 4 — шайба; б — трехходовой кран: 1 — ограничитель хода; в — кран двойной регулировки: 1 — открытый с торца цилиндр; 2 — вырезы в цилиндре; 3 — ось; 4 — рукоятка; 5 — розетка; г — дроссельный кран: 1 — корпус; 2 — ось; 3 — маховик; 4 — стопор для фиксирования положения круглого диска в проходном сечении крана; 5 — сальниковая гайка; д — задвижка: 1 — корпус; 2 — параллельные диски для плотного прищипывания к латунным кольцам, запрессованным в корпус; 3 — ось; 4 — маховик

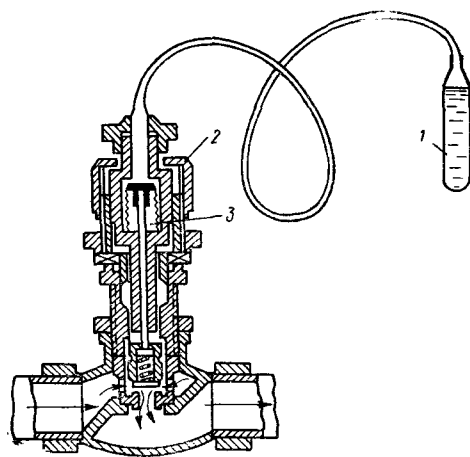


Рис. II.25. Автоматический терморегулятор прямого действия

1 — термобаллон; 2 — настроечное устройство; 3 — сильфон

Вращением оси слесарь-наладчик фиксирует открытое положение вырезов в цилиндре на определенной высоте для пропуска устанавливаемого на участке количества воды (первая регулировка — пусковая, или монтажная). При второй регулировке (потребительской) поворотом рукоятки крана (двухпозиционно в крайних пределах — «открыто», «закрыто») изменяют проходное сечение выреза, оставленного после первой.

У паровых нагревательных приборов устанавливают не один (как при водяном отоплении), а два устройства: на паропроводе — регулирующий подачу пара, — паровой вентиль (лучше двойной регулировки), на конденсатопроводе — также

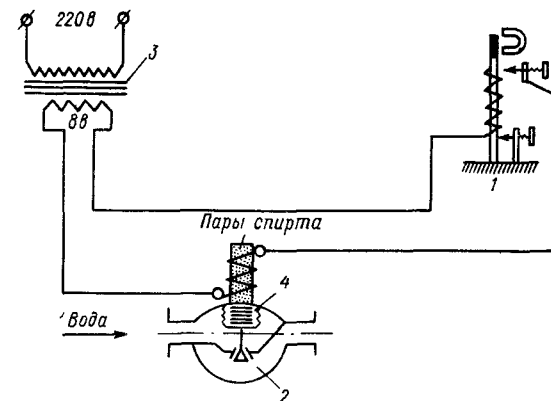


Рис. II.26. Схема автоматического регулятора косвенного действия

1 — термореле; 2 — клапан; 3 — трансформатор; 4 — сильфон

паровой вентиль (при давлении выше 0,07 МПа) или тройник с пробкой (при давлении ниже 0,07 МПа). Арматура на конденсатопроводе служит для обеспечения конденсации пара в приборе.

Более совершенной (главным образом для экономии тепла), но и более сложной и дорогой является автоматическая арматура, чаще работающая по двухпозиционному принципу («Открыто», «Закрыто»). Дополнительными деталями ее являются датчик, получающий импульс при изменении температуры воздуха в помещении, а также устройства для передачи импульса к исполнительный части.

На рис. II.25 показан регулятор прямого действия. Он состоит из термобаллона, заполненного легко расширяющейся жидкостью, настроечного устройства (точность 0,5 К) и сильфона (полая гофрированная коробка). При повышении температуры в помещении объем жидкости в термобаллоне увеличивается: сильфон и связанная с ним ось клапана, перемещаясь вниз, закрывают проходное сечение клапана на трубопроводе к нагревательному прибору.

Схема электрического регулятора косвенного действия приведена на рис. II.26. Терморегулятор состоит из термореле (два

разнородных металла), клапана и трансформатора, понижающего напряжение до 6—8 В для безопасности и меньшего пригорания контактов. Управление клапаном осуществляется сильфоном с легко расширяющейся жидкостью (спирт и т. п.). При понижении t_b биметаллическая пластинка изгибается вправо и, замыкая реле, создает электрическую цепь. Нагреваются обмотки сильфона. В результате в нем увеличивается давление паров жидкости, сильфон расширяется и открывает проход воды через клапан.

Необходимость регулирования работы системы отопления, теплоотдачи нагревательных приборов в течение отопительного периода вызывается изменением теплопотерь помещений, бытовых и технологических теплоступлений.

ГЛАВА 7

СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

7.1. Классификация систем водяного отопления

Колба (рис. II.27) заполнена водой до уровня $I—I$, открыта сверху и нагревается снизу. При нагревании вода расширяется. Увеличение объема воды вызывает повышение ее уровня до отметки $II—II$. Нагревшиеся частицы воды поднимаются вверх в левой части колбы, место их занимают холодные (тяжелые) частицы, притекающие из правой. Возникает гравитационная («gravitas» — вес) циркуляция в результате разности плотностей холодной и горячей воды. Если бы в кольцевую колбу удалось встроить и включить дополнительный побудитель — насос, то циркуляция бы усилилась.

Нагревание воды сопровождается выделением из нее кислорода и углекислоты. Если бы они не удалялись в атмосферу через открытую часть колбы, то, всплывая, создавали бы в ее верхней части газовоздушную пробку, препятствующую циркуляции воды; в колбе из стали в этом случае образовывалась бы водная закись железа — ржавчина, которая уменьшала бы сечение колбы и толщину ее стенок, снижала долговечность работы прибора.

Колба с водой — прообраз водяной системы отопления: открытая часть колбы (для удаления воздушных скоплений и компенсации прироста воды при нагревании) — расширительный бак, спиртовая горелка — котельная, круговая часть — коммуникация труб и нагревательных приборов.

Схема простейшей системы гравитационного водяного отопления представлена на рис. II.28. Вода в котле нагревается от t_0 до t_r ; в отопительном приборе охлаждается от t_r до t_0 .

Изменяется и плотность воды ρ в среднем на $0,6 \text{ кг/м}^3$ на 1°C :

$t, ^\circ \text{C}$	150	140	130	120	110	100	95	90	85	80	75	70	65
$\rho, \text{ кг/м}^3$	917	926	935	943	951	957	962	965	969	972	975	978	980

Пренебрегая охлаждением воды в трубах, рассмотрим гидравлические гравитационные давления, действующие справа и слева на сечение $A—B$ (рис. II.28). Давление, или пло-

Рис. II.27. Прообраз гравитационной водяной системы отопления

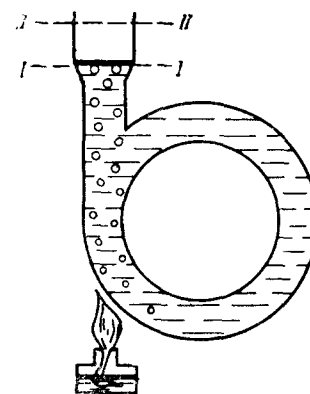
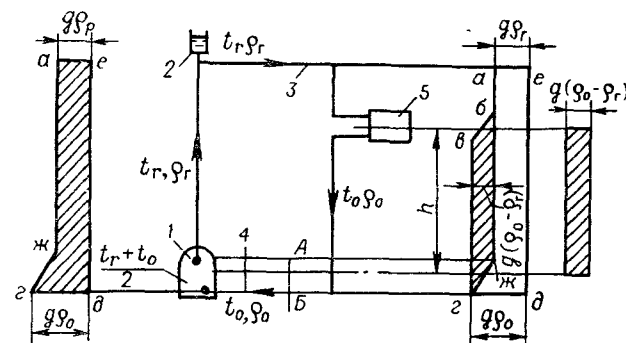


Рис. II.28. Схема простейшей системы отопления
1 — котел; 2 — расширительный бак; 3 — магистраль горячей воды; 4 — то же, охлажденной; 5 — нагревательный прибор



щадь $a, б, в, г, д, е$, справа больше чем $a, ж, з, д, е$ слева. Это обосновывает обозначенное на рисунке направление циркуляции (см. стрелки). Разность давлений P , действующих на обеих сторонах сечения $A—B$, — располагаемое гравитационное давление, расходуемое на преодоление сопротивлений при движении воды в системе. Графически эту разность можно представить заштрихованной площадью трапеции $б, в, г, ж$ или равной площадью прямоугольника.

$$P = hg(\rho_0 - \rho_r). \quad (\text{II.44})$$

Пример 5. Вычислить величину гравитационного давления в системе, представленной на рис. II.28, если $t_r=95^\circ\text{C}$; $t_o=70^\circ\text{C}$, а разница отметок между серединами нагревательного прибора и котла — $h=2,5$ м. В соответствии с t_r и t_o имеем $\rho_r=962$ кг/м³; $\rho_o=978$ кг/м³. По формуле (II.44)

$$P=2,5 \cdot 9,81 (978-962) = 2,5 \cdot 9,81 \cdot 16 = 592 \text{ Па.}$$

Системы водяного отопления классифицируются по: способу побуждения циркуляции (гравитационные или насосные), виду прокладки трубопроводов в помещениях (вертикальные или горизонтальные), способу подачи теплоносителя к нагревательным приборам (двухтрубные или однотрубные как с параллельным, так и последовательным присоединением нагревательных приборов, к трубопроводам), расположению

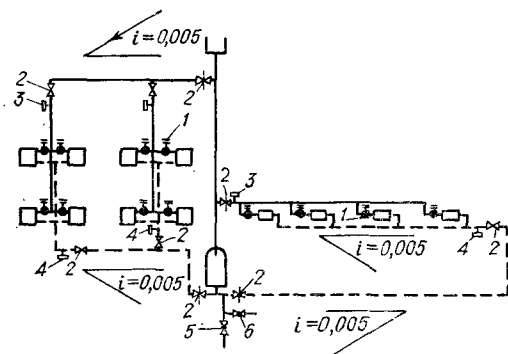


Рис. II.29. Схема гравитационной двухтрубной системы отопления

1 — кран двойной регулировки или вентиль; 2 — пробочный кран или задвижка для регулирования или отключения отдельных частей системы (стояков, веток); 3 и 4 — тройники с вывертываемой пробкой; 5 — участок трубопровода с вентилем или задвижкой для наполнения системы из водопровода; 6 — то же для опорожнения системы

магистралей в здании (с верхней и нижней прокладкой горячей магистрали); компоновке циркуляционных колец (тупиковые и попутные).

На рис. II.29 приведена схема двухтрубной системы отопления, обслуживающей здание различной высоты. Левая ее часть, как пример, — вертикальная схема с верхней разводкой горячей магистрали, магистраль охлажденной воды располагается над полом (или в каналах) или в подвале; правая — горизонтальная схема с поэтажной разводкой под окнами. В двухтрубных системах трубопроводы горячей (сплошная линия) и охлажденной (пунктир) воды отдельные. Тройники с пробкой применяются для самостоятельного опорожнения (при ремонте или промывке) стояков или поэтажных веток, отключаемых кранами или вентилями от системы. Вывинчивая пробки из тройников, убыстряют их опорожнение и удаление загрязнений.

На рис. II.30 представлена схема двухтрубной вертикальной системы с нижней прокладкой магистралей: правая часть — с воздухопроводом ($d_v=15$ мм) под потолком верхнего этажа. Из воздухопровода по мере накопления воздух будет выдавливаться в атмосферу через расширительный бак. Воздушный затвор исключает ненужную циркуляцию воды по

Рис. II.30. Схема двухтрубной системы отопления с нижней прокладкой магистралей

1 — воздухопровод; 2 — воздушный затвор; 3 — воздуховыпускные шурупы; 4 — расширительный бак

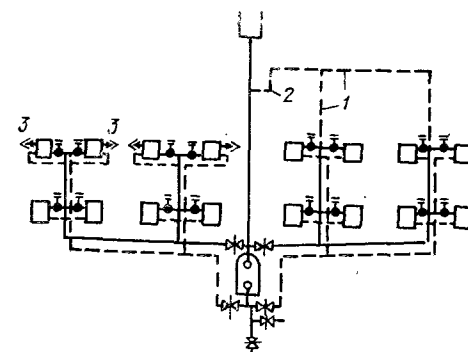
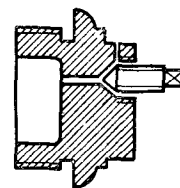


Рис. II.31. Радиаторная пробка с воздуховыпускным шурупом

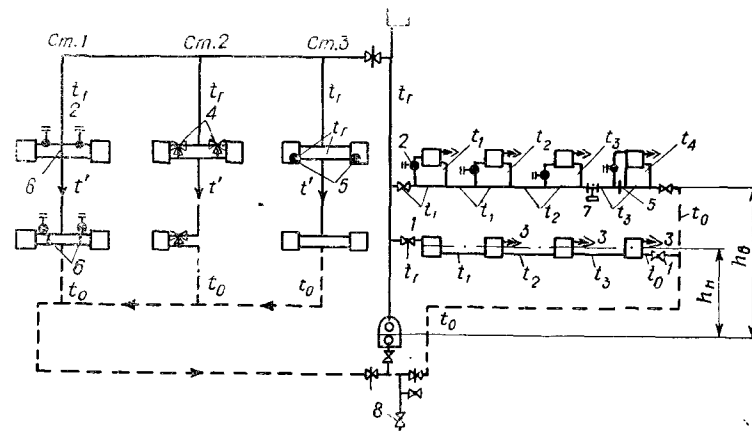


Рис. II.32. Варианты компоновки схемы насосно-водяной однотрубной системы

1 — запорно-регулирующий кран или вентиль; 2 — кран двойной регулировки; 3 — воздуховыпускной шуруп; 4 — трехходовой кран; 5 — межсекционный регулятор; 6 — короткозамыкающий участок (к. з. у.); 7 — тройник с пробкой; 8 — циркуляционный насос

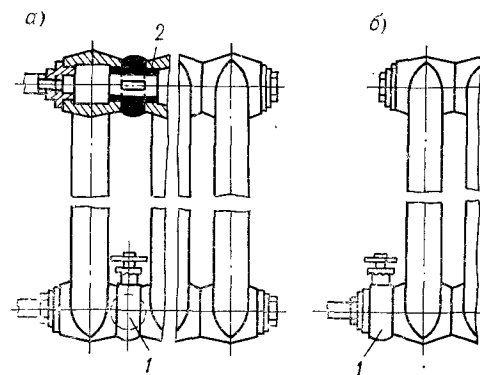


Рис. II.33. Варианты установки радиаторного дроссель-клапана двойной регулировки

а — между секциями; б — у секции; 1 — дроссель-клапан ДКН; 2 — вентиль с кольцом

воздухопроводу. В левой более простой для монтажа части использованы простейшие воздуховыпускные шурупы (рис. II.30). Местное обезвоздушивание путем частичного вывинчивания шурупов производится при пуске системы (наполнении ее или опорожнении). В эксплуатации при охлаждении воды в радиаторах и повышении при этом ее способности поглощать из них воздух к местному обезвоздушиванию, обычно не прибегают.

Основное достоинство двухтрубной системы — поступление воды с наивысшей температурой t_r к каждому нагревательному прибору (экономичность поверхности нагрева), недостаток — значительный расход труб и фасонных частей, усложнение монтажа.

На рис. II.32 показана схема более простой при монтаже однотрубной системы с условно введенными в нее различными этаже-узлами стояков. Все три стояка левой части присоединены по попутной схеме прокладки магистралей (см. стрелки), создающей одинаковые по сопротивлению циркуляционные кольца через любой стояк; при тупиковой схеме (см. стояки на рис. II.29 и II.30) — кольца со встречным течением воды в магистральных.

В однотрубной системе вода с наивысшей температурой t_r поступает лишь в первые по ходу движения этаже-узлы левой вертикальной части системы или в первые приборы горизонтальных веток правой части. В остальные вода поступает с более низкой температурой.

Для всех стояков $t_r > t' > t_0$, для последовательно соединенных приборов горизонтальных веток $t_r > t_1 > t_2 > t_3 > t_0$. Верхний этаже-узел стояка I (рис. II.32) имеет один, служащий продолжением стояка (соосный) трубный обходной участок (замыкающий участок — з. у). В основном в зависимости от соотношения диаметров труб замыкающего участка и подводки в приборы узла затекания соответствующая доля $G_{пр}$ воды, перемещаемой по стояку $G_{ст}$, кг/ч:

$$G_{пр} = \alpha G_{ст}, \quad (II.45)$$

характеризуемая коэффициентом затекания α :

$$\alpha = G_{пр}/G_{ст}. \quad (II.46)$$

Для верхнего этаже-узла стояка I коэффициент $\alpha = 0,15 \div 0,4$. В нижнем этаже-узле Ст. I путь движения воды через смещенные з.у, более сложный, характеризуемый большим сопротивлением. Вследствие этого меньше воды проходит по замыкающим участкам и несколько больше через приборы. В Ст. 2 (предложение П. Л. Давидсона и Л. Д. Пивника) с помощью трехходовых кранов добиваются более полного прикрытия сечения з.у, направляя в приборы всю массу греющей воды стояка. Схемы Ст. 2 и Ст. 3 обуславливают по сравнению со Ст. I повышение $t_{ср.пр}$ и, следовательно, снижение массы при-

боров до величины, примерно отвечающей двухтрубной схеме. Наиболее экономичны этаже-узлы Ст. 3. В них снижена общая длина трубопроводов, уменьшено число соединений (нередко подтекающих), что особенно важно при скрытой прокладке труб.

В Ст. 3 монтаж верхнего этаже-узла (предложение автора) существенно упрощен за счет отказа от устройства трубных з.у в пользу обходной радиаторной секции и уменьшения числа перерезов и нарезки труб (рис. II.33, а). Сравнительно большое сечение колонок радиаторных секций делает практически независимым регулирование соседних в этаже-узле радиаторов, не отражается на общем сопротивлении стояков. Регулятором является межсекционный дроссель-клапан ДГИ, обладающий хорошей запорно-регулирующей способностью.

В однотрубных этаже-узлах с обходными трубными участками и несколько больше в узлах с обходными секциями наблюдается прогреваемость приборов в пределах $15 \div 45\%$ даже при закрытии проходного сечения регулятора. Это объясняется теплоотдачей трубного з.у или крайней радиаторной секции, а также встречной циркуляцией воды в верхнем ниппельном ряду радиатора, к которому присоединена неперекрываемая подводка. Эта остаточная теплоотдача относительно невелика при большой теплопотере углового, верхнего или нижнего помещений, поскольку в них устанавливаются радиаторы с большим числом секций. Для средних и малых помещений применение клапана ДГИ целесообразно и непосредственно у радиатора (рис. II.33, б) при сохранении смещенных трубных участков (см. рис. II.32; нижний левый радиатор Ст. I).

Об экономичности устройства наиболее характерных типов стояков для одинаковых исходных условий можно судить по данным табл. II.19. Практически для вертикальных систем оказалось весьма выгодным устройство стояков (не далее чем в 0,8 м от окон) с односторонним расположением у них радиаторов*.

Возникающие в однотрубных стояках (рис. II.32) гравитационные давления представлены графически на рис. II.34. Разность гравитационных давлений $p_{ст.з}$ Па, действующих в кольце Ст. 3 (площадь заштрихованных прямоугольников), является действующим гравитационным давлением:

$$p_{ст.з} = h_{III}g(\rho' - \rho_r) + h_{IV}. \quad (II.47)$$

Суммирование гравитационных давлений, возникающих при охлаждении воды в каждом приборе, объясняется наличием единого для них циркуляционного кольца, в которое и передаются эти давления.

* В. М. Гусев и Д. И. Вольфсон «Экономичность одностороннего расположения радиаторов у стояков», Бюллетень Ленпроекта, 1959 г., № 1.

Таблица II.19

Экономические показатели устройства стояков

Наименование стояка с двусторонним расположением нагревательных приборов	Число этажей	Стоимость, %		Масса материалов, %	
		общая	рабочей силы	радиаторов	труб
Двухтрубный	2	113	121	100	140
	4	114	121	100	143
	6	115	122	100	143
	8	116	122	100	140
	10	118	123	100	143
Однотрубный с соосными к.з.у.	2	115	101	111	112
	4	114	102	111	108
	6	113	104	111	106
	8	113	104	111	105
	10	114	109	111	106
Однотрубный с трехходовыми кранами	2	109	113	100	112
	4	110	113	100	117
	6	112	114	100	118
	8	114	115	100	118
	10	114	116	100	121
Однотрубный с обходными радиаторными секциями	2	100	100	100	100
	4	100	100	100	100
	6	100	100	100	100
	8	100	100	100	100
	10	100	100	100	100

Примечания. 1. Показатели стояков со смещенными з.у. схожи с показателями стояка с трехходовыми кранами, но в первых расход радиаторов несколько больший. 2. Табличные данные получены автором раздела для резьбовых соединений. 3. При электросварке показатели еще более экономичны, особенно для *Ст. 3* (см. рис. II.33).

В правой части рис. II.32 показана система с разводкой горизонтальных однотрубных веток над междуэтажными перекрытиями. Устройство горизонтальных систем позволяет значительно сократить длину изолированных магистралей (по чердаку, подвалу или подполью) и количество отверстий в перекрытиях, одновременно улучшая внешний вид системы.

Нижняя ветка — с последовательным соединением приборов и групповой регулировкой расхода воды в них, а следовательно, и теплоотдачи. Такая наиболее простая в монтаже ветка целесообразна для отопления помещений с несколькими расположенными в них отопительными приборами. Расходы металла на эту систему и на некоторые вертикальные системы для типового 4-этажного здания объемом 15 тыс. м³ приведены в табл. II.20.

Верхняя ветка — однотрубная с горизонтальными з.у. К этой ветке условно присоединены трубные узлы четырех характерных вариантов I, II, III, IV с радиаторами. Каждый из них допускает индивидуальную регулировку теплоотдачи. Однако узлы I, II, IV имеют коэффициент затекания $\alpha < 1$, так как через их радиаторы перемещается не все количество воды,

транспортируемое по ветке (см. выражение II.46). Это обуславливает некоторый перерасход поверхности нагрева. Коэффициент $\alpha = 1$ обеспечивает узел III, однако большим его недостатком является эксплуатационная трудность полного опорожнения или наполнения системы, требующая открытия всех многочисленных трехходовых кранов у приборов.

Вариант узла IV характерен односторонним присоединением подводки к прибору, устраняющим надобность в заготовке з.у. разной длины, в зависимости от числа стандартных элементов в приборе. Для увеличения коэффициента затекания в при-

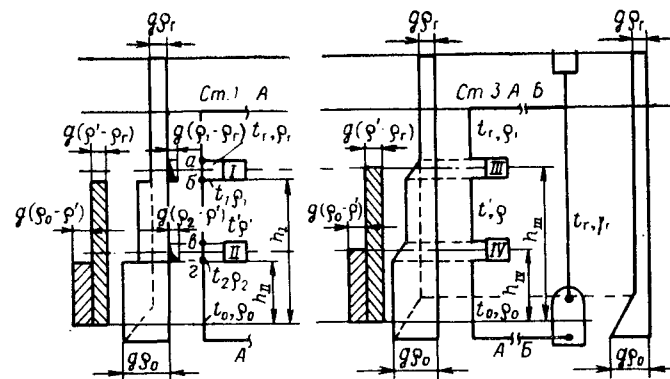


Рис. II.34. Гравитационные давления в стояках однотрубной системы

боре в узле IV предусматриваются дроссель-шайба с нижним эксцентрично расположенным отверстием или специальные инерционно-эжекционные устройства. Такое же (рис. II.32) гравитационное давление (трехходовые краны также полностью открыты, перекрыты з.у.) в *Ст. 2*:

$$P_{Ст.2} = P_{Ст.3}$$

Таблица II.20

Расход металла на устройство трубопроводов систем водяного отопления

Элементы системы	Масса металла, кг, на 1 м ³ здания для систем			
	вертикальной двухтрубной с верхней разводкой	с нижней разводкой	вертикальной с верхней разводкой, однотрубной с соосным з.у.	горизонтальной с последовательным соединением радиаторов
Магистраль по чердаку и подвалу	0,18	0,17	0,19	0,07
Стояки и подводки к радиаторам	0,27	0,25	0,19	0,11

В верхнем этаже-узле Ст. 1 — три кольца циркуляции (через левый или правый прибор, или через соосный з.у), в нижнем этаже-узле — четыре кольца (два — через приборы; два — через левый или правый смещенные з.у). Часть гравитационного давления (зачерненные площади треугольников) тратится на циркуляцию в малых параллельных полукольцах циркуляции $a-I-b$, а также $b-II-g$ через приборы; часть расходуется по прямому пути в стояке через з.у. Давления, возникающие и используемые в малых полукольцах:

верхнего прибора

$$p'_I = g(\rho_1 - \rho_r)(h_{пр}/2), \quad (II.48)$$

нижнего прибора

$$p_{II} = g(\rho_2 - \rho')(h_{пр}/2); \quad (II.49)$$

здесь $h_{пр}$ — высота прибора, м.

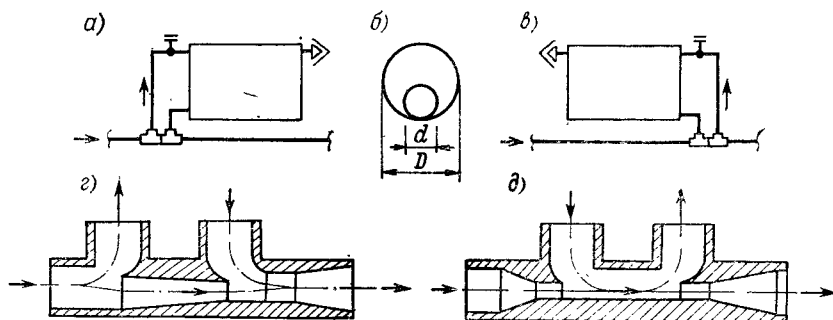


Рис. II.35. Узлы и детали присоединения отопительных приборов с инерционно-эжектирующими устройствами плавного профиля или дроссель-шайбой: а — узел с повышенным коэффициентом затекания; б — дроссель-шайба с эксцентрическим расположением отверстия; в — узел для местного понижения температуры теплоносителя; г — устройство по схеме «затекание-эжекция»; д — то же, по схеме «эжекция-затекание».

Гравитационное давление, передающееся непосредственно на Ст. 1 (прикладывается к стояку в точках б, г):

$$|p_{Cm.I} = h_{II}g(\rho'_I - \rho_r) + h_{II}g(\rho_0 - \rho'_I); \quad (II.50)$$

$$p_{Cm.I} < p_{Cm.3}, \text{ так как } h_{III} > h_I \text{ и } h_{IV} > h_I.$$

Давление в кольце, возникающее в нижней поэтажной ветке (рис. II.32),

$$p_{II} = h_{II}g(\rho_1 - \rho_r) + h_{II}g(\rho_2 - \rho_1) + h_{II}g(\rho_3 - \rho_2) + h_{II}g(\rho_0 - \rho_3) = h_{II}g(\rho_0 - \rho_r). \quad (II.51)$$

* Подробные данные о разработке и исследовании вариантов узла IV с дроссель-шайбами и инерционно-эжектирующими тройниками приведены в статьях В. М. Гусева, Ф. Ринаса, Ю. И. Новикова (Сборники трудов ЛИСи, 1974—1977 гг.).

В верхней ветке часть давления расходуется в малых полукольцах через приборы, остальная — непосредственно в кольце, включающем горизонтальную ветку и все ее з.у.

Давление p_i , возникающее и расходуемое в малом полукольце через приборы узлов I, II, III, IV,

$$p_i = (h_{пр}/2 + h_b)g(\rho_i - \rho_{i-1}), \quad (II.52)$$

где $h_{пр}$ и h_b — строительная высота прибора и разность отметок осей присоединения прибора и ветки, м; ρ_i и ρ_{i-1} — плотность воды, выходящей и входящей в прибор, кг/м³.

Располагаемое давление в кольце, возникающее в верхней горизонтальной ветке, если принять, что каждый прибор имеет постоянно действующий горизонтальный з.у,

$$p_b = h_{bg}(\rho_i - \rho_r) + h_{bg}(\rho_1 - \rho_i) + h_{bg}(\rho_2 - \rho_1) + h_{bg}(\rho_0 - \rho_2) = h_{bg}(\rho_0 - \rho_r). \quad (II.53)$$

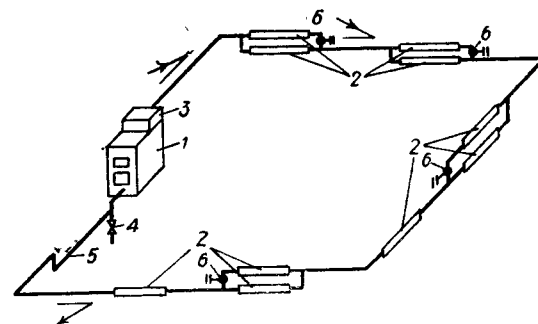


Рис. II.36. Схема с последовательным соединением нагревательных приборов из гладких (или ребристых) труб

В пригородных и сельскохозяйственных зданиях возможны системы водяного отопления с гравитационной циркуляцией, в которых котел нередко располагается на одном уровне с нагревательными приборами. Гравитационное давление в таких системах очень невелико, всего 20÷30 Па, или 2÷3 кгс/см², и возникает лишь за счет охлаждения воды в трубах, расположенных выше котла; циркуляция неустойчива из-за переменного переохлаждения в нижних точках системы, уменьшения теплоотдачи верхних. Для центрального гравитационного отопления указанных зданий при незаглубленном котле целесообразна система, изображенная на рис. II.36.

Для современных многоэтажных зданий с совмещенной кровлей рациональны системы с П-образными стояками. Эти системы предусматривают попарное присоединение к магистрали двух стояков с восходящим и падающим потоками воды (рис. II.37 а, б) или даже целого ряда таких пар стояков (рис. II.37, в) при условии закрытия проходного сечения крана или вентиля*. Первая система — с двумя нижними магистралями, вторая и третья допускают весьма экономичную прокладку

* Авторское свидетельство № 136878 В. М. Гусева на изобретение системы, 1961 г.

лишь одной магистрали (в подвале, подполье или даже над полом 1 этажа).

Первые две системы отвечают режимам с обычным располагаемым давлением. Постановка в точках *m* и *n* регулирующих тройников с лопаткой (рис. II.38) существенно увеличивает количество воды, затекающей в П-образные стояки, расход приборов при этом уменьшается. Указанные регулирующие

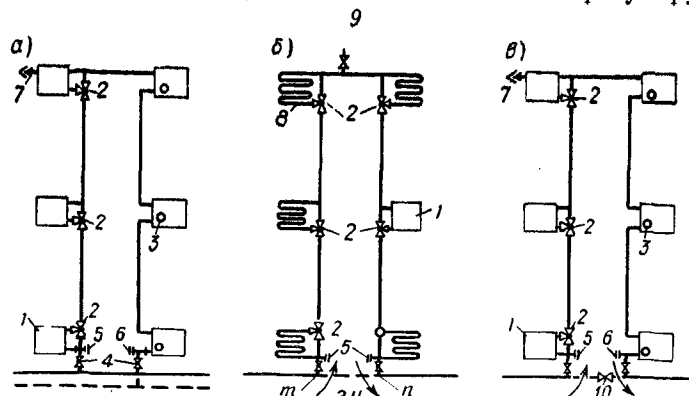


Рис. II.37. Варианты схем с П-образными стояками

1 — радиатор; 2 — трехходовой кран; 3 — межсекционный дроссель-клапан двойной регулировки; 4 — пробочный кран или вентиль; 5 и 6 — крестовины или тройники с пробкой; 7 — воздушный шурп; 8 — змеевик или панель со змеевиком; 9 — воздушный край или вентиль (открывается при опорожнении ветки); 10 — вентиль

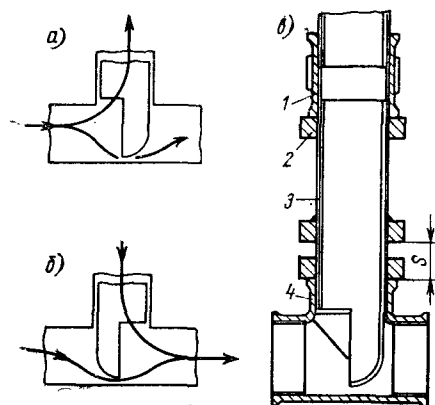


Рис. II.38. Установка регулируемых тройников на единой магистрали с П-образными стояками

а — схема для тройника в точке *n* (см. рис. II.37); б — то же, в точке *m*; в — конструкция регулируемого тройника: 1, 2, 4 — стандартные газовые муфты; контргайка в тройник; 3 — плавно поднимаемая и опускаемая лопатка

тройники допускают полное перекрытие сечения стояка, не нарушая произведенную при пуске системы монтажную регулировку. Система, представленная на рис. II.37, в, позволяет использовать значительные располагаемые давления, имеющиеся у теплофикационных вводов. В этой системе резко сокращено число циркуляционных колец, требующих увязки давлений. Это улучшает эксплуатацию системы, упрощает ее расчет.

Вода, подаваемая в радиаторы снизу (стояки с восходящим потоком), поднимается в центре их колонок. К наружным же поверхностям последних прилегают падающие охлажденные

потоки воды («фонтанная циркуляция»). Это позволяет непосредственно использовать в системах воду значительной температуры, подобрав ее температуру и количество так, чтобы температура на поверхности приборов не превышала гигиенических норм.

Для уяснения вопросов циркуляции и гравитационного давления, возникающих в указанном П-образном стояке, необходимо учитывать, что «всякая точка охлаждения (отопительный прибор), лежащая выше точки нагрева (котел или теплофикационный ввод в систему), дает положительное гравитационное

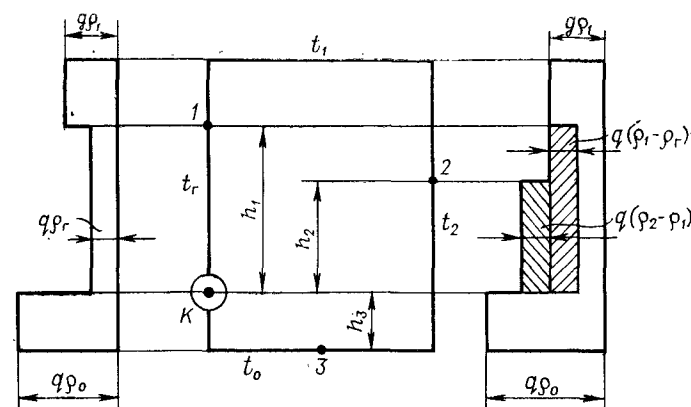


Рис. II.39. Располагаемое давление в гравитационной системе
1, 2, 3 — точки охлаждения; K — точка нагрева

давление» и, наоборот, «точка охлаждения, расположенная ниже точки нагрева, — отрицательное гравитационное давление, тормозящее циркуляцию в кольце». В общем случае

$$p_{гр} = \pm g \sum h_i (\rho_i - \rho_{i-1}). \quad (II.54)$$

В конкретном случае (контур на рис. II.39).

$$p_{гр} = p_{гр1} + p_{гр2} - p_{гр3} = gh_1 (\rho_1 - \rho_r) + gh_2 (\rho_2 - \rho_1) - gh_3 (\rho_0 - \rho_2).$$

Следует указать, что, если $(p_{гр1} + p_{гр2}) > p_{гр3}$, то направление циркуляции для кольца будет, как обычно, по часовой стрелке; если же $(p_{гр1} + p_{гр2}) \leq p_{гр3}$, то циркуляции вообще нет.

Для П-образного стояка гравитационное давление практически достаточно точно определяется по формуле

$$p_{гр} = 0,5 gh_{см} (\rho_0 - \rho_r), \quad (II.55)$$

где $h_{см}$ — полная высота от магистрали до верха прибора последнего этажа, м; ρ_r , ρ_0 — плотность воды, подаваемой и отводимой от стояка, кг/м³.

Для однетрубных систем характерна неодинаковость средних температур приборов. Даже при равных тепловых нагрузках поверхности их неодинаковы.

Покомнатная одинаковость общей расчетной средней температуры для приборов достаточно приближенно достигается в бифилярной (двухнитовой) системе. Однако такая система требует устройства двух стояков, т. е. для каждого прибора (рис. II.40), состоящего из двух самостоятельных половин: одна половина питается горячей водой $t_{r,i}$, другая — охлажден-

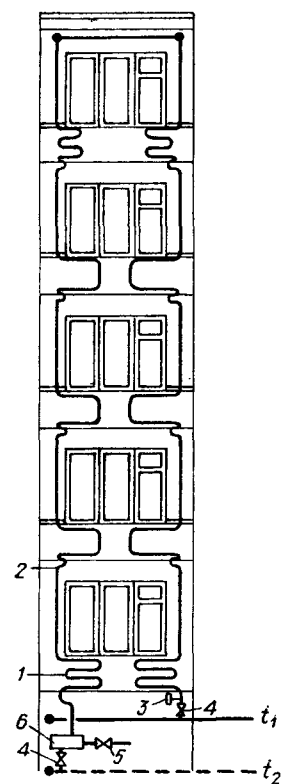


Рис. II.40. Характерный фрагмент бифилярной системы

1 — нагревательный элемент; 2 — монтажный стык двух нагревательных элементов; 3 — тройник с пробкой для спуска воды; 4 — запорный вентиль; 5 — кран для выпуска воздуха и промывки шайбы; 6 — дроссельная шайба в корпусе

Рис. II.41. Схема расположения переключателя для системы с переменным направлением движения воды (система ПНДВ)

1 — четырехходовой переключатель; 2 — система отопления

ной $t_{o,i}$. Для каждого прибора практически справедливо условие

$$\frac{t_{r,i} + t_{o,i}}{2} = \frac{t_{r,i+1} + t_{o,i+1}}{2}$$

В зданиях со стеновыми греющими панелями (рис. II.40) массивность (инерционность) последних резко снижает темп индивидуальной регулировки теплоотдачи приборов, вместе с тем в бифилярной системе увеличения протяженности трубопроводов может рассматриваться как некоторая полезная поверхность нагрева.

Одной из мер, обеспечивающих постоянство средних температур каждого прибора, является организация в обычных тру-

бопроводах системы ПНДВ — «переменного направления движения воды». Такое изменение циркуляции осуществляется поворотом на 90° сердечника четырехходового переключателя (рис. II.41). Переключение автоматизируется исполнительным механизмом ПР-1 и реле времени ВС-10, выпускаемыми отечественными заводами. Исследования В. Д. Тенисберга (в ЛИСИ под руководством автора, 1969 г.) показали, что превышение максимально допустимых колебаний t_b до $1,5^\circ\text{C}$ возникает только в случае значительных перерывов между переключениями (24 ч и более).

7.2. Определение расходов и температур воды на участках систем.

Использование принудительного давления

Расходы и температуры воды на участке находятся из уравнения теплового баланса

$$Q_{уч} = G_{уч}c(t_r - t_o), \quad (II.56)$$

где $Q_{уч}$ и $G_{уч}$ — соответственно расчетные теплоотдача, кДж/ч, и расход воды, кг/ч, на участке; c — удельная теплоемкость воды: $c = 4,1868 \approx 4,2$ кДж/(кг·К); t_r , t_o — температуры воды соответственно в начале и в конце участка, К.

Из уравнения II.36 можно получить

$$G_{уч} = \frac{Q_{уч}}{4,2(t_r - t_o)}. \quad (II.57)$$

Пример 6. Определить расход воды, подаваемой к Ст. 2 (левая часть рис. II.32), если теплоотдача верхних приборов стояка составляет по 6300 кДж/ч, нижнего — 8350 кДж/ч. Пусть здание жилое или общественного типа, для которых $t_r = 95^\circ\text{C}$ и $t_o = 70^\circ\text{C}$,

$$G_{Ст.2} = \frac{2 \cdot 6300 + 8350}{4,2(95 - 70)} = 200 \text{ кг/ч.}$$

Расход $G_{Ст.2}$ будет во всех участках Ст. 2, за исключением подводов к верхним приборам, перекрытых трехходовыми кранами. Расходы в этих верхних подводах определяются в зависимости от коэффициентов затекания по выражению (II.45). Для верхнего этаже-узла Ст. 2 и всех этаже-узлов Ст. 3 коэффициент $\alpha = 0,5$ (в приборы затекает 50 % воды стояка). Такое значение α практически сохраняется, когда длины подводов соседних приборов отличаются не более чем в 2 раза, а расчетная теплоотдача — не более чем в 3 раза.

Для этаже-узлов с соосным, постоянно действующим з. у. Ст. 1 (рис. II.32) значения α принимаются по экспериментальным данным, представленным автором настоящего раздела (рис. II.42) в зависимости от диаметров узла ($d_{ст.з.у.}$), расхода в стояке, этажности здания.

Пример 7. Определить расход воды через любой верхний прибор Ст. 1 (рис. II.32), если $d_{ст.з.у.} = d_{з.у.} = 25$ мм; $d_{у.подв.} = 20$ мм. Здание двух-этажное.

Пусть $G_{ст.} = 400$ кг/ч. Из графика (см. пункт на рис. II.42) видно, что суммарный коэффициент затекания в оба прибора $\alpha_{сум} = 0,5$, т. е. через каждый прибор проходит $(\alpha_{сум}/2) \cdot G = 0,25 \cdot 400 = 100$ кг/ч. По соосному з. у. перемещается (минуя приборы) $G = 400 - 2 \cdot 100 = 200$ кг/ч.

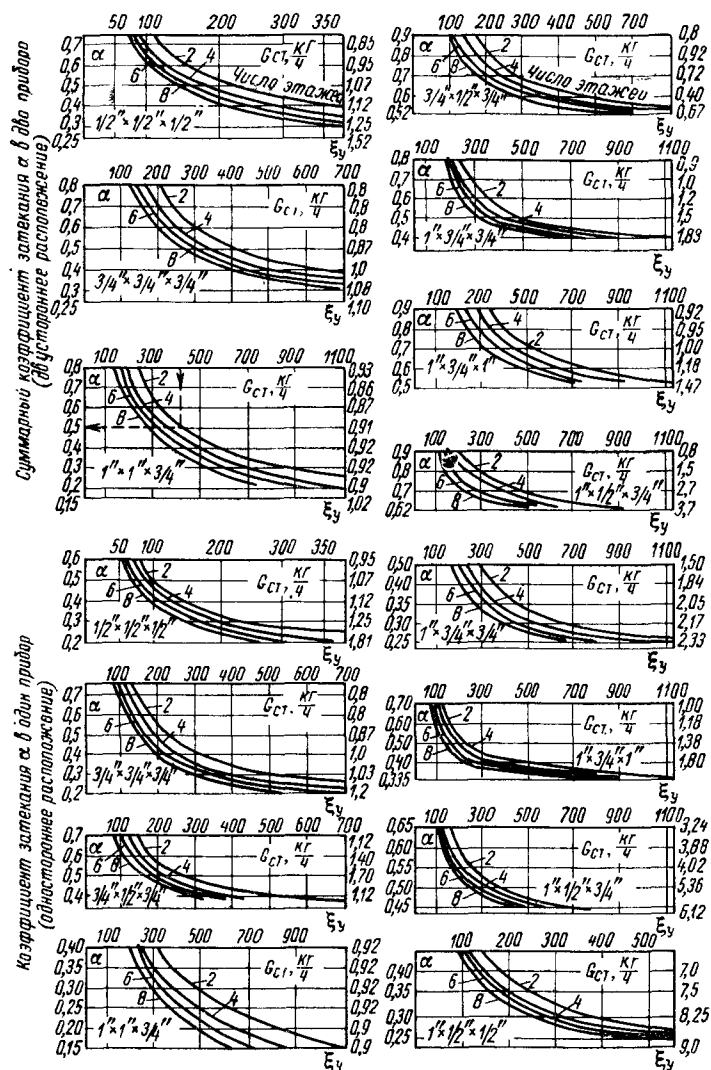
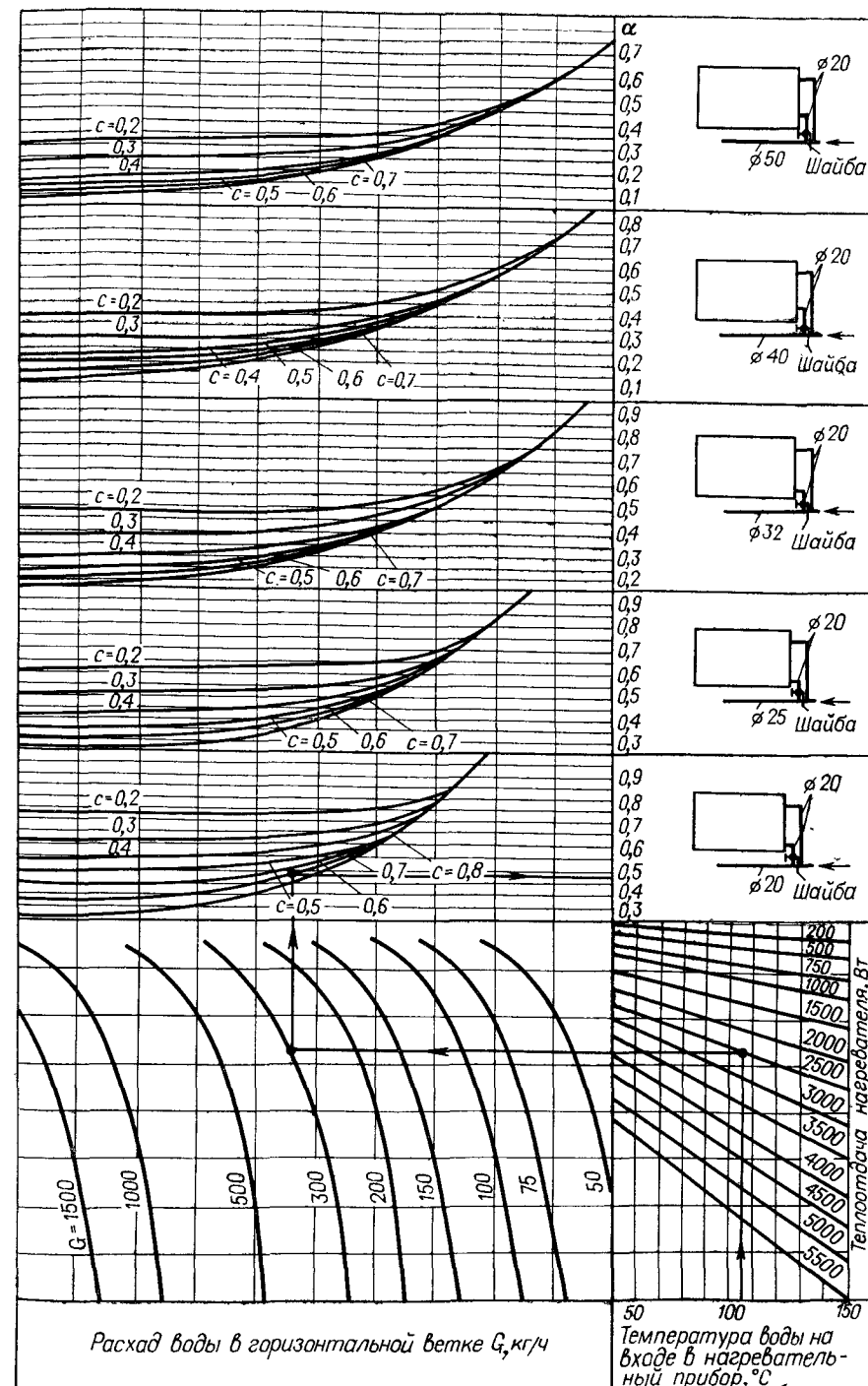


Рис. 11.42. Значения α и ξ для этаже-узлов однотрубных стояков с соосным постоянно действующим з. у.

Рис. 11.43. Номограмма для определения значений коэффициента затекания для приборов с односторонним присоединением к горизонтальным системам



Пример 8. Определить расход воды в нижней ветке (правая часть на рис. II.32), если теплоотдача каждого из четырех приборов составляет 7200 кДж/ч, для детского или больничного здания с $t_r=85^\circ\text{C}$ и $t_o=65^\circ\text{C}$. Расход в ветке или через каждый ее прибор

$$G_v = \frac{7200 \cdot 4}{4,2(85 - 65)} = 345 \text{ кг/ч.}$$

Пример 9. Определить коэффициент затекания α для прибора с односторонним присоединением к верхней этажной ветке (рис. II.32).

Пусть теплоотдача прибора составляет 2500 Вт (9000 кДж/ч), расход в ветке 300 кг/ч, $t_r=95^\circ\text{C}$; диаметры ветки и подводки равны 20 мм; соотношение между диаметрами ветки и отверстия дроссель-шайбы $C=0,6$. Из номограммы (рис. II.43), построенной по экспериментальным данным ЛИСИ, имеем значение $\alpha=0,47$.

Знание расходов воды и тепловых нагрузок на участках позволяет определить и все необходимые температуры воды, поскольку «падение температур на участке пропорционально отданной теплоте», что отвечает условию

$$\frac{t_r - t_x}{t_r - t_o} = \frac{Q_x}{Q_{\text{ст. (ветки)}}}. \quad (\text{II.58})$$

Откуда

$$t_x = t_r - \frac{Q_x}{Q_{\text{ст. (ветки)}}} (t_r - t_o). \quad (\text{II.59})$$

Пример 10. Для Ст. 2 определить t' и среднюю температуру воды в нижнем приборе с теплоотдачей 8500 кДж/ч (рис. II.32). Исходные данные те же, что в примере 6.

По формуле (II.59)

$$t' = 95 - \frac{2 \cdot 6300}{2 \cdot 6300 + 8350} (95 - 70) = 80^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{ср. н. пр}} = 95 - \frac{2 \cdot 6300 + 0,5 \cdot 8350}{2 \cdot 6300 + 8350} (95 - 70) = 75^\circ\text{C}.$$

Для обычных гравитационных систем располагаемое давление сравнительно невелико (порядка 500—1000 Па), поэтому в протяженных зданиях, как правило, устраивают системы с искусственным (насосным) побуждением. Это позволяет создавать значительные давления и обеспечивает применение труб небольших диаметров. Ограничением являются требования необходимой увязки потерь давления по отдельным кольцам и предельные скорости движения воды в отопительных трубопроводах (СНиП II-33—75).

Для жилых и общественных зданий при условных проходах труб:

до 10 мм	1,5
15 мм	1,2
20 мм и более	до 1

Для вспомогательных помещений:

жилых и общественных зданий	до 1,5
производственных зданий	до 2
в производственных помещениях	до 3

В качестве побудителя в таких системах применяют пропеллерные (диагональные) одноступенчатые отопительные насосы типа ЦНИИПС, ПРОН и центробежные типа ЦНШ и т. д. Схема насосных водяных систем аналогична рассмотренным выше. Небольшим системам лучше отвечают осевые (пропел-

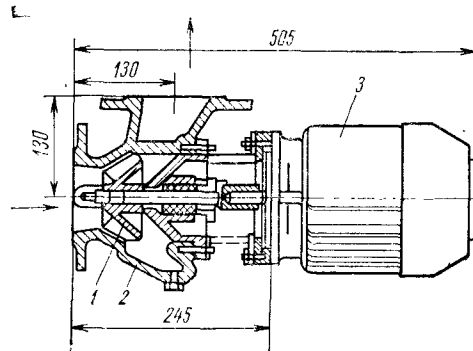


Рис. II.44. Насос типа ЦНИИПС

1 — пропеллер; 2 — корпус насоса; 3 — электродвигатель

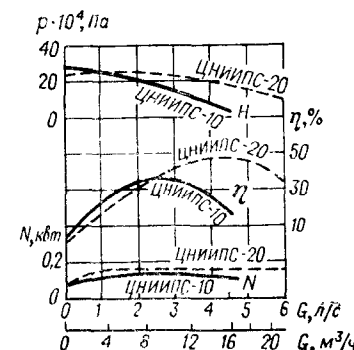


Рис. II.45. Характеристика насосов ЦНИИПС ($n=1450$ об/мин; $d=105$ мм)

лерные) насосы конструкции ЦНИИПС (рис. II.44), подбираемые по технической характеристике, приведенной на рис. II.45.

Насосы (один резервный) присоединяются к сборному трубопроводу охлажденной воды у котлов (рис. II.46). Для фиксирования давления устанавливаются манометры. При выключенном насосе они показывают фактическую высоту стояния воды в системе (уровень наполнения). Падение давления по манометру будет указывать на существование неплотностей в системе, утечку из нее воды. При действующем насосе попеременное закрытие проходного сечения задвижки в точках А или Б дает возможность измерить давление в трубе, подающей воду в систему (в котлы), или в обратном сборном трубопроводе. Разность этих показаний определяет фактическое давление, развиваемое насосом.

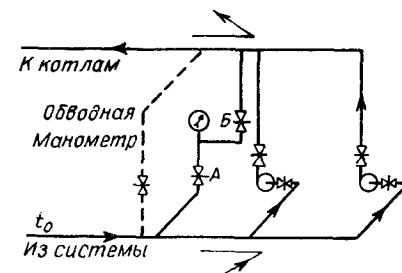


Рис. II.46. Схема обвязки трубопроводов центробежных циркуляционных насосов

Циркуляционные насосы нередко снабжаются обводной линией, открываемой обычно при их остановке. Эту линию можно вовсе не устраивать, если ориентироваться на возможность

пропуска воды через неперекрываемые задвижками, но отключенные от электросети насосы. Во избежание вибрации и шума циркуляционные насосы устанавливаются на эластичных подкладках. Еще лучше применять специальные амортизаторы. Прорезы между насосами оставляют не менее 0,75 м, перед ними — 1,5 м.

Массу воды, перемещаемой насосом, G , кг/ч, определяют из выражения, аналогичного II.57,

$$G = \frac{Q}{4,2 (t_r - t_o)}, \quad (II.60)$$

где Q — тепловая мощность системы, кДж/ч; t_r , t_o — температуры соответственно горячей и обратной воды, °C.

Объем воды V , м³/ч, перемещаемой насосом в системе:

$$V = G/\rho, \quad (II.61)$$

где ρ — плотность воды, кг/м³.

Производительность, давление и мощность насоса при несовпадении их с данными завода-изготовителя пересчитывают по формулам

$$G_1 = G (n_1/n); \quad (II.62)$$

$$p_1 = p (n_1/n)^2; \quad (II.63)$$

$$N_1 = N (n_1/n)^3, \quad (II.64)$$

где G , p и N — производительность, давление и мощность насоса при частоте вращения вала n ; G_1 , p_1 , N_1 — действительные производительность, давление и мощность насоса при частоте вращения вала n_1 .

Нередко частота вращения вала подобранного центробежного насоса не совпадает с частотой вращения электродвигателя. В этом случае применяют клиноременную передачу. Диаметры шкивов электродвигателя и насоса определяют из равенства:

$$d_H/d_3 = n_3/n_H. \quad (II.65)$$

Мощность электродвигателя, кВт, для циркуляционного насоса определяется из выражения

$$N = \frac{\alpha' V p}{3600 \cdot 1000 \eta_H \eta_{к.р.п}}, \quad (II.66)$$

где p — давление, развиваемое насосом, Па; η_H и $\eta_{к.р.п}$ — КПД соответственно насоса и клиноременной передачи; α' — коэффициент запаса.

При определении мощности электродвигателя коэффициент запаса назначается равным 1,5 (для мощностей до 0,5 кВт) и 1,3 — при больших мощностях. КПД насоса η_H принимается по его характеристике, а клиноременной передачи $\eta_{к.р.п}$ равным 0,95.

Применение искусственной (насосной) циркуляции в системах отопления предусматривает использование и естественного (гравитационного) давления. Последнее при гидравлическом

расчете трубопровода учитывается наряду с насосным, но в размере 50—70 % наибольшей его величины. Таким образом, корректируются условия работы насосно-водяной системы для средних температурных условий отопительного периода. За расчетное давление при компенсации потерь давления при движении воды принимается

$$p_{расч} = 0,9 p_H + (0,5 \div 0,7) p_{гр}. \quad (II.67)$$

7.3. Гидравлический расчет диаметров отопительных трубопроводов

При расчете диаметров труб на участках циркуляционного кольца сначала ими задаются. Диаметры должны быть такими, чтобы располагаемое давление p , Па, с небольшим запасом отвечало потере давления при движении воды в трубопроводах. Эта последняя представляет собой сумму потерь от трения в прямых трубах $p_{тр}$ и потерь в местных сопротивлениях $p_{м.с.}$:

$$p = p_{тр} + p_{м.с.} \quad (II.68)$$

Методика расчета диаметров отопительных трубопроводов принципиально не зависит от вида теплоносителя. Потеря на трение $p_{тр}$, Па, определяется по формуле Дарси:

$$p_{тр} = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \rho l = Rl, \quad (II.69)$$

где λ — безразмерный коэффициент трения (эквивалентная шероховатость внутренней поверхности отопительных труб, $k_a = 0,2$ мм); d — внутренний диаметр трубопровода, м; l — длина трубопровода (расчетного участка), м; v — скорость движения перемещаемой жидкости (воды, пара и т. д.), м/с; ρ — плотность (объемная масса) теплоносителя, кг/м³; R — удельная потеря давления от трения, Па/м:

$$R = \frac{\lambda v^2}{d \cdot 2} \rho. \quad (II.70)$$

Как известно, сопротивление трения зависит от режима движения жидкости, который характеризуется значением критерия Рейнольдса и шероховатостью внутренней поверхности стенки трубы.

Исследования автора раздела показали:

- 1) в трубах водяного отопления встречаются все гидравлические режимы;
- 2) наибольшее различие последних присуще двухтрубным системам и однострунным с постоянно действующими з.у;
- 3) относительно высокое значение Re для отопительных магистралей указывает на существование в них переходного и даже устойчивого турбулентного режима.

Для суждения об имеющемся режиме в отопительных трубах удобно проводить сопоставление фактических расходов в них с расходами, отвечающими предельным значениям Re (табл. II.21).

Таблица II.21

Приближенные значения предельных расходов $G_{пред}$, кг/ч

d_y , мм	$G'_{пред}$	$G''_{пред}$	$G'''_{пред}$
15	до 40	12—15	390—540
20	40—57	15—35	540—1000
25	57—73	35—60	1000—1700
32	73—97	60—80	1700—3000
40	97—110	80—110	3000—4000
50	110—140	110—180	4000—5000
65	140—180	180—300	5000—8000

Примечание. $G'_{пред}$ — предельный расход при ламинарном режиме; $G''_{пред}$ — то же, при режиме гладкого течения; $G'''_{пред}$ — то же, при переходном режиме (начало устойчивого турбулентного течения)

В местных сопротивлениях, где изменяется скорость и направление (структура) движения жидкости, потеря давления $p_{м.с.}$, Па, определяется по формуле Вейсбаха:

$$p_{м.с.} = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho = z, \quad (II.71)$$

где ξ — безразмерный коэффициент местного сопротивления (к. м. с), обычно определяемый опытным путем; приближенные значения к. м. с для центрального отопления приведены ниже:

	ξ
Радиатор	2
Котлы:	
секционный	2,5
теплогенератор	2
Внезапное расширение	1
» сужение	0,5
Тройники:	
проходной	1
ответвления	1,5
противоточный	3
Крестовины:	
проходная	2
ответвления	3
Отступ	0,5
Отводы:	
широкий	0,5
узкий	1,5
Угольник	2

Значения коэффициента ξ местного сопротивления арматуры для центрального отопления в зависимости от диаметра труб следующие:

	$d_y = 15$	$d_y = 20$	d_y свыше 20
Краны:			
двойной регулировки и пробочный	4	2	2
трехходовой проходной	3,6	1,5	0,8
трехходовой поворотный	4,5	2,3	2,0
Вентили:			
прямой	16	10	9
косой	3	3	3
Задвижка	1,5	0,5	0,5
Дроссель-клапан	0,5	0,3	0,2

Для упрощения расчетов используют таблицы и номограммы. Номограмма (рис. II.47) связывает количество и скорость воды, протекающей в трубе, диаметр, удельную потерю давления и дает готовое значение динамического давления

$$p_v = \frac{v^2}{2} \rho. \quad (II.72)$$

В системах водяного отопления потери на трение и местные сопротивления примерно равны. Если для циркуляционного кольца располагаемое давление (гравитационное или сумма соответствующей доли гравитационного и всего насосного) p , а общая длина трубопроводов l , то среднее значение удельного сопротивления на трение, Па/м,

$$R_{ср} \approx 0,5p/\sum l. \quad (II.73)$$

Предварительно для расчета трубопроводов на поэтажных планах здания показывают отопительные приборы, этажные ветки, стояки и подводки; нумеруют стояки и помещения, указывают теплотери последних. На соответствующих планах наносят горячую и обратную магистрали (в подвале и подполье — по стенам здания, на чердаке — на расстоянии 1 м от них). На аксонометрической схеме системы отопления приводятся: тепловые нагрузки приборов, длины, тепловые нагрузки и номера расчетных участков трубопровода, запорно-регулирующая арматура у приборов, на стояках, этажных ветках, магистралях, на выделяемых на схеме отдельно отключаемых и регулируемых пофасадных ветках со стояками, у котлов, насосов, на ответвлениях от теплофикационного ввода в здание.

Пример 11. Запроектировать схему и рассчитать диаметры трубопроводов гравитационной системы водяного отопления для 2-этажного жилого дома с местной котельной (2 котла), расположенной в подвале.

Теплотери помещений и номера последних приведены на планах (рис. II.48 и 49). Теплотери санузлов и внутренних коридоров суммированы с теплотериями смежных помещений, имеющих наружные стены. Поскольку тепловыделение котельного оборудования (котлов, труб, арматуры и т. д.) практически компенсирует теплотери котельной, нагревательные приборы в ней не устраиваются. Не требуется отопление и остальных поме-

щений подвала. В отапливаемых помещениях I и II этажей предусмотрены двухколпные чугунные радиаторы со строительной высотой 500 мм.

Учитывая наличие в здании чердака и подвала, проектируют систему с прокладкой разводящей магистрали по чердаку, сборной — в подвале. Как

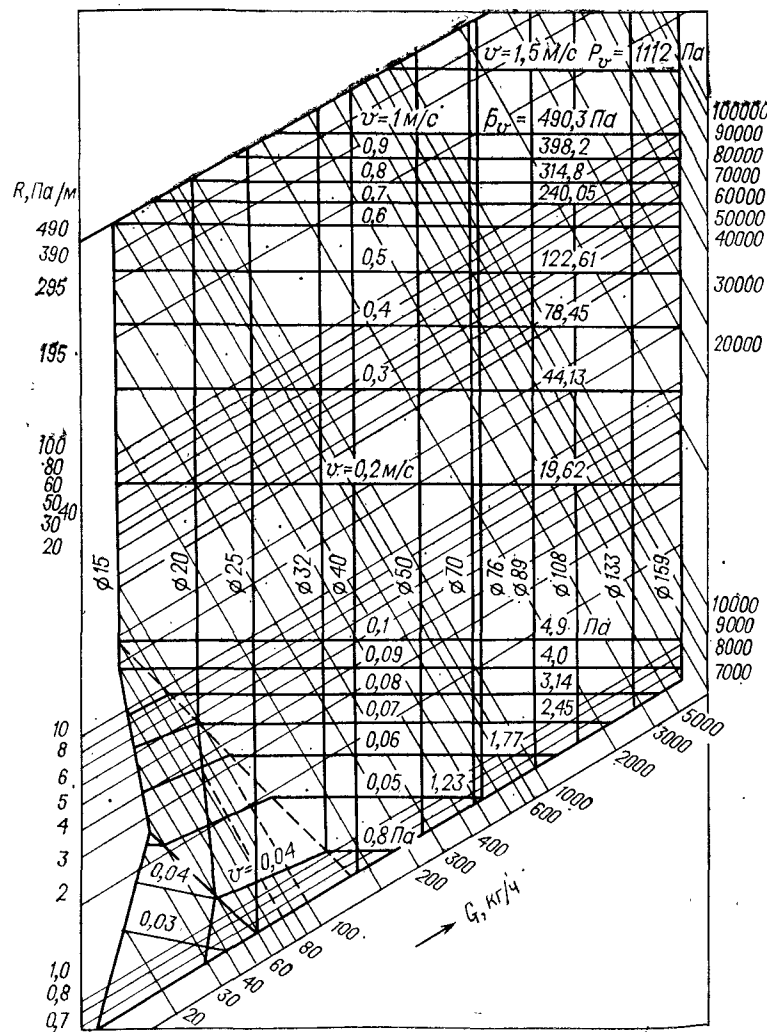


Рис. II.47. Номограмма для расчета диаметров трубопроводов водяного отопления

правило, отапливаемые помещения имеют по одному окну, под которым устанавливается радиатор. Для обеспечения покомнатной регулировки теплоотдачи последних у каждого из них предусматриваются индивидуальные регуляторы и отключаемая независимо от остальной коммуникации подводка. Сообразно этому, для данного здания выбирается система отопления с радиаторами, расположенными у стояков.

В лестничных клетках индивидуальная регулировка радиаторов не предусматривается. Вполне достаточно использование лишь пробочных кранов, устанавливаемых, как и на всех стояках, в верхней и нижней их частях соответственно до и после тройников с пробкой. Радиаторы лестничных клеток предусмотрены только на I этаже.

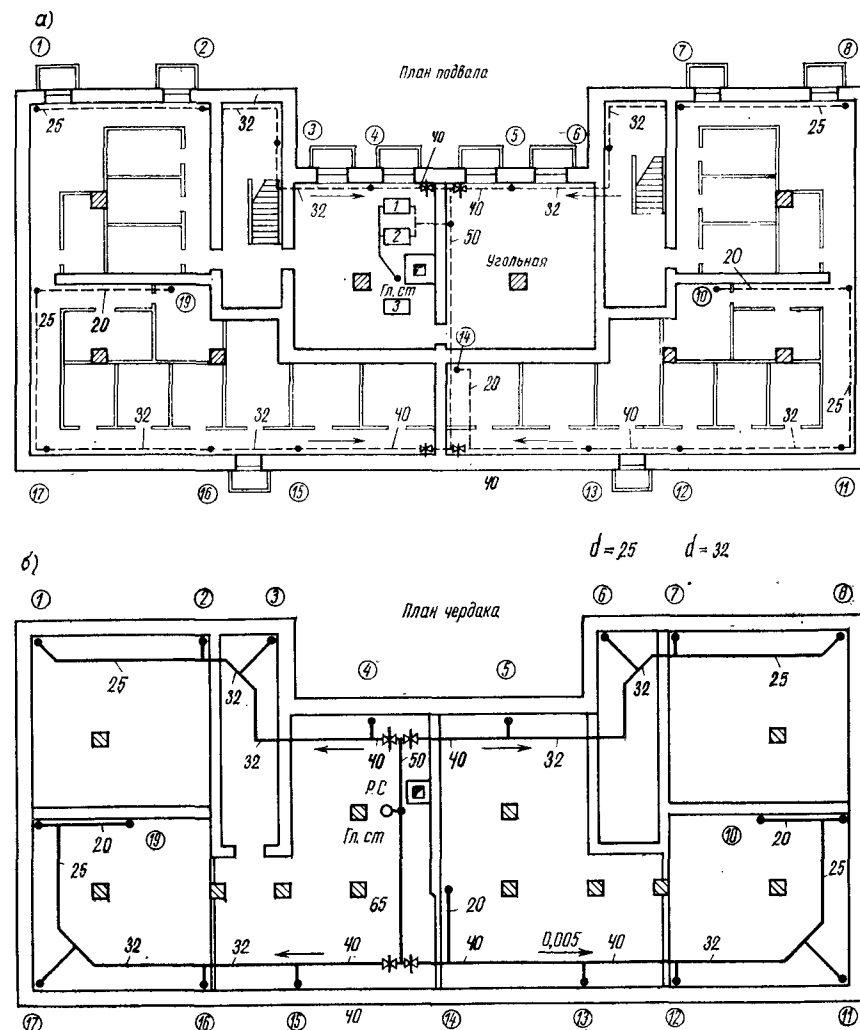


Рис. II.48. Планы подвала и чердака жилого дома с указанием системы водяного отопления

1 и 2 — котлы для отопления; 3 — котел для горячего водоснабжения

Размещение стояков продиктовано как местоположением радиаторов (под окнами, у входных дверей), так и целесообразностью прокладки самостоятельных стояков в лестничных клетках (чаще остальных отключаемых на ремонт) и в наружных углах здания для их утепления (рис. II.49).

Для того чтобы полнее охватить методику расчета различных систем, в левой половине здания условно применена двухтрубная, а в правой — однотрубная системы (рис. II.50).

Весьма важен правильный выбор числа и расположения отдельных веток со стояками, увязываемый с местоположением котельной (или теплофи-

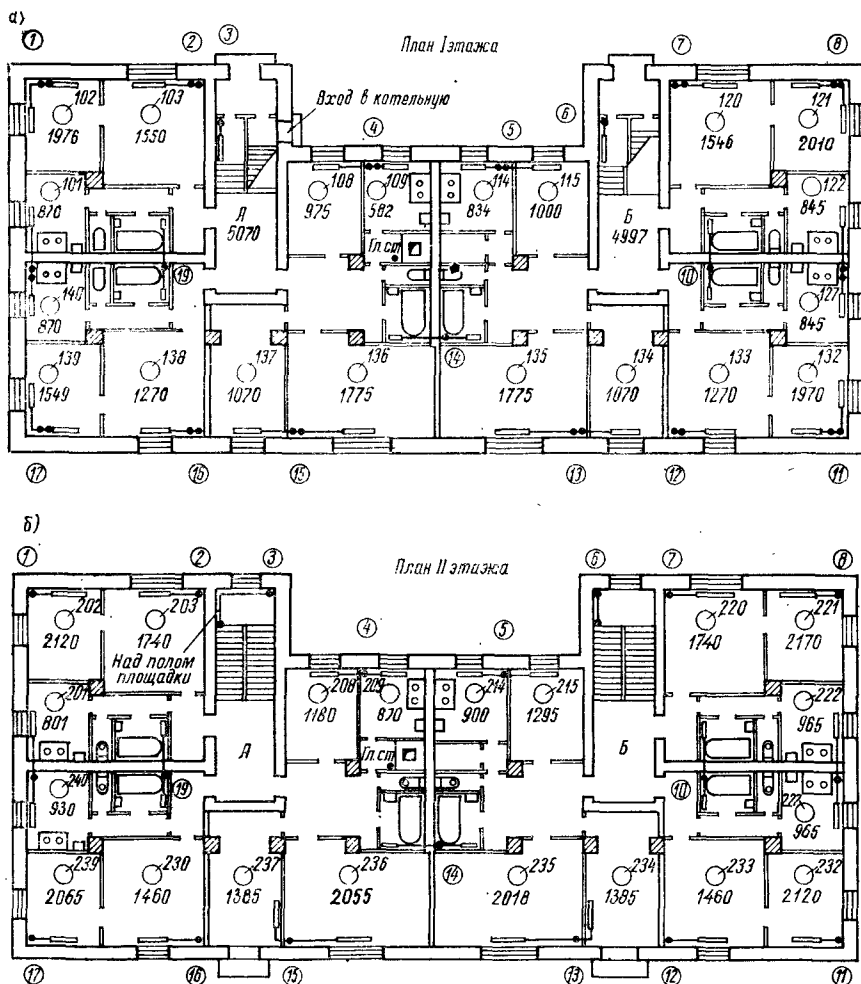


Рис. II.49. Поэтажные планы жилого дома

кационного ввода), давлением теплоносителя. Желательно располагать такие ветки пофасадно, обеспечивая гибкое регулирование отопления с учетом направления солнечной радиации и ветра*.

* Помещения с отличным от остальных режимом отопления должны обслуживаться самостоятельно отключаемыми и регулируемые ветками. Особенно удобны для этого горизонтальные системы.

В рассматриваемом случае выделены четыре пофасадные ветки, симметрично расположенные по отношению к котельной. Устройство одной или двух более протяженных веток было бы менее удачным. Из-за наличия сравнительно небольшого гравитационного давления в протяженных ветках при-

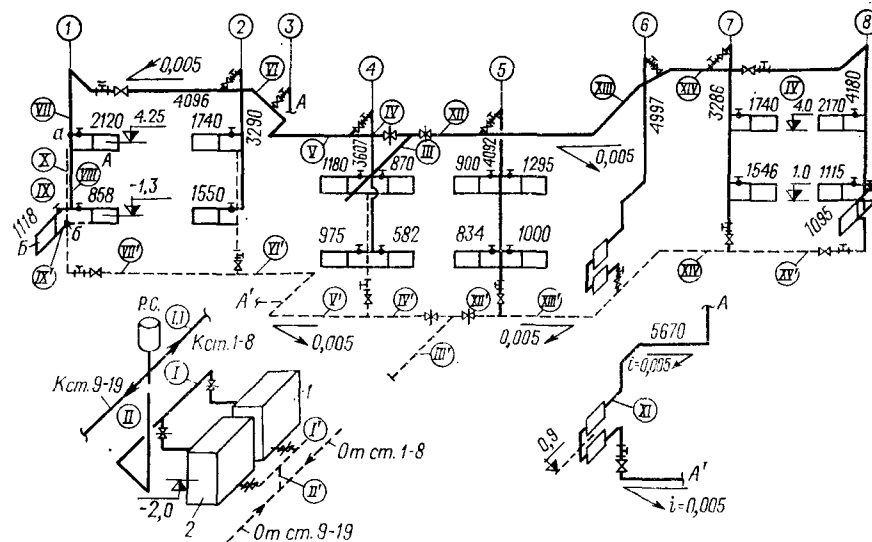


Рис. II.50. Аксонометрическая схема части системы отопления жилого дома

шлось бы применять трубы значительных диаметров, а при ремонте выключать отопление сразу во многих помещениях.

В качестве гравитационного давления в рассматриваемом случае учтено лишь давление, возникающее в результате охлаждения воды в нагревательных приборах. В водяных системах наблюдается также охлаждение воды и по длине трубопроводов, которое создает дополнительное гравитационное давление $\Delta P_{г.гр.}$. Па. Эту величину можно принимать по рис. II.51, составленному для открытой про-

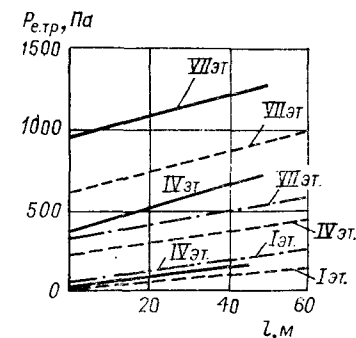


Рис. II.51. График для определения дополнительного гравитационного давления $\Delta P_{г.гр.}$ от охлаждения воды в трубопроводах системы (L — горизонтальное расстояние от главного стояка до расчетного)

— двухтрубной с естественной циркуляцией;
 --- двухтрубной с искусственной циркуляцией;
 - - - - - однотрубной с искусственной циркуляцией

кладки стояков, но при изолированных магистральных трубопроводах. Если стояки проложены в трубе без изоляции, то к показателям ΔP вводится поправка 0,75. Если стояки изолированы, а также для систем с нижней разводкой магистральной величины $\Delta P_{г.гр.}$ вовсе не учитываются. Она не учитывается и в приводимых ниже расчетах, поскольку условно принято, что стояки проложены с изоляцией в трубе.

Двухтрубная система

Как пример, рассчитаем кольцо через левый нижний радиатор Ст. 1. В этом кольце возникает наименьшее гравитационное давление, причем расход воды даже больше, чем при расчете через правый (большая тепловая нагрузка) радиатор.

Для жилого здания перепад температур в системе $\Delta t = t_r - t_o = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$. Располагаемое гравитационное давление в кольце

$$p_1 = gh(\rho_o - \rho_r) = 9,81(1,3 + 2,0)(978 - 962) = 517 \text{ Па.}$$

Средняя удельная потеря давления

$$R_{cp} = \frac{0,5 \cdot p_1}{\sum l} = \frac{0,5 \cdot 517}{66,5} \approx 4 \text{ Па/м.}$$

Кольцо состоит из 17 расчетных участков, длины $l_{yч}$ каждого из них и суммарная $\sum l = 66,5$ м приведены в табл. II.22. Расход $G_{yч}$, кг/ч, подсчитывался по выражению

$$G = 0,86Q_{yч}/(t_r - t_o). \quad (II.74)$$

Задаваясь диаметром труб таким, чтобы выбираемая $R_{yч}$ была близкой к $R_{cp} \approx 4$ Па/м, по номограмме (рис. II.47) для трубы принятого диаметра $d_{yч}$ находим скорость воды v и динамическое давление p_v . Сумма значений к. м. с для каждого участка выявляется из аксонометрической схемы (рис. II.50) и находится в соответствии с данными, приведенными на с. 144.

Рассмотрим, например, участок IX с радиатором, имеющим тепловую нагрузку $Q_{yч} = 1118$ Вт. Количество воды $G_{yч} = \frac{0,86 \cdot 1118}{95 - 70} = 38$ кг/ч. На

номограмме наклонные линии, выражающие значения $R_{yч} = R_{cp} \approx 4$ Па/м и $G_{yч} = 38$ кг/ч, пересекаются в точке, которая расположена за пределами практически минимального для труб водяного отопления диаметра $d_y = 15$ мм. Принимаем в расчете этот диаметр и находим, что при $d_{yч} = 15$ мм и $G_{yч} = 38$ кг/ч искомые расчетные значения будут: $R_{yч} = 3$ Па/м, $v_{yч} = 0,055$ м/с, $p_v = 1,5$ Па. Поскольку $l_{yч} = 1,5$ м, то потери на трение на участке $p_{тр} = R_{yч}l = 1,5 \cdot 3,0 = 4,5$ Па.

Далее, переходя к определению потерь $p_{м.с} = z$, Па, определяем, что для участка IX $\sum \xi = 8,5$ (тройник на ответвление струи $\xi = 1,5$; огиб стояка, т. е. два отвода $\xi = 2 \cdot 0,5 = 1,0$; отвод трубы в углу наружной стены $\xi = 0,5$; кран двойной регулировки на участке с минимальным расходом и минимальным диаметром $\xi = 4$; отступ от стены к проходной футорке радиатора $\xi = 0,5$; половина радиатора $\xi = 2 \cdot 0,5 = 1$)*.

Таким образом, величина $p_{м.с} = 8,5 \cdot 1,5 = 12,8$ Па, а общая потеря на участке (на трение и на местные сопротивления)

$$p_{тр} + p_{м.с} = (Rl + z) = 4,5 + 12,8 = 17,3 \text{ Па.}$$

При подборе диаметров труб, обслуживающих верхний радиатор Ст. 1, необходимо учесть возникающее в нем значительное гравитационное давление

$$p_1' = 9,8(4,3 + 2,0)(978 - 962) = 986 \text{ Па} > 517 \text{ Па.}$$

* Вторая половина значения к. м. с для радиатора отнесена к участку IX'. Для него $\xi = 5,0$ (радиатор $\xi = 2,0 \cdot 0,5 = 1,0$; отступ $\xi = 0,5$; крестовина при повороте $\xi = 3,0$; отвод в наружном углу стены $\xi = 0,5$).

Таблица II.22

Расчет диаметров условных проходов двухтрубной системы (кольцо через нижний радиатор Ст. 1)

№ участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _{yч} , мм	v, м/с	p _v , Па	Σξ	l _{yч} , м	R _{yч} , Па/м	p _{тр} , Па	p _{м.с} , Па	Rl+z, Па	Примечания (виды м. с на участках)
I	35 024	1211	65	0,095	4,5	3,75	1,5	2,4	3,6	16,9	20,5	2 отвлечения, 1 задвижка, половина котла, 1 тройник проходной
II	71 048	2422	65	0,18	16,0	1,0	11,5	7,0	73,5	32,0	105,5	2 отвлечения
III	32 563	1121	65	0,092	4,2	1,5	6,0	2,3	13,8	6,3	20,1	1 тройник на ответвлении, 1 задвижка
IV	16 071	549	40	0,1	5,0	3,5	2,0	3,5	7,0	17,5	24,5	1 тройник на ответвлении, 1 задвижка
V	12 464	428	40	0,12	7,0	2,0	5,0	5,5	27,5	14,0	41,5	2 отвода, 1 тройник проходной
VI	7 392	254	32	0,073	3,0	1,5	3,0	3,0	9,0	4,5	13,5	1 тройник проходной, 1 отвлечение
VII	4 096	141	25	0,08	3,2	5,0	9,0	5,0	45,0	16,0	61,0	2 отвлечения, 1 пробочный кран, 1 тройник проходной
VIII	1 976	68	20	0,06	1,8	2,0	3,0	3,0	9,0	3,6	12,6	1 тройник проходной, 2 отвлечения
IX	1 118	38	15	0,055	1,5	8,5	1,5	3,0	4,5	12,8	17,3	1 тройник ответвления, 3 отвлечения, 1 регулируемый кран, половинные радиаторы, 1 отступ, 1 отступ у радиатора
IX ¹	1 118	38	15	0,055	1,5	5,0	1,5	3,0	4,5	7,5	12,0	Половина радиатора, крестовина поворота, 1 отвод, 1 отступ
VII	4 096	141	25	0,08	3,2	3,5	7,0	5,0	35,0	11,2	46,2	1 отвлечение, 1 пробочный кран, 1 тройник проходной
VI	7 392	254	32	0,073	3,0	1,5	2,5	3,0	7,5	4,5	12,0	1 тройник проходной
V	12 464	428	40	0,12	7,0	1,5	4,5	5,5	24,7	10,5	35,2	1 отвлечение, 1 тройник проходной
IV	16 071	549	40	0,10	5,0	5,0	2,5	3,5	8,8	25,0	33,8	1 тройник слияния, 1 задвижка
III	32 563	1121	65	0,092	4,2	3,0	5,0	2,3	13,5	12,6	26,1	1 тройник на слияние
II	71 048	2422	108	0,10	5,0	1,5	0,5	3,5	1,8	7,5	9,3	1 тройник ответвления
I	35 024	1211	65	0,095	4,5	2,25	1,0	2,4	9,4	10,1	12,5	1 отвлечение, 1 задвижка, половина котла

$$\sum l = 66,5 \text{ м} \quad \Sigma(Rl + z) = 513,3 \text{ Па} < 517,0$$

$$\text{Навязка составляет } \Delta p = \frac{517,0 - 513,3}{517,0} 100 = 6,4 \% < 10 \%$$

Поскольку давления в начальной a и конечной b точках увязываемых параллельно соединенных полуколец (a — радиатор $A-b$ и a — радиатор $B-b$) должны быть одинаковы, условие расчета:

$$(Rl + z)_{\text{уч. X}} = \sum (Rl + z)_{\text{уч. VIII, IX, IX'}} + (986 - 517).$$

При подборе диаметра трубы прямооточного Ст. 3 необходимо учитывать фактическое давление в нем

$$p_3 = 9,8 (0,9 + 2,0) (978 - 962) = 454 \text{ Па}.$$

Поскольку давления в начальной и конечной точках увязываемых параллельно соединенных полуколец должны быть одинаковы, условие расчета

$$(Rl + z)_{\text{уч. XI}} = (Rl + z)_{\text{уч. VI, VII, VIII, IX, IX', VII', VI'}} + (454 - 517) \text{ Па}.$$

В расчете потери давления в Ст. 3 будут представлены лишь на одном расчетном участке с постоянным расходом $G = \frac{0,86 \cdot 5070}{95 - 70} = 174 \text{ кг/ч}$ и со значением $\Sigma \zeta = 15,5$ (2 тройника ответвления — $\zeta = 3,0$, 9 отводов — $\zeta = 4,5$, 2 пробочных крана — $\zeta = 4$)*.

На основе выполнения соответствующих увязочных расчетов определяются диаметры всех остальных участков ветки со Ст. 1, 2, 3, 4.

Однотрубная система

Произведен гидравлический расчет наиболее протяженного кольца через котел и дальний от него Ст. 8. При этом учтено, что участки с наибольшими расходами, такие как I—I', II—II', III—III', являются общими и для однотрубной и двухтрубной веток. Потери давления и диаметры этих участков уже определены (см. табл. II.21).

Располагаемое гравитационное давление $p_{\text{Ст. 8}}$ в кольце через однотрубный Ст. 8 графически отвечает рис. II.50 для однотрубного стояка с постоянно действующими соосными з. у:

$$G_{\text{Ст. 8}} = \frac{0,86 (2170 + 2110)}{95 - 70} = 141 \text{ кг/ч},$$

$$t' = 95 - \frac{0,86 \cdot 2170}{1 \cdot 143} = 95 - 13 = 82^\circ \text{C}.$$

Принимая плотность воды в соответствии с подсчитанными температурами (см. с. 125), найдем

$$p_{\text{Ст. 8}} = 9,8 (4 + 2,0) (970,8 - 962) + 9,81 (1 + 2,0) (978 - 970,8) = 729 \text{ Па}.$$

Таким образом, для преодоления потерь давления на участках XI, XII, XIII, XIV (включая здесь и сборные участки трубопровода с соответственно одинаковыми расходами воды) может быть израсходовано

$$p_{\text{Ст. 8}} = \sum (Rl + z)_{\text{уч. I—I', II—II', III—III'}} = 729 - (20,5 + 12,5 + 105,5 + 93 + 20,1 + 26,1) = 729 - 194 = 525 \text{ Па}.$$

* Сопротивление тройников с пробкой, устанавливаемых на стояках, не учитывается, так как в них отсутствует изменение расхода воды.

Последующий расчет представлен в табл. II.23. При этом для этаже-узлов Ст. 8 приняты суммарные значения к. м. с для узла в целом $\Sigma \zeta_u$ (согласно правой вертикальной шкале графиков, приведенных на рис. II.42). Намечая сам стояк, его з. у и подводки, например из труб диаметрами $25 \times 15 \times 20$, имеем:

а) для верхнего этаже-узла с односторонним расположением радиатора $\zeta_u = 3,24$;

б) для нижнего с двусторонним расположением радиаторов $\zeta_u = 0,75$.

Применение экспериментальных значений ζ_u упрощает и уточняет расчет (учитывается взаимовлияние отдельных соседних м. с.). Для П-образных стояков рекомендуется использование данных автора настоящего раздела, приведенных в табл. II.24. Особенно упрощается гидравлический расчет для группы последовательного соединения целого ряда П-образных стояков (рис. II.37), который сводится лишь к одной строчке расчетных записей, а взаимная увязка потерь давления сокращается за счет уменьшения числа параллельных пофасадных колец — до двух — шести для всей отопительной системы. Большим упрощением и надежностью увязки потерь отличаются и горизонтальные системы, особенно для нижней горизонтальной ветки (см. рис. II.32). Потеря давления в ней $p_{\text{уч. (ветки)}} \approx Rl + (2 \zeta_{\text{тр. отв.}} + 2 \zeta_{\text{проб. кр.}} + 4 \zeta_{\text{рад. пр.}}) p_v$.

Нельзя не отметить, что эксперименты автора раздела выявили неустойчивость циркуляции в этаже-узлах при нижней подаче к ним теплоносителя и неодинаковых тепловых нагрузках на параллельно присоединенные приборы. Установлено опрокидывание циркуляции в полукольце через прибор с большей нагрузкой (левый прибор, рис. II.52, а), где силь-

Таблица II.23
Расчет диаметров трубопроводов для однотрубной ветки (кольцо через Ст. 8)

№ участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _{уч.} , мм	v _{м.с.} , м/с	p _{пр.} , Па	Σζ	l, м	R, Па/м	Па			Примечание (виды м. с на участке)
									Rl	z	Rl+z	
XII, XI	16 492	565	40	0,15	11,0	8,5	7	9,0	63,0	93,5	156,5	1 тройник ответвления; 1 тройник на слияние, 2 пробочных крана
XIII, XII'	12 463	430	32	0,14	10,0	3,5	15	10,0	150,0	35,0	185,0	2 тройника проходных; 3 отвода
XIV, XIV'	7 466	269	32	0,075	3,0	3,0	3	3,1	18,5	9,0	27,5	2 тройника проходных; 2 отвода
XV, XV'	4 180	141	25	0,08	3,2	11,49	23	5,0	11,50	36,8	151,8	2 тройника проходных; 2 пробочных крана; 3 ответвления; 2 этаже-узла

$$\Sigma (Rl + z)_{\text{уч. XII—XII', XIII—XIII', XIV—XIV', XV—XV'}} = 525,8 \text{ Па}$$

нее сказывается отрицательное гравитационное давление в приборе, направленное навстречу потоку. Мерой нормализации явилась постановка в точке n крестовины с вертикальной рассечкой (рис. II.52, *в*). Неопасное нарушение циркуляции имеет место и в приборе с односторонним, но также параллельным присоединением к стояку (рис. II.52, *б*). И здесь целесообразно применение рассечки n . Используя в точках n обычные тройники без рассечек, для снижения роли отрицательного гравитационного давления следует увеличивать принудительное давление подаваемой снизу к узлу воды, обеспечивая хотя бы минимальный для этого расход воды (табл. II.25).

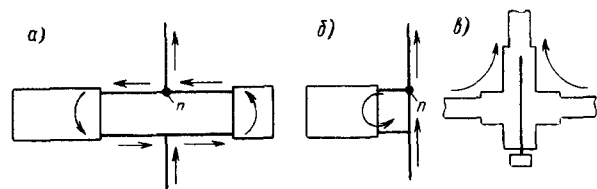


Рис. II.52. Схема опрокидывания циркуляции в этаже-стояках с параллельным присоединением приборов и нижней подачей к ним греющей воды

а — двустороннее расположение радиаторов; *б* — то же, одностороннее; *в* — крестовина с рассечкой

Таблица II.24

Экспериментальные значения $k \cdot m$ с ξ_y этаже-узлов П-образного стояка при одностороннем расположении радиаторов

d , мм	l , м	G , кг/ч				Прибавки	
		100	200	300	400	на утки	на трехходовые краны
15	3,0	17,4	17,4	17,4	16,9	1,6	3,5
	2,0	15,0	14,6	14,3	14,2		
	1,0	14,1	11,8	11,6	11,6		
20	3,0	13,7	12,3	12,5	12,3	1,4	1,5
	2,0	11,6	11,0	10,8	10,5		
	1,0	9,5	9,2	8,9	8,8		
25	3,0	11,2	10,3	9,8	9,7	1,2	0,8
	2,0	9,5	8,7	8,4	8,3		
	1,0	7,8	7,8	7,0	7,0		
32	3,0	9,7	8,7	8,8	8,0	1,2	—
	2,0	8,4	7,6	7,2	7,0		
	1,0	7,2	6,5	6,1	6,0		

Интересно, что при использовании этаже-узлов с односторонним последовательным присоединением приборов к стояку, т. е. с обходной секцией или с обходным трубным участком и трехходовым краном, опрокидывание циркуляции в подводках при нижней подаче греющей воды к стоякам исключается.

Таблица II.25

Минимальные расходы воды при нижней ее подаче к этаже-узлу с односторонним и параллельным расположением радиатора у стояка

Стояк	Диаметр d_y труб, мм		Минимальный расход воды в стояке, кг/ч
	Замыкающий участок	Подводка	
15	15	20	280
20	15	20	285
25	15	20	290

Для приближенного в эксплуатационных условиях пересчета диаметра какого-либо участка действующей системы, если расход воды в нем изменится, допустимо использовать условие

$$d_1/d_2 = \sqrt{G_1/G_2}. \quad (II.74)$$

7.4. Специфическое оборудование систем водяного отопления

Расширительный бак служит для компенсации прироста или убыли воды соответственно при ее нагревании или охлаждении; для удаления из системы в атмосферу воздушных скоплений, корродирующих сталь и создающих воздушные пробки, препятствующие циркуляции теплоносителя; для контроля за уровнем воды в системе (так исключается переполнение системы или, наоборот, незаполненность циркуляционных колец, разрыв в них водяной струи). Расширительный бак обязателен для каждой местной системы отопления с гравитационной и насосной циркуляцией. Исключение составляют системы, получающие воду непосредственно из наружных тепловых сетей.

Расширительные баки при гравитационной циркуляции присоединяются непосредственно к главному стояку; уклон магистралей $i=0,005$ м/м (для подводов к приборам — $0,01 \div 0,02$) по течению воды. В случаях небольших (менее $0,15$ м/с) скоростей воды в магистралях воздушные скопления могут всплывать к баку даже навстречу движению воды.

При насосной циркуляции расширительный бак чаще присоединяется к обратной линии до насоса. В этом случае система оказывается под положительным (нагнетательным) давлением насоса. Переход от положительного к отрицательному

(всасывающему) давлению (рис. II.53) происходит в нейтральной точке (н.т.), находящейся под неизменным давлением столба воды в расширительном баке, независимо от того, работает насос или нет. Отвод воздушных скоплений из верхних магистралей, прокладываемых с подъемом по течению воды, увлекающей эти скопления (обычно скорость воды до 1 м/с и более), осуществляется к специальным воздухоотборникам и воздухоотводчикам — вантузам, устанавливаемым на концах верхних магистралей (в точке а, рис. II.53).

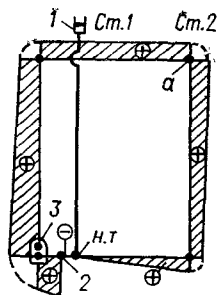


Рис. II.53. Распределение давлений циркуляционного насоса в системе при присоединении расширительного бака к сборной магистрали
1 — расширительный сосуд; 2 — насос; 3 — котел

В насосной системе возможно присоединение расширительного сосуда и непосредственно к главному стояку. Вскипание воды можно исключить. Действительно, помимо насосного давления (заштрихованная площадь на рис. II.54), существует (см. пункт) и положительное гидростатическое (под уровнем воды в расширительном сосуде), намного превышающее разрежение, создаваемое циркуляционным насосом.

Наиболее опасна точка *п*, находящаяся под небольшим гидростатическим давлением. Для предотвращения вскипания в ней воды легко выдерживается условие

$$h' \leq \sum (Rl + z) + 2000, \quad (II.75)$$

где $(Rl + z)$ — потеря давления в магистрали *т-п*.

Несложное присоединение бака (без воздухоотборника и вантузов) по рис. II.54 допускает прокладку верхней магистрали с подъемом к нему даже в насосной системе. Обезвоздушивание через расширительный бак при больших скоростях воды в магистралях будет надежным, если периодически выключать насос. Способствует отделению воздушных скопле-

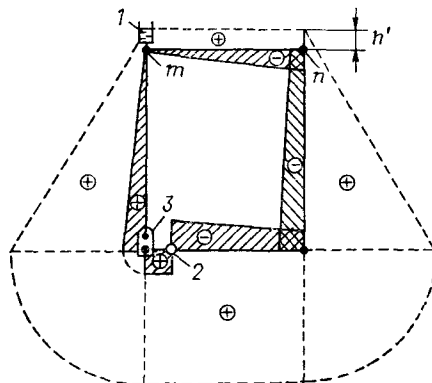


Рис. II.54. Распределение давлений циркуляционного насоса (сплошная линия) и гидростатического (пунктир) при присоединении расширительного сосуда непосредственно к главному стояку:
1 — расширительный сосуд; 2 — насос; 3 — котел

ний и присоединение бака к главному стояку по последовательной схеме рис. II.55, б.

На рис. II.56 показан вантуз. Принцип его действия следующий. Если в пространстве между корпусом и поплавком со-

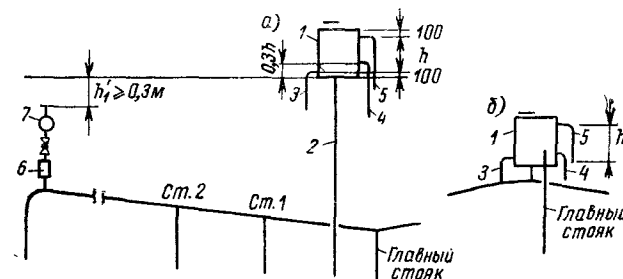


Рис. II.55. Варианты присоединения расширительного сосуда

а — к обратной магистрали; б — последовательное, непосредственно к главному стояку; 1 — расширительный бак; 2 — расширительная труба; 3 — циркуляционная; 4 — сигнальная в котельную (или теплоцентр); 5 — переливная (в канализацию); 6 — воздухоотборник; 7 — вантуз

бирается воздух, то поплавок опускается, сжимается пружина и для воздуха открывается выход в атмосферу. После этого уровень воды поднимается, поплавок всплывает и отверстие в клапане прикрывается.

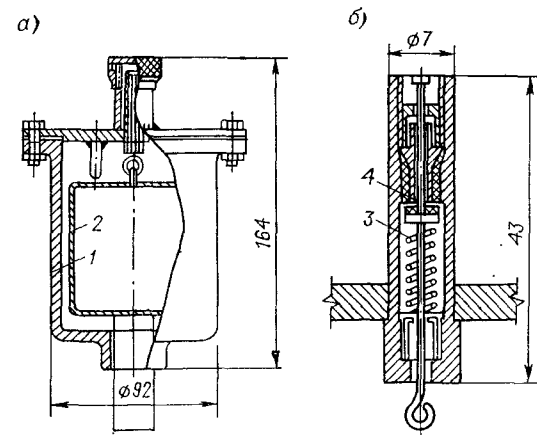


Рис. II.56. Вантуз конструкции ВНИИГС

а — общий вид; б — пружинный клапан; 1 — корпус; 2 — поплавок; 3 — пружина; 4 — отверстие в клапане

Как видно из рис. II.55, вантуз 7 присоединяется к системе отопления после воздухоотборника 6. Последний устанавливается для сбора и удаления воздушных скоплений при ремонте вантуза. Устройство горизонтальных воздухоотборников (увели-

чением диаметра магистрали) нежелательно. Возникающие парные вихри (рис. II.57, а) могут препятствовать отведению из магистрали воздушных скоплений. Более выгодна схема (рис. II.57, б), обеспечивающая естественное всплывание скоплений, как бы катящихся по верхней образующей магистрали.

Расширительный бак изготавливают из листовой стали ($\delta_{ст} \geq 3$ мм) со съемной крышкой на болтах для возможности его очистки; устанавливают на чердаке или вверху лестничной клетки. Снаружи бак покрывают мастичной теплоизоляцией, реже помещают в утепленной будке. Для гарантии от замерзания воды его снабжают циркуляционной трубой (см. рис. II.55).

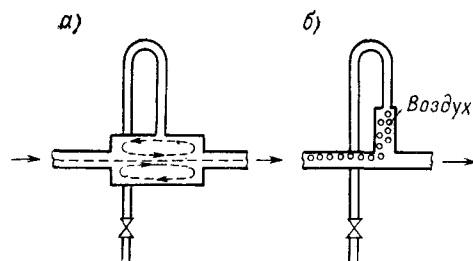


Рис. II.57. Примыкание воздухоотборника к магистрали

а — нецелесообразная схема; б — желательная

Сигнальная труба отведена к раковине в котельной и присоединена к баку на $\frac{1}{3}$ его высоты. Истечение в раковину воды из установленного вентиля служит контролем достаточности наполнения системы. По переливной трубе осуществляется слив излишней воды из системы при ее заполнении. Диаметры труб, мм: расширительной — 20÷25; сигнальной — 15÷20; переливной — 32—50 (при емкости бака $V_6 = 100 \div 4000$ л).

Из условия, что полезный объем (высота h по рис. II.54) расширительного бака V_6 , л, равен максимальному приросту объема воды в системе $V_{сис}$ при нагревании ($\Delta t = t_r - t_b = 95 - 20 = 75$ °С), можно получить

$$V_6 = 0,0006 \cdot 75 V_{сис} = 0,045 V_{сис}, \quad (II.76)$$

где 0,0006 — коэффициент объемного расширения воды.

Значение $V_{сис}$ находится по табл. II.26 в зависимости от емкости оборудования системы.

Пример 12. Определить емкость расширительного бака для насосной системы водяного отопления административного здания ($t_1 = 95$ °С; $t_0 = 70$ °С) с теплотерей 200 000 Вт, оборудованной чугунными секционными котлами и радиаторами.

Согласно табл. II.26,

$$V_{сис} = \frac{200\,000}{1000} (6,9 + 8,6 + 2,6) = 3620 \text{ л}$$

и

$$V_6 = 0,045 \cdot 3620 = 0,163 \text{ м}^3.$$

Принят бак диаметром 0,65 м с полезной высотой $h' = \frac{0,163}{0,785 \cdot 0,65} = 0,5$ м.
Общая высота $0,1 \cdot 2 + 0,5 = 0,7$ м.

Для наполнения и опорожнения бака и водяной системы в целом, если давление в водопроводной сети оказывается недостаточным, используют ручной насос. Его применяют и для откачки воды из расположенных ниже канализации частей отопительной системы. На рис. II.58 приведена обвязка ручного насоса для наполнения системы отопления и удаления из нее воды.

Таблица II.26

Объем воды в элементах системы отопления $V_{сис}$, л

Элементы системы отопления	Объем воды на 1000 Вт тепломощности оборудования при перепаде температур воды в системе	
	95—70 °С	130—70 °С
Чугунные радиаторы высотой, мм		
500	8,6	6,5
1000	20	16
Греющие бетонные панели	1,7	1,3
Стальные панели	1,5	1,2
Рёбристые трубы	5,6	4,3
Пластиначатые калориферы	0,43	0,43
Трубопроводы систем:		
с естественной циркуляцией	14	—
с насосной циркуляцией	6,9	5
Котлы:		
чугунные секционные	2,6	—
стальные жаротрубные	25	—

Если система может быть заполнена водой без работы насоса, открывают вентиль 5 и кран 6, а краны 1, 2 и 7 закрывают. При питании системы при помощи насоса следует открыть вентиль 5 и краны 2 и 7, а остальные краны должны быть закрыты. Между насосом и вентилем 5 устанавливают обратный клапан 3 с целью устранения возможной утечки воды из системы в водопроводную сеть при понижении в ней давления. При спуске воды из системы краны 2, 6 и вентиль 5 закрывают и открывают краны 1 и 7. При необходимости откачки воды из нижних частей системы, находящихся ниже раковины (котельной или теплофикационного ввода в здания), вентиль 5 и кран 7 закрывают, а открывают краны 1, 2, 6.

При централизованном теплоснабжении используют независимую и зависимую схемы присоединения водяного отопления к источнику тепла.

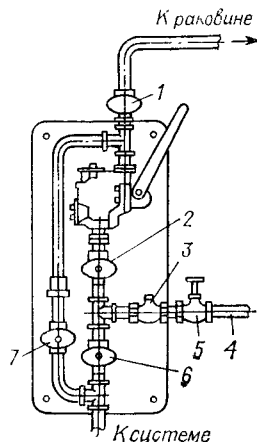


Рис. II.58. Схема обвязки ручного насоса

1, 2, 6, 7 — краны; 3 — обратный клапан; 4 — водопровод; 5 — вентиль

Рис. II.59. Водоводяная или пароводяная система отопления

1 — змеевик первичного теплоносителя; 2 — емкостный теплообменник; 3 — нагревательные приборы водяного отопления

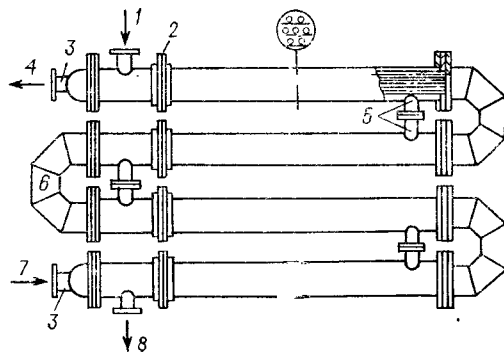


Рис. II.60. Секционный водоводяной подогреватель

1 — вход первичной воды (от ТЭЦ); 2 — лизовый компенсатор; 3 — концевой патрубок; 4 — выход вторичной воды (к абоненту); 5 — соединительные патрубки; 6 — калач; 7 — вход вторичной воды; 8 — выход первичной воды (на ТЭЦ)

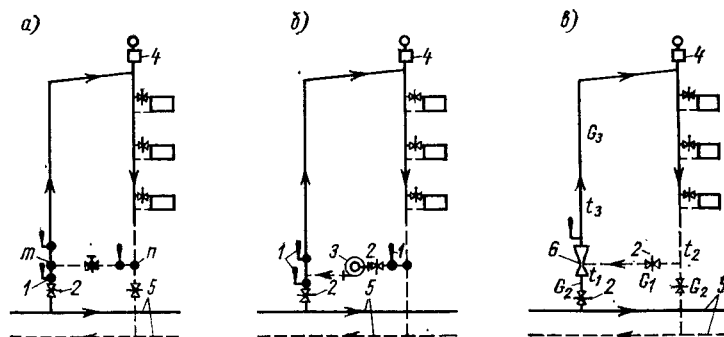


Рис. II.61. Варианты схем водоводяного отопления с непосредственным присоединением к теплосети

1 — термометр; 2 — задвижка; 3 — насос; 4 — воздушосборник с вантузом; 5 — теплопроводы наружной водяной теплосети; 6 — водоструйный элеватор

Независимая схема конструктивно и в эксплуатационном отношении ближе схеме местного теплоснабжения, только котел заменяется теплообменником. В последнем первичная высокотемпературная вода из наружной теплосети (или пар) подогревает (рис. II.59) вторичную — местную воду, не смешиваясь с ней (теплопередача через металлическую разделяющую стенку трубок водоподогревателя). Независимую схему применяют для создания обособленного теплогидравлического режима в местной системе, куда недопустима непосредственная подача высокотемпературной воды (или пара) из теплосети. Независимость присоединения позволяет защитить местную систему от коррозионной активности воды теплосети, использовать теплоемкость местной сети при аварии в наружных теплопроводах.

Применяются емкостные и скоростные теплообменники. Первые (рис. II.59) представляют собой обычно горизонтальные цилиндрические резервуары (емкость 0,4 ÷ 4 м³) с расположенными в них трубчатыми водоподогревателями (или пароподогревателем) поверхностью 0,5 ÷ 4,7 м², аккумулирующими значительные количества тепла, допускающие перерывы в подаче к ним первичного теплоносителя. Малое сопротивление емкостных теплообменников ($\xi \approx 2,0$) обуславливает их применение в отопительных системах и для горячего водоснабжения даже при гравитационной циркуляции. Коэффициент теплопередачи для стального трубчатого водонагревателя составляет 250 ÷ 300 Вт/м²·°С, при латунных трубах — до 350 (для пароводяного отопления соответственно на 10 ÷ 15 % больше).

Более компактными и широко применяемыми для отопления являются скоростные теплообменники (рис. II.60), в которых теплообменивающиеся среды движутся со значительной скоростью (в несколько раз большей, чем в емкостных); теплопередача в скоростных теплообменниках составляет 6000 ÷ 7000 Вт/м²·К*, гидравлическое сопротивление — до нескольких кПа. Для потока через пучок труб

$$\rho_{\text{тр}} \approx 5v_{\text{тр}}^2 n, \quad (\text{II.77})$$

для потока через межтрубное пространство

$$\rho_{\text{м.тр}} \approx 11v_{\text{м.тр}}^2 n, \quad (\text{II.78})$$

где $v_{\text{тр}}$ и $v_{\text{м.тр}}$ — скорости воды соответственно в трубах и в межтрубном пространстве, м/с; n — число последовательно соединенных секций водоподогревателя.

* Еще большая теплопередача возникает при устройстве в теплообменниках спиральных ходов для теплоносителя (конструкция П. Д. Громова, В. М. Гусева, Д. А. Степанова).

Системы независимого водоводяного (и пароводяного) отопления удачно используются в высотных зданиях, устройство в которых единой системы водяного отопления может привести к нарушению целостности располагаемых в нижних этажах трубопроводов и особенно радиаторов из-за воздействия на них большого гидростатического давления; нельзя допускать и передачу его в наружную теплотсеть. Высотное здание в соответствии с предельно допустимым давлением на приборы обычно делится по высоте на ряд зон. Каждая из них имеет свою водяную систему, свой водоподогреватель.

Очень часто устраивают открытые (зависимые) системы водоводяного отопления, т. е. организуют непосредственное смешение воды ($t_r > 100^\circ\text{C}$) теплотсети с водой местной системы отопления. На рис. II.61

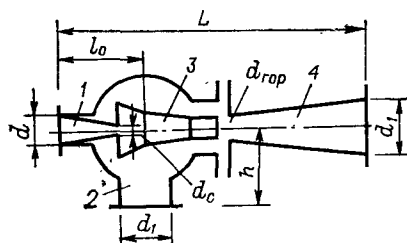


Рис. II.62. Схема водоструйного элеватора

1 — рабочее сопло; 2 — камера всасывания; 3 — смесительный конус; 4 — диффузор

представлены варианты таких систем. Системы с гравитационной циркуляцией присоединяются к теплотсети (рис. II.61, а); подмешивание воды из теплотсети осуществляется соответствующим прикрытием задвижки 2 на перемычке $m-n$ в соответствии с показаниями термометров 1. На рис. II.61, б приведен вариант водяного отопления со смешением воды при помощи насоса. Установка насоса предусматривается при недостаточной для требуемой циркуляции в системе разнице давлений на вводе (в подающей и обратной магистралях теплотсети). На рис. II.61, в представлен вариант, предложенный В. М. Чаплиным, — схема с водоструйным элеватором (рис. II.62).

Элеватор состоит из рабочего сопла 1 небольшого диаметра, через которое под значительным давлением поступает перегретая вода из теплотсети. Последняя эжектирует (подсасывает) в камере 2 охлажденную воду из обратной магистрали местной системы отопления. В смесительном конусе 3 происходит смешение той и другой воды до температуры (рис. II.61, в), допускаемой в местной системе. В диффузоре конической формы 4 за счет постепенного падения в нем скорости движения смеси в струе падает динамическое давление p_v . Это приводит к повышению статического давления за элеватором, полезно используемого для усиления циркуляции в отопительной системе.

Характеристикой элеватора является коэффициент подмешивания

$$a = G_1/G_2 = (t_1 - t_3)/(t_3 - t_2). \quad (\text{II.79})$$

Диаметр выпускного отверстия (горловины) сопла элеватора (рис. II.62)

$$d_{\text{горл}} = 1,5 \sqrt[4]{\frac{G^2 (1 + a)^2}{p_{\text{сис}}}}, \quad (\text{II.80})$$

где G — общий расход воды в местной системе, т/ч; $p_{\text{сис}}$ — расчетная потеря давления в ней, кПа.

Диаметр входного сопла, см

$$d_c = d_{\text{горл}}/(1 + a). \quad (\text{II.81})$$

Давление перед элеватором

$$p_{\text{эл}} = 1,4 (1 + a)^2. \quad (\text{II.82})$$

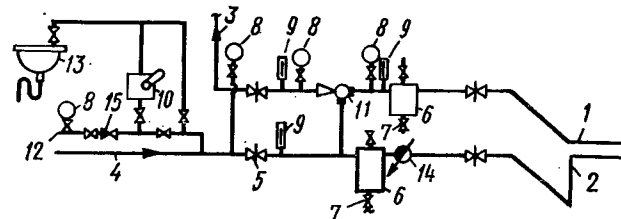


Рис. II.63. Схема водяного ввода

1 — подающая магистраль теплотсети; 2 — обратная магистраль; 3 — подающая магистраль в систему отопления; 4 — обратная магистраль; 5 — задвижка; 6 — грязевик; 7 — опускная из грязевика; 8 — манометры; 9 — термометры; 10 — ручной насос; 11 — элеватор; 12 — водопровод; 13 — раковина; 14 — водомер; 15 — обратный клапан

Тип и номер элеватора подбираются по каталогам в соответствии с найденными размерами. Схема установки оборудования теплового ввода от водяной теплотсети приведена на рис. II.63.

Одним элеватором можно обслужить системы отопления ряда зданий с суммарной нагрузкой до 350 000 Вт. Коэффициент полезного действия элеваторов невелик, поэтому давление перед элеватором обычно в 5–10 раз больше, чем в местной системе.

7.5. Гидравлический режим и тепловая устойчивость систем водяного отопления

Расчет диаметров трубопроводов систем водяного отопления с определением расхода и температур воды на участках ведется для максимальных тепловых нагрузок. Однако в силу изменения внешних факторов эти нагрузки меняются, нарушается и тепловой режим систем. Способность отопительной системы сохранять или пропорционально изменять расход теплоносителя на всех ее участках характеризуется гидравлической устойчивостью системы. Гидравлическая устойчивость харак-

теризуется отношением фактического расхода на участке системы к расчетному. Для гидравлически устойчивых систем это отношение равно единице, а для гидравлически неустойчивых — оно меньше или больше единицы.

Способность системы пропорционально изменять теплоотдачу отопительных приборов при изменении параметров теплоносителя называется ее тепловой устойчивостью. Наиболее эффективны системы, которые обладают и тепловой, и гидравлической устойчивостью.

Оптимальный режим такой, при котором обеспечивается теплоотдача приборов, соответствующая расчетной или ей пропорциональная. Отклонение от оптимального режима означает разрегулировку системы. Различаются: вертикальная разрегулировка, характеризующаяся неравномерностью теплоотдачи приборов по этажам, и горизонтальная разрегулировка, при которой теплоотдача приборов в пределах одного этажа неравномерная.

Гравитационные системы обладают способностью к саморегулированию. Если в прибор будет поступать недостаточный расход воды, то она будет больше остывать, возрастут разность плотностей воды на выходе и входе в прибор, а также гравитационное давление. Это автоматически вызовет желательное для урегулирования увеличение расхода циркулирующей воды. Все это свидетельствует о значительной тепловой устойчивости гравитационных систем.

В двухтрубных вертикальных системах нередко отстает прогреваемость приборов нижних этажей. Давление в их циркуляционных кольцах меньше, чем на верхних этажах. Регулирование идет за счет тщательного гидравлического расчета, введения для верхних приборов дополнительных сопротивлений (кранов, дроссель-шайб).

Однотрубный стояк можно считать как бы единым прибором, поскольку соединение этаже-узлов последовательное. Поэтому однотрубная система также обладает саморегулированием.

В насосных системах давление насоса постоянно, величина же гравитационного давления изменяется в зависимости от температуры греющей воды. Необходимо количественно-качественное регулирование, т. е. не только по температуре воды, но и по ее расходу.

Опыт эксплуатации систем отопления показывает, что в двухтрубных системах почти всегда остаются непогашенными давления в кольцах через верхние приборы. Особенно это характерно для тупиковых систем с верхней разводкой. Поэтому в них появляется горизонтальная разрегулировка. Кольца циркуляции через ближайшие стояки будут иметь наибольшие избыточные давления; по ним будут перемещаться наибольшие расходы теплоносителя.

Условия с точки зрения горизонтальной устойчивости можно улучшить, если диаметры магистралей взять значительными (уменьшить в них потери давления), а диаметры стояков, наоборот, небольшими (увеличить потери в стояках). В этих случаях суммарные потери в кольцах будут примерно одинаковыми. Удобно для этого конструировать магистрали из труб одного значительного диаметра. Устранению горизонтальной неустойчивости вертикальных двухтрубных и однотрубных систем способствует и применение в стояках шайб с калиброванными отверстиями.

Вертикальную неустойчивость в двухтрубных системах одними конструктивными мерами устранить нельзя. Гравитационное давление в системе меняется сообразно с колебаниями t_n и другими внешними факторами. В итоге меняется соотношение насосного и гравитационного давлений. Поддержание постоянства этого соотношения возможно только количественным регулированием. Иначе говоря, вертикальную устойчивость можно существенно улучшить изменением гидравлического режима в системе.

В однотрубных системах вертикальную неустойчивость конструктивно также не исключить. С изменением t_n в стояках изменяется перепад температур, а следовательно, и коэффициент теплопередачи приборов. Поверхность же их остается неизменной. Обеспечить необходимое соотношение насосного и гравитационного давлений можно поэтому только за счет изменения расхода воды.

В горизонтальных водяных системах характерное соотношение потерь в поэтажных ветках с приборами и потерь в горячей и обратной магистралях (сравнительно небольшой протяженности) достаточно велико. Это подчеркивает значительную гидравлическую устойчивость горизонтальных систем.

Суть гидравлической и тепловой устойчивости насосно-водяной системы отвечает выражению

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{G_c'(t_1' - t_2')}{Gc(t_1 - t_2)} = \frac{K'F\Delta t}{KF\Delta t}, \quad (II.83)$$

где Q — расход тепла, Вт; G — расход воды, кг/ч; c — теплоемкость, Дж/(кг·К); $\Delta t = (t_1 + t_2)/2 - t_b$, °С; t_1 и t_2 — температуры подающей и обратной воды в системе, °С; t_b — преобладающие температуры воздуха в помещениях, °С; K — коэффициент теплопередачи нагревательных приборов, Вт/(м²·ч).

В процессах регулирования применяют условия: для качественного регулирования

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{(t_b - t'_n)}{(t_b - t_{n.p})}, \quad (II.84)$$

где t'_n и $t_{n.p}$ — наружные температуры (конкретная и расчетная) для подбора оборудования системы, °С.

для количественно-качественного регулирования

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{G'(t'_r - t'_o)}{G(t_r - t_o)} \quad (II.85)$$

Теплоотдача отопительных приборов при сопоставляемых режимах

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{K' \left(\frac{t'_r + t'_o}{2} - t_b \right)}{K \left(\frac{t_r + t_o}{2} - t_b \right)} \quad (II.86)$$

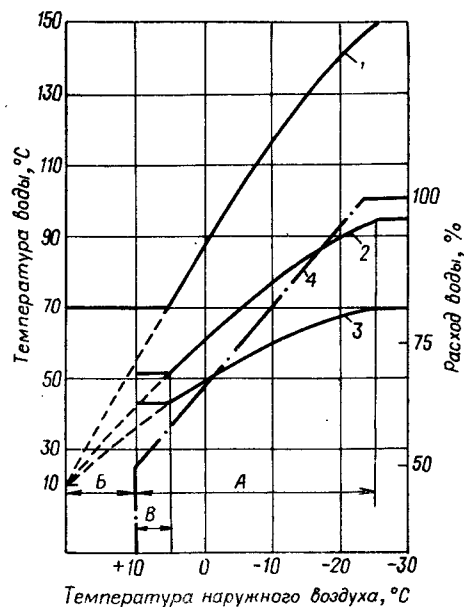


Рис. II.64. Вариант графика центрального регулирования

1 — температура подаваемой сетевой воды; 2 — температура воды, поступающей в системы центрального отопления; 3 — температура обратной воды из систем отопления; 4 — расход воды на отопление; А — отопительный период; В — период работы на цели горячего водоснабжения; В — переходный период, вызванный обеспечением работы горячего водоснабжения

После совместного решения приведенных равенств получаются уравнения для расчета необходимых температур воды и построения соответствующих графиков контрольного регулирования работы водяного отопления:

для систем с естественной циркуляцией воды

$$t'_r + t'_o = 2 \left[t_b + \left(\frac{t_r + t_o}{2} - t_b \right) \left(\frac{t_b - t'_n}{t_b - t_n} \right)^{0,8} \right], \quad (II.87)$$

для насосно-водяных систем

$$t_r = t_b + \left(\frac{t_r + t_o}{2} - t_b \right) \left(\frac{t_b - t'_n}{t_b - t_n} \right)^{0,8} + \frac{1}{2} (t_r - t_o) \left(\frac{t_b - t'_n}{t_b - t_n} \right) \quad (II.88)$$

и

$$t'_o = t_b + \left(\frac{t_r + t_o}{2} - t_b \right) \left(\frac{t_b - t'_n}{t_b - t_n} \right)^{0,8} - \frac{1}{2} (t_r - t_o) \left(\frac{t_b - t'_n}{t_b - t_n} \right). \quad (II.89)$$

Вариант обобщенного графика приведен на рис. II.64. Обычно регулирование водяного отопления ведется по такому оптимальному графику, при котором ни в одном отапливаемом помещении t_b не была бы ниже нормируемой.

Следует подчеркнуть, что для достижения температурного комфорта в помещениях с одновременным устранением перетопов и перерасхода тепла вполне удовлетворительной окажется эксплуатация отопительных систем с применением автоматики. Наиболее целесообразно центральное программное регулирование с использованием индивидуальных комнатных терморегуляторов (опыт Москвы, Ленинграда и т. д.). Возможно, что в ряде случаев для этого потребуются реконструкция систем отопления для обеспечения пофасадного регулирования и снижения теплоемкости и т. д., в том числе и использование теплофизической модели конкретного здания — аналога работы отопления, расширения области применения пультов управления этой работы.

ГЛАВА 8

ОСНОВНЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ С МЕСТНЫМИ ПРИБОРАМИ

8.1. Принципы действия и классификации паровых систем. Основное их оборудование

В паровых системах применяют сухой насыщенный или влажный насыщенный пар. В нагревательных приборах обеспечивается конденсация пара с выделением скрытой теплоты парообразования. В наружных паропроводах, чтобы исключить нежелательную попутную конденсацию пара в них, стремятся использовать перегретый пар.

Энтальпия сухого насыщенного пара, Дж/кг,

$$I'' = I' + r, \quad (II.90)$$

где I' — энтальпия воды при температуре кипения (теплота, затрачиваемая на подогрев жидкости до температуры кипения), Дж/кг; r — скрытая теплота парообразования, Дж/кг; при давлении пара 0,01 МПа энтальпия воды $I' = 426,2$ Дж/кг, $r = 2260$ Дж/кг, энтальпия пара $I'' = 426,2 + 2260 = 2686,2$ Дж/кг.

В СССР обычно применяют паровые системы отопления низкого (давление насыщенного пара $p < 0,07$ МПа) и высокого давления ($p > 0,07$ МПа). Первые допускаются для различных спортивных и зрелищных сооружений (гимнастических залов, бассейнов, клубов, театров), ресторанов, столовых, буфетов, магазинов, административно-конторских и бытовых

помещений, конструкторских бюро и т. д., вторые рекомендуются в основном для отопления производственных помещений, в которых технологический процесс не связан с выделением взрывоопасной и горючей пыли, горючих и поддерживающих горение газов.

На рис. II.65 приведена схема замкнутой системы парового отопления низкого давления. Вода в котле 1 нагревается до температуры кипения (например, при давлении 0,07 МПа сообщается теплота 482 Дж/кг).

Дальнейшее нагревание превращает воду в пар (сообщается теплота парообразования 2218 Дж/кг), который с теплосодержа-

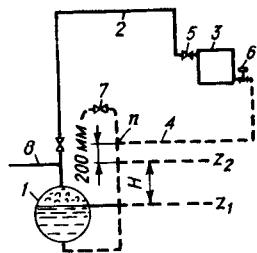


Рис. II.65. Простейшая схема замкнутой сети парового отопления

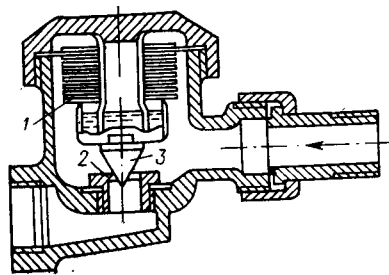


Рис. II.66. Конструкция парозапиравателя

нием 2700 Дж/кг поступает по паропроводу 2 в нагревательный прибор 3. Охлаждаясь в последнем, пар конденсируется, отдавая теплоту парообразования, передаваемую через стенки прибора в отапливаемое помещение. Образовавшийся в приборе конденсат (с теплосодержанием 482 Дж/кг) стекает по конденсатопроводу 4 обратно в котел для повторного превращения в пар.

Вентиль 5 служит для регулирования подачи пара к нагревательному прибору. Ввинчивая пробку 6 в тройник, можно поддерживать режим, при котором пар будет полностью конденсироваться в приборе. Так можно исключить прорыв пара в конденсационную линию и возникающий из-за этого шум (гидравлические удары). В системах высокого давления тройник с пробкой заменяется паровым вентилем. Поскольку до пуска система заполняется воздухом, пар может полностью заполнить прибор, только вытеснив из него воздух через специальную трубку, снабженную вентилем 7. Последний перекрывается после окончания такой «продувки» прибора, системы.

Для автоматического предотвращения выпуска пара в атмосферу взамен вентилей 7 устанавливается парозапираватель (рис. II.66). При поступлении к нему пара гофрированная ко-

робка (сильфон) 1, заполненная расширяющейся от нагревания жидкостью (спирт), растягивается, и прикрепленный к ней конусный золотник 3 закрывает отверстие 2 для прохода пара. Наоборот, при омывании коробки охлаждающим воздухом она сжимается, поднимает золотник 3 и открывает отверстие 2.

Конденсатопроводы монтируют с уклоном 0,005, обеспечивающим самотечное движение конденсата. Конденсатопроводы, работающие неполным сечением, условно называют «сухими», полным — «мокрыми». Уклон паропроводов во избежание шума должен соответствовать направлению течения пара попутно с конденсатом, образующимся при охлаждении пара в паропроводе.

При отсутствии пара конденсат (рис. II.65) будет располагаться в котле и «мокрым» конденсатопроводе на уровне z_1 . При давлении пара в котле p_k конденсат поднимется в конденсатопроводе на высоту $H = p_k$. Для удаления воздуха из «сухого» конденсатопровода необходимо, чтобы точка n была выше отметки z_2 (хотя бы на 200 мм).

Чтобы давление пара в системе не повышалось за котлом выше допустимого, предусматривают (линия 8 на рис. II.65) сообщаемый с атмосферой, автоматически действующий предохранительный гидравлический затвор: петлю — при низком давлении и редукционный наружный клапан — при высоком.

Схема затвора показана на рис. II.67. Затвор состоит из коллектора 1 и бачка 2, соединенных трубами 3 и 4. Труба 3 в бачке 2 вверху имеет полуотвод. Коллектор подключен к водопроводной линии 6. В водопроводной линии 6 установлен на уровне I—I, располагающейся на середине высоты между уровнями II—II и III—III.

При остановке работы котла вода находится на уровне I—I (уровень z_1 на рис. II.65). При повышении давления в котле уровень воды в трубе 8 понизится, а в трубах 3 и 4 повысится. Разница этих уровней будет отвечать рабочему давлению пара в котле. Если давление станет выше допустимого, то вода из трубы 8 под давлением пара будет выброшена в бачок 2. Первой опорожнится труба 4 (более короткая, чем труба 3), пар из котла получит свободный выход в атмосферу (через трубу 4, бачок 2, трубу 5). При понижении давления пара вода из бачка 2 через трубу 3 вновь заполнит трубу 4, а разность уровней в трубе 8 и трубах 3 и 4 установится в соответствии с давлением пара в котле. Труба 5 выводится в безопасное место, например на крышу котельной.

На рис. II.68 представлен пружинный редукционный клапан (одновременно и запорный вентиль). Снижение давления происходит вследствие пропуска пара с большой скоростью под золотник через небольшое кольцевое отверстие 1. Необходимое снижение давления обеспечивается соответствующим натяжением пружины. Клапан поддерживает постоянное давление

в отопительной системе независимо от давления до себя. Если давление после редуктора увеличится, золотник опустится, кольцевое отверстие уменьшится. Ручное запираание последнего осуществляется с помощью верхнего вентиля 2 с удлиненной

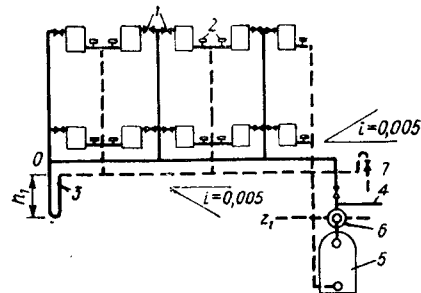
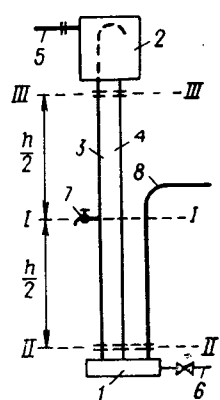


Рис. II.69. Схема замкнутой системы парового отопления низкого давления с самотечным поступлением конденсата в котел и с нижними паровой и конденсационными магистралями

1 — паровые вентили; 2 — тройники с пробкой; 3 — водяной затвор; 4 — линия к предохранительному гидравлическому затвору; 5 — котел; 6 — сухопарник; 7 — вентиль для выпуска воздуха при пусковой продувке системы

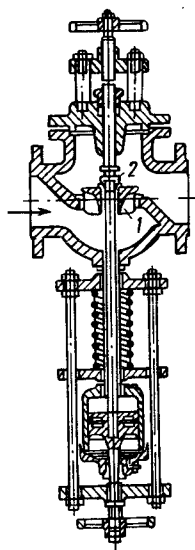


Рис. II.67. Схема предохранительного гидравлического затвора у паровых котлов низкого давления

Рис. II.68. Редукционный клапан

осью. Предельное низшее давление за краном — 0,5 МПа. Дальнейшее понижение обеспечивается особым дополнительным вентилем.

Схемы паровых систем (низкого и высокого давления) в основном аналогичны водяным. Обычно используют двухтрубную схему: по паропроводам подается пар к нагревательным приборам, по конденсатопроводам отводится конденсат. По способу

возврата конденсата в котел различают системы парового отопления с самотечным поступлением конденсата (замкнутые) и с перекачкой конденсата в котел из конденсатного бака, где он предварительно собирается (разомкнутые).

Вследствие более высокой температуры теплоносителя на нагревательные приборы при паре низкого и тем более высокого давлений менее гигиеничны, чем при теплоносителе — воде с температурой $t < 100^\circ\text{C}$, однако расход приборов в паровых системах на 30—40 % меньше, чем в водяных. Малая объемная масса и большое теплосодержание пара обеспечивают снижение тепловой инерции парового отопления, быстрый обогрев и

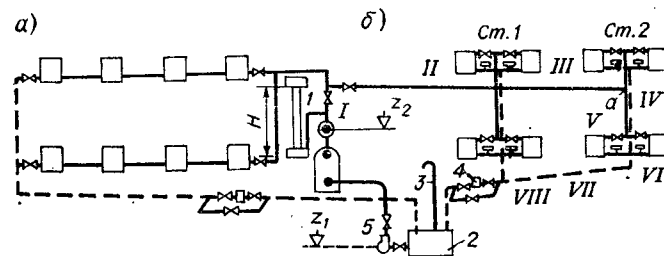


Рис. II.70. Варианты разомкнутой паровой системы

а — горизонтальная однотрубная; б — вертикальная двухтрубная с промежуточной магистралью; 1 — предохранительный гидравлический затвор; 2 — конденсатный бак; 3 — воздушная трубка; 4 — конденсатоотводчик с обходной петлей на случай ремонта и пуска холодной системы; 5 — насос для перекачки конденсата в котел; I—V — расчетные участки паропроводов; VI—VIII — то же, конденсатопроводов

остывание помещений. Это качество особенно ценно для периодического отопления.

Не требует пояснений схема с верхней паровой магистралью (рис. II.65). При нижней же прокладке магистралей (рис. II.69), сохраняя целесообразный для паропровода уклон по пути движения пара, в точке 0 предусматривают отведение попутно образовавшегося конденсата при помощи водяного затвора. Чтобы исключить прорыв пара в конденсационную магистраль, высота h_1 должна быть больше давления пара в точке 0.

В отличие от представленного на рис. II.65 зеркала испарения (уровень z_1) размещается не в самом котле, а в специальном сухопарнике, расположенном над котлом. Последний не полностью заполнен нагреваемой водой.

Рис. II.69 иллюстрирует «цепочечную» схему для стояков и подводок, рис. II.70, б — «столбовую», требующую меньшего числа отверстий в перекрытиях; схема, приведенная на рис. II.70, б, предусматривает прокладку паровой магистрали под потолком одного из этажей, сокращающую затраты труб на стояки. Такая прокладка допустима лишь в производственных помещениях.

Применяются и горизонтальные паровые системы с поэтажными ветками как двухтрубными, так и более простыми — однострунными (рис. II.70, а). Последние * не требуют установки воздуховыпускных шурупов на нагревательных приборах. Воздух, будучи тяжелее пара, удаляется совместно с конденсатом по трубопроводу ветки. Гидравлических ударов совместное (и попутное) течение не вызывает. Такая горизонтальная ветка рассчитывается как единый расчетный участок с расходом пара, кг/ч,

$$G_B = \sum Q_{пр}/r, \quad (II.91)$$

где $\sum Q_{пр}$ — суммарная тепловая нагрузка от всех присоединенных к ветке приборов, кДж/ч; r — скрытая теплота, кДж/кг, парообразования при конечном (для запаса) давлении в ветке, Па.

Отечественный опыт свидетельствует о возможности использования и паровых однострунных вертикальных схем с верхней прокладкой паровой магистрали. За рубежом применяют однострунные системы со встречным течением пара и конденсата в стояках. Последние, однако, имеют трубы значительных диаметров (табл. II.27) и рассчитываются на небольшие скорости пара.

Таблица II.27

Максимальные скорости бесшумного течения пара в трубах, м/с

Диаметр трубы d_y , мм	Попутное движение пара и конденсата		Встречное движение пара и конденсата	
	в горизонтальных участках	в вертикальных участках	в горизонтальных участках	в вертикальных участках
15	20	25	2—2,5	4
20	30	40	2,5—3	5
25	40	50	4	6
32	45	55	5	7
40	50	60	6	8
50 и более	60 и более	70 и более	8	10

При незначительном возвышении нагревательных приборов над котлом, а также в случаях применения пара высокого давления используют паровые системы, устроенные по разомкнутой схеме, т. е. со сбором конденсата в бак и периодической перекачкой его обратно в котел (рис. II.70).

Объем бака V , м³, рассчитывается на сбор конденсата в течение $\tau = 1 \div 2$ ч;

$$V = Q\tau/r\rho, \quad (II.92)$$

где Q — тепловая мощность котельной (системы) с учетом бесполезных потерь, кДж/ч; ρ — плотность конденсата ($\rho \approx 1000$ кг/м³).

* Техническое усовершенствование автора раздела № 214—1545 от 04.04.50.

Насос для перекачки конденсата во избежание вскипания при всасывании конденсата устанавливают не выше уровня конденсата в баке. Давление, создаваемое насосом, Па, должно быть

$$p_n = p_k + hgr + \sum (Rl + z) + 10000, \quad (II.93)$$

где p_k — давление в котле, Па; hgr — давление столба конденсата высотой h от наибольшей отметки уровня стояния воды в котле до оси насоса, Па; $\sum (Rl + z)$ — потери давления в питательном конденсатопроводе (от конденсата бака до котла), Па; 10 000 — свободное давление на излив конденсата в котле, Па.

Для предупреждения прорыва пара из системы в конденсатный бак служат парозапирающие устройства: гидравлические затворы, если их высота h_1 допустима в конкретных условиях; дроссель-шайбы; конденсатоотводчики с обходной петлей на случай ремонта и продувки или парозапиратели, например термического действия (рис. II.66), или с опрокинутым поплавком (рис. II.71) и др.

Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком состоит из корпуса 1, крышки 2, поплавок 4 и рычага 3 с шаровым клапаном. Конденсат поступает во внутреннюю полость корпуса, в котором имеется открытый поплавок. При наполнении полости конденсатом поплавок всплывает, закрывая выпускной паровой клапан. Затем поплавок, залитый достаточно полно конденсатом, опускается, открывая выходное отверстие. После выпуска из конденсатоотводчика конденсат еще сохраняет давление, соответствующее давлению пара перед конденсатоотводчиком, и конденсат может подняться на высоту $0,4 p'$ при низком давлении и $0,7 p'$ — при высоком (здесь p' — давление за конденсатоотводчиком). Для предотвращения обратного поступления конденсата в конденсатоотводчик из расположенной над конденсатоотводчиком линии устанавливается обратный клапан. Конденсатоотводчик рассмотренной конструкции применяют при перепаде давления 0,05 МПа (0,5 кгс/м²), а конденсатоотводчик термического действия — до $2 \cdot 10^4$ Па.

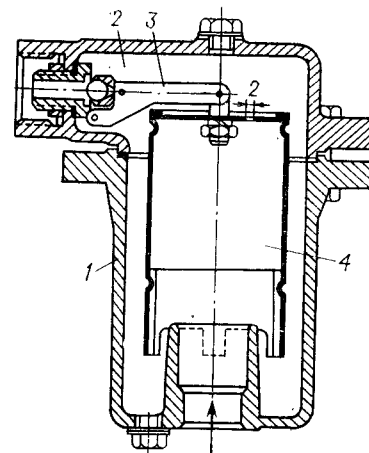


Рис. II.71. Парозапирающий с опрокинутым поплавком

8.2. Расчет диаметров и оборудования трубопроводов паровых систем отопления

Подбор диаметров паропроводов низкого давления аналогичен подбору диаметров труб водяного отопления и обычно сводится к выявлению требуемого давления пара в котле для покрытия потерь давления на трение $p_{тр}$ и в местных сопротивлениях $p_{м.с.}$. Давление p_k расходуется на участке от котла до нагревательного прибора. Сопротивление последнего оценивается не коэффициентом местного сопротивления, а величиной $p_{пр}=2000$ Па:

$$p_k = \sum (p_{тр} + p_{м.с.}) + 2000 = \sum (Rl + z) + 2000. \quad (II.94)$$

Давление p_k должно отвечать созданию в паропроводах целесообразных (не менее 5 м/с) скоростей (см. табл. II.27) и отвечать допустимой по местным условиям высоте расположения точки n (см. рис. II.65).

При насосной перекачке конденсата максимальное давление в котле диктуется высотой h предохранительной петли — при низком давлении пара или настроенным предельным давлением пружинного клапана — при высоком.

Подбор диаметра паропроводов начинают для наиболее протяженного пути — от котла до самого удаленного прибора. На местные сопротивления в паровых системах тратится обычно около 35 % располагаемого давления (в наружных сетях еще меньше), поэтому

$$R_{ср} = \frac{0,65 (p_k - p_{пр})}{\sum l}. \quad (II.95)$$

При выборе диаметров труб пользуются нижней частью номограммы (рис. II.72), составленной для средних плотностей пара, применяемого в системах низкого давления. При невозможности увязки потерь давления в параллельных участках применяются дроссель-шайбы, на горизонтальных участках лучше (для опорожнения) с эксцентрично расположенным внизу отверстием (см. рис. II.35, б). Диаметр его $d_{ш}$ (не менее 3 мм) принимается по формуле

$$d_{ш} = 0,92 \sqrt{q^2 / \Delta p_{ш}}, \quad (II.96)$$

где q — тепловая нагрузка на участке, Вт; $\Delta p_{ш}$ — перепад давления, погашаемого шайбой, Па.

Пример 13. Подобрать диаметры паропроводов правой части системы отопления низкого давления (рис. II.70, б) от котла до правого нижнего прибора (участки I—V). Теплоотдача каждого нижнего прибора 3500 Вт. Длины участков приведены в табл. II.28. Давление пара в котле 8000 Па, перед прибором — 2000 Па.

Принимаем

$$R_{ср} = \frac{0,65 (8000 - 2000)}{27,5} \approx 140 \text{ Па/м.}$$

По номограмме (рис. II.72), например для участка V, вертикальная линия тепловой нагрузки 3500 Вт пересекается с горизонтальной, отвечающей $R_{ср}=140$ Па, ближе к значению $d_y=15$ мм, которое и принимается в расчете. В этом случае скорость будет 13,2 м/с, $p_{тр}=54$ Па, фактическое значение $R=150$ Па/м. Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta=18,5$ (косой вентиль $\zeta=16$, два отвода у прибора $\Sigma \zeta=1$; тройник ответвления $\zeta=1,5$). Остальные характеристики (по аналогии с примером расчета диаметров водяного отопления) приведены в табл. II.28.

Невязка составляет

$$\frac{6000 + 5795,5}{6000} 100 = 4\% < 10\%.$$

Таблица II.28

Расчет диаметров паропроводов низкого давления

№ участка	Q, Вт	l, м	d _y , мм	v, м/с	p _{тр} , Па	R, Па/м	Σζ	p _{тр} , Па	p _{м.с.} , Па	p _{тр} + p _{м.с.} , Па
V	3 500	1,5	15	13,3	54	150	18,5	225	1000	1225
IV	7 000	3	20	13,8	59	110	1,5	88,5	330	418,5
III	14 000	7	25	16,5	85	120	2	840	170	1110
II	28 000	14	32	21,7	140	130	4,5	630	1820	2450
I	65 000	4	50	18,4	108	58	3	232	324	556

$$\Sigma l = 27,5 \text{ м}$$

$$\Sigma (Rl + z) = 5795,5 \text{ Па}$$

Диаметры самотечных конденсатопроводов подбирают в зависимости от уклона труб, количества конденсата (или тепловой нагрузки), степени заполнения труб конденсатом. Используется верхняя часть номограммы (рис. II.72). За минимальный условный диаметр самотечного конденсатопровода, работающего с неполным заполнением сечения конденсатом, выбирается $d_y=20$ мм (из-за ржавления и зарастания). Продолжая вверх соответствующую линию тепловой нагрузки, находят точку пересечения с кривой, характеризующей режим конденсатопровода. Справа от этой точки читается ближайший больший его диаметр.

Таблица II.29

Подбор диаметров конденсатопроводов

№ участка	Q _{уч} , Вт	Характеристика трубопровода	d _y , мм
VI	3 500	Горизонтальный, сухой	20
VII	14 000	То же	20
VIII	28 000	Горизонтальный и вертикальный сухой	32

Пример 14. Для той же системы (рис. II.70, б) подобрать d_y конденсационной линии (табл. II.29).

Расчет напорных конденсатопроводов полного наполнения, например участка от конденсационного бака до котла (рис. II.70), производится по номограмме (рис. II.47), как трубопро-

вода водяного отопления с расходом воды G , кг/ч, в зависимости от давления, развиваемого насосом для перекачки конденсата.

При эксплуатации напорных конденсатопроводов приходится считаться с появлением пара вторичного вскипания. Причиной такого вскипания конденсата служит значительное понижение

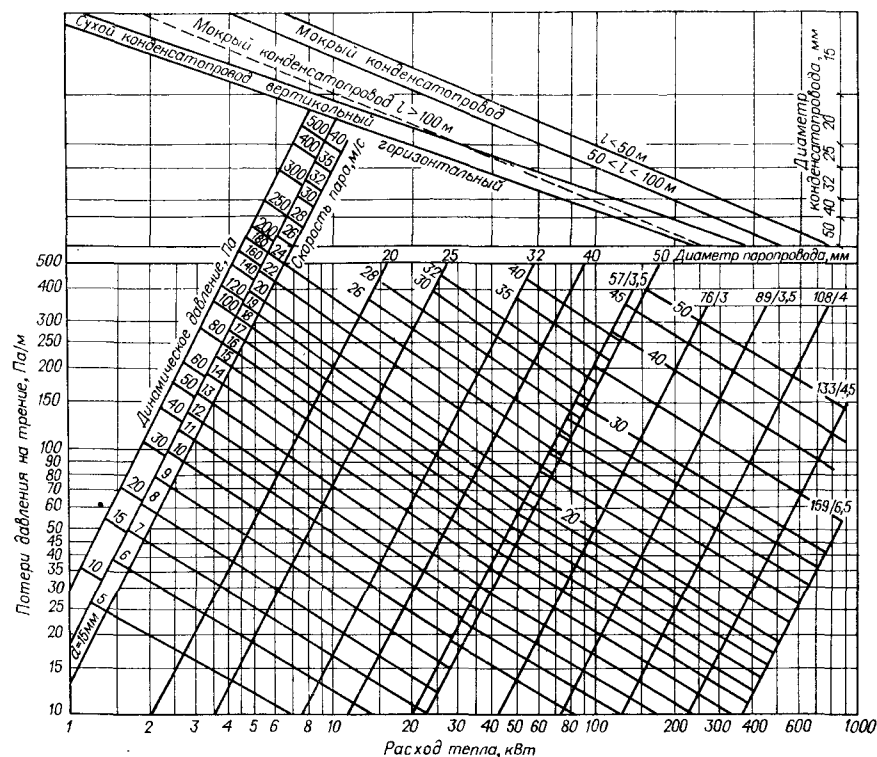


Рис. II.72. Номограмма для подбора диаметров паропроводов и самотечных конденсатопроводов

давления, когда фактическая температура конденсата оказывается выше температуры насыщенного пара при пониженном давлении. Количество пара вторичного вскипания, полученного из каждого килограмма конденсата в системе, составляет

$$q_{вт.п} = (q_{нач} - q_{кон})/q_n \quad (II.97)$$

где $q_{нач}$, $q_{кон}$ — теплосодержания конденсата, отвечающие соответственно давлению перед и за конденсатоотводчиком (у прибора отопления, конденсатного бака), кДж/кг; q_n — теплота испарения при давлении в конце конденсатопровода, кДж/кг.

Для того чтобы сократить потери тепла со вторичным паром, целесообразна организация переохлаждения конденсата до $70 \div 90^\circ\text{C}$. В этих случаях конденсатопровод можно прокладывать, например, через местные отопительные приборы или другие теплообменники.

Детальный расчет паропроводов высокого давления значительно сложнее. На различных участках таких паропроводов может в существенных пределах изменяться плотность пара в соответствии со значительным изменением его давления. Это особенно ощутимо для наружных протяженных паропроводов. Для

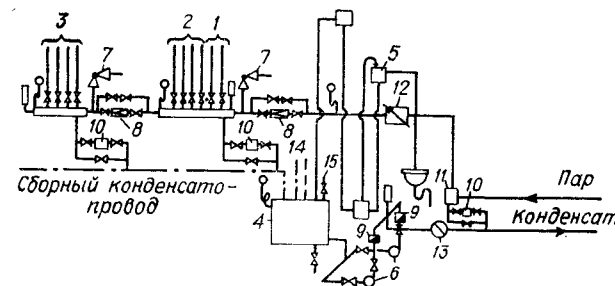


Рис. II.73. Схема парового ввода

1 — пар на технологические нужды; 2 — пар на вентиляцию; 3 — пар на отопление; 4 — закрытый конденсационный бак; 5 — гидрозатвор; 6 — насос для перекачки конденсата; 7 — предохранительные клапаны; 8 — редукционный клапан; 9 — обратный клапан; 10 — конденсатоотводчик с обходной петлей (при ремонте); 11 — водоотделитель; 12 — паромер; 13 — водомер; 14 — пар низкого давления; 15 — воздушная трубка (обратный клапан за конденсатоотводчиком не показан)

них нельзя ориентироваться на усредненное значение плотности, как это принято при составлении номограммы для паропроводов низкого давления. Во внутренних системах отопления зданий падение давления на участках сравнительно невелико. Расчет диаметров паропроводов высокого давления поэтому допустимо приближенно вести по номограмме (рис. II.72), составленной для пара низкого давления.

Для приближенного (прикидочного) подбора диаметра участка можно использовать выражение

$$d = 0,001 \sqrt{G/(2800\rho v)} \quad (II.98)$$

где G — расчетный расход пара высокого давления на участке, кг/ч; v — возможная средняя скорость пара (см. табл. II.27), м/с; ρ — плотность пара, кг/м³, отвечающая фактическому давлению.

При сравнении с водяными системами подчеркивается экономия средств и металла на устройство парового отопления (25 % — при низком давлении, до 40 % — при высоком). Недо-

статком является практическая невозможность плавного регулирования теплоотдачи приборов изменением давления пара. Регулирование поэтому, как правило, осуществляют пропусками подачи пара в систему. Это ведет к колебаниям t_b , хотя и обеспечивает убыстрение темпа обогрева и охлаждения помещений. Существенным недостатком является и недолговечность корродируемых стальных самотечных конденсаторов.

В СССР применение паровых систем сейчас ограничивается главным образом объектами, где пар используется как теплоноситель наружных, например заводских сетей. Для этих случаев схема присоединения к ним системы отопления приведена на рис. II.73.

Заслуживает внимания вопрос о применении пара и для отопления высотных зданий (плотность пара в 1000—1500 раз меньше, чем воды). Известны конденсационные отопительные системы, в которых пар лишь подогревает более холодную воду в приборах, обеспечивая гигиеничную невысокую температуру на их поверхностях (исследования С. В. Ульянинского, В. М. Гусева и А. Г. Тюменцева). Не исключается возможность применения и паровых систем при давлении пара ниже атмосферного с температурой до 60—70 °С.

8.3. Лучисто-панельное отопление

Системами лучистого отопления, как и панельного, обогреваются внутренние поверхности строительных ограждений. Их обогрев достигается либо заделкой в ограждения труб или каналов с теплоносителем, либо обдуванием ограждений нагретым воздухом. Если обогревающие поверхности расположены в верхней зоне помещения (потолок, карниз), то отопление называется лучистым. Тепло передается помещению главным образом излучением и лишь часть (менее 25 %) конвекцией. Конвективная теплоотдача превалирует при нагревании пола.

Если греющие поверхности стеновые, то отопление называется панельным. Доля лучеиспускания растет с увеличением высоты расположения панели. Потолочной, стеновой и напольной системам отопления ввиду общности конструктивной схемы обогрева дано единое наименование — лучисто-панельное отопление.

В нашей стране лучисто-панельное отопление используется чаще в сооружениях из крупных панельных или монолитных элементов. Напольные бетонные отопительные панели целесообразно применять в помещениях детских учреждений, в бассейнах и вестибюлях; потолочные — в операционных, родовых и наркозных лечебных помещениях (рис. II.74).

При конвективном отоплении t_{cp} на внутренней поверхности наружных стен обычно 11—13 °С, у двойных окон 4—6 °С, воздух в помещении имеет температуру 18—20 °С. Человек, находя-

щийся в покое, при этом теряет теплоты лучеиспусканием вдвое больше, чем конвекцией. При лучисто-панельном отоплении температуры внутренних поверхностей всех ограждений и мебели существенно выше, поэтому тепловой комфорт людей обеспечивается даже при температурах воздуха t_b , несколько меньших (примерно на 2 °С), чем при конвективном отоплении (табл. II.30). Показателем комфорта считается температура $t_{п}$, определяемая по формуле (II.2). Обычно $t_{п}$ принимается на 1 °С

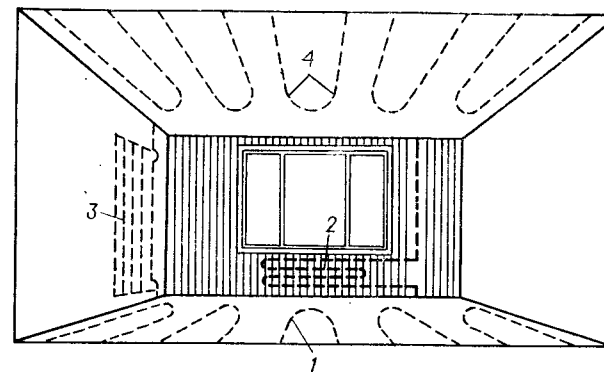


Рис. II.74. Размещение нагревателей лучисто-панельного отопления
1 — в полу; 2 — на наружной стене; 3 — в перегородке; 4 — в перекрытии

ниже расчетной t_b . Средняя температура на поверхностях ограждений в зимнее время для жилых помещений (отклонение $\pm 1,5$ °С), обслуживаемых лучисто-панельным отоплением, подсчитывается по уравнению (II.3).

Таблица II.30

Допустимые средние температуры воздуха при лучисто-панельном отоплении, °С

Наименование помещений	Температура воздуха помещений t_b , °С при отоплении	
	конвективном	лучистом
Вестибюли, коридоры, лестничные клетки, магазины и т. п.	12—16	8—14
Жилые и общественные помещения	18—20	16—18
Ванные, лечебные (операционные и др.)	22—26	20—24

Предельная интенсивность облучения в жилых и общественных зданиях должна быть около 12 Вт/м^2 , а рекомендуемые температуры на поверхностях панелей в зависимости от их расположения следующие:

	$t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$
В зоне до 1 м над уровнем пола:	
жилые и общественные здания	95
детские ясли и больницы	85
В стенах и перегородках на высоте 1 м и выше от уровня пола	45
На потолке помещений с высотой, м:	
2,5—2,8	28
2,9—3	30
3,1—3,4	33
На поверхности пола:	
жилые здания	25
детские учреждения	24
плавательные бассейны	34

В коммунальных и промышленных предприятиях, гимнастических залах, ресторанах, столовых, вокзалах, зрелищных помещениях на поверхностях панелей, устанавливаемых на высоте до 1 м над уровнем пола, разрешается иметь среднюю температуру при расчетных условиях до 15°C . Теплоносителем для бетонных панелей является преимущественно горячая вода ($t_{\text{г}} = 115^\circ\text{C}$, чаще 95°C), при которой коррозия стальных труб меньше, чем при теплоносителе — паре. Для уменьшения корродирования трубопроводов, большей частью замоноличенных в строительных конструкциях, особое внимание должно обращать на обезвоздушивание трубопроводов; повышение в них скорости воды и ее химическую обработку; применение защитных антикоррозионных покрытий; прокладку трубопроводов с подъемом к воздухоотборникам и вантузам; на надежность опорожнения и наполнения системы (рис. II.75).

При теплоносителе — нагретом воздухе в панельно-лучистых системах исключаются протечки, упрощаются транспорт теплоносителя, монтаж и ремонт системы. Однако использование воздуха в системах требует герметичности каналов, проложенных в строительных конструкциях. Интересен довольно широко применяемый, особенно во Франции, такой способ обогрева, как выпуск греющего воздуха, настилающегося под потолком. В этом случае потолок становится как бы лучистым экраном.

Электронагрев бетонных панелей (сердечниками с навитым на них проводником) может осуществляться без особых затруднений. Еще проще применение покрытия внутренних поверхностей помещений из токопроводящей резины ($t \approx 40^\circ\text{C}$). Однако при использовании ее в помещениях появляется запах. Нецелесообразен электрообогрев бетонных панелей в районах с высоким тарифом на электроэнергию.

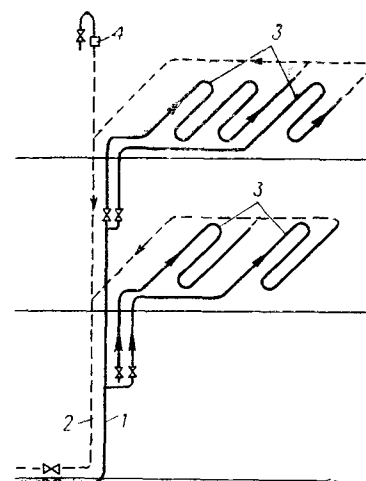


Рис. II.75. Присоединение змеевиков потолочных лучистых панелей к стоякам водяного отопления

1 и 2 — соответственно подающий и обратный стояки; 3 — змеевик; 4 — воздухоотборник

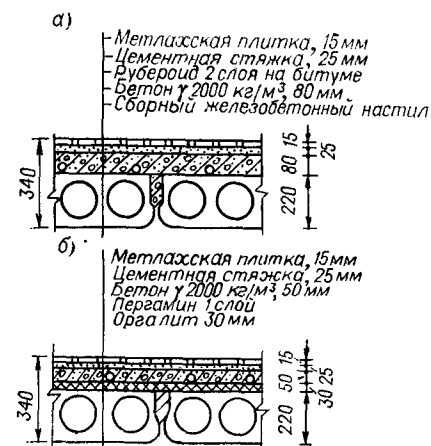


Рис. II.76. Трубопроводы змеевиков с греющей водой в перекрытиях общественных и больничных зданий

а — для санузлов и ванных комнат; б — для вестибюлей

Рис. II.77. Бетонная плитусовая панель

1 — бетон марки 150—200; 2 — концы труб для присоединения к стояку; 3 — тепловая изоляция; 4 — уровень чистого пола

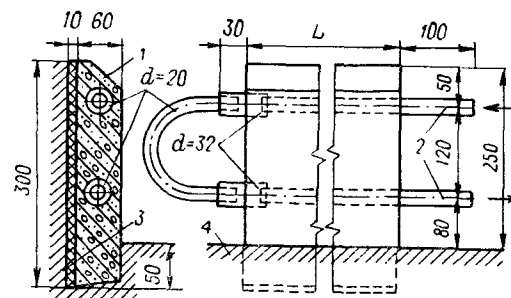
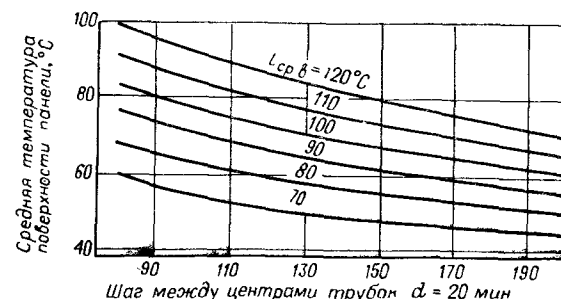


Рис. II.78. Зависимость средней температуры поверхности панели от диаметра и шага труб ($d_{\text{г}} = 20 \text{ мм}$) и от средней температуры воды в нагревателе



Горючий газ все чаще используется в местных очаговых панелях лучистого отопления, которые, располагаясь в верхних зонах помещений, обогревают большие цехи, операционные больницы, открытые террасы, кафе и т. п.

На рис. II.76 и II.77 приведены варианты характерных конструкций нагревательных элементов лучисто-панельного отопления. При заделке панелей в наружные стены внешняя теплоизоляция обязательна. Диаметры труб водяных нагревателей принимаются обычно 15 и 20 мм, шаг между трубами — $80 \div 120$ мм, расстояние от трубы до наружной поверхности бетонной панели чаще всего 13—20 мм. В местах установки запорно-регулирующей арматуры оставляют лючки с дверцами.

Основными достоинствами систем лучисто-панельного отопления являются: хороший внешний вид помещения из-за отсутствия видимых труб; снижение холодного облучения с наружных поверхностей, возможность охлаждения помещений летом путем подачи в трубы панелей водопроводной воды или специального хладагента. Главные недостатки: некоторый излишний перегрев головы и груди человека; значительные капитальные затраты на устройство (расход прокатного металла — труб); замедленный темп регулирования отопительных и охлаждающих панелей (значительная тепловая инерция массивных бетонных панелей); рассыхание древесины пола, мебели; сложность ремонта труб, замоноличенных в бетон.

Необходимая площадь лучистых отопительных панелей f_n определяется из выражения

$$f_n = \frac{(t_p^n - t_R^o) \sum f_b}{t_n - t_{в.п}}, \quad (II.99)$$

где t_n и $t_{в.п}$ — температуры соответственно теплоотдающей поверхности панели (до 60°C) и внутренней поверхности ограждения без установки панели, $^\circ\text{C}$; $\sum f_b$ — площадь всех ограждений, м^2 ; t_p^n и t_R^o — радиационные температуры помещения (вычисляются по формуле II.1), отвечающие расчетной $t_{в.п}$ при конвективном отоплении и комфортной температуре воздуха при лучистом отоплении (рис. II.1).

Если известны температура внешней поверхности панели, диаметр и шаг труб нагревателя, то необходимую температуру теплоносителя приближенно можно находить по графикам, аналогичным представленному на рис. II.78.

Пример 15. Определить необходимую площадь лучистой потолочной панели для помещения (одноэтажного здания) с площадью $4 \cdot 5,5 = 22 \text{ м}^2$, высотой 4 м; окном — $2 \cdot 2,5 = 5 \text{ м}^2$. Расчетные температуры: $t_{в.п} = 20^\circ\text{C}$; $t_n = -30^\circ\text{C}$.

Площадь всех ограждений, обращенных в помещение, 120 м^2 . Температуры на внутренних поверхностях наружных стен, внутренних стен, окон, пола и потолка, подсчитанные для конвективного отопления, пусть будут соответственно 14,4; 17; 2,8; 18 и 20°C , а их площади — 11; 60; 5; 22 и 25 м^2 . Тогда

$$t_R^o = \frac{11 \cdot 14,4 + 60 \cdot 17 + 5 \cdot 2,8 + 22 \cdot 18 + 25 \cdot 20}{120} = 17,4^\circ\text{C}.$$

Задаваясь, например, температурой воздуха в помещении при лучистом отоплении $t_{в.п} = 17^\circ\text{C}$ ($t_{в.п} < t_n$), по рис. II.1 находим, что $t_R^n = 19,5^\circ\text{C}$.

Принимая среднюю температуру воды в нагревателе $t_{ср.в} = 80^\circ\text{C}$, при шаге труб $d_y = 20 \div 130$ мм по графику (рис. II.78) определяем среднюю температуру внешней поверхности лучистой панели — 58°C . Необходимая общая поверхность панели

$$f = \frac{19,5 - 17,4}{58 - 19,5} 120 = 6,5 \text{ м}^2.$$

ГЛАВА 9

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

9.1. Основные задачи и виды работ при эксплуатации систем.

Организационные мероприятия

Для поддержания нормируемых температур в помещениях следует осуществлять периодический контроль параметров воздуха в них и теплоносителя в системах. Для обеспечения надежности и долговечности работы последних необходимы: систематический осмотр систем с целью выявления неисправностей и своевременного их устранения; техническое обслуживание; плано-предупредительный и капитальный ремонт; резервирование основного оборудования (котлов, насосов, иногда вентиляторов и т. д.); бесперебойное обеспечение систем теплоносителем, электроэнергией, водой; создание необходимых запасов топлива (при теплоснабжении от местных котельных), расходных материалов, инструмента, отдельных узлов и элементов систем автоматического управления и т. п.

Важный показатель качества эксплуатации системы — ее экономическая эффективность, обуславливающая возможно меньшие эксплуатационные затраты по отоплению при обеспечении требуемых санитарно-гигиенических условий в помещениях. Эти расходы складываются из расходов на приготовление тепла, транспорт теплоносителя, амортизацию; содержание эксплуатационного персонала, приобретение расходных при эксплуатации деталей и материалов.

Для экономии теплоты необходимо регулировать отпуск тепла потребителям, согласно температурному графику, скорректированному с учетом внешних и внутренних факторов (ветра, солнечной радиации, бытовых и технологических тепловыделений и т. д.), следует применять автоматическое регулирование работы оборудования и системы, не допускать потерь теплоты в неотапливаемых местах и особенно через неплотности в строительных конструкциях и открытые наружные проемы.

Эксплуатационные мероприятия можно подразделить на: организационные — разработку структуры службы эксплуата-

ции, планирования, материального снабжения, подготовки и расстановки кадров, техники безопасности и т. д.; технические — выполнение технических операций по эксплуатации систем. К эксплуатационным мероприятиям относятся также поддержание необходимых режимов работы систем в зависимости от воздействия внешних и внутренних факторов, технических возможностей оборудования.

Основные организационные вопросы: укомплектование службы эксплуатации систем; установление обязанностей обслуживающего персонала, ответственных лиц за техническое состояние оборудования и систем; разработка, утверждение и ведение эксплуатационно-технической документации; планирование эксплуатационных мероприятий (технической эксплуатации, текущих, планово-предупредительных и капитальных ремонтов и др.); составление эксплуатационных смет; обеспечение топливом, запасными частями, расходными материалами, инструментом; подготовка специалистов и повышение их квалификации; организация контроля за правильной эксплуатацией и техническим состоянием систем; соблюдение техники безопасности и контроль за ее выполнением.

Организация, например, эксплуатации систем отопления жилых зданий осуществляется начальником жилищно-эксплуатационной конторы (жилищно-эксплуатационного участка). Непосредственное руководство эксплуатацией ведут техники-смотрители зданий; мероприятия по обслуживанию систем выполняют рабочие текущего ремонта, а при наличии котельной — котелари-машинисты (операторы при газовой котельной).

В общественных зданиях эксплуатацию систем отопления осуществляет служба эксплуатации в составе инженера (техника) по указанным санитарно-техническим системам и слесарей-сантехников. На промышленных предприятиях эта служба подчиняется главному энергетiku (главному механику) предприятия. В состав ее вводится теплотехник, осуществляющий руководство эксплуатацией центральных систем отопления.

При централизованном теплоснабжении от районных котельных или ТЭЦ эксплуатация наружных сетей осуществляется предприятием тепловых сетей (Теплосеть). Границами, разделяющими системы на сферы обслуживания, являются входные задвижки в центральном (головном) тепловом пункте, где присоединяются тепловые вводы для одного или нескольких зданий.

Для учета и систематизации технического контроля за состоянием отопительной системы необходима следующая документация: паспорт системы; журнал учета работы системы (в котельных сменный или вахтенный журнал); оперативный журнал; журнал заявок на устранение дефектов; инструкции по эксплуатации, утвержденные администрацией.

Паспорт является технической характеристикой системы. Он составляется монтажной или пусконаладочной организацией по

данным пусковых испытаний. В него заносятся технические характеристики системы и комплектующего оборудования по проекту и фактическим показателям. К паспорту системы должны прилагаться паспорта основного промышленного оборудования. В процессе эксплуатации, а также после капитального ремонта в паспорте указываются произведенные изменения.

Журнал учета работы системы заполняется ежедневно. В него через установленные инструкцией по эксплуатации интервалы заносятся показания контрольно-измерительных приборов (манометров, термометров и пр.) и показания водомера, расходы воды. Здесь же указывается время включения и выключения насосов и другого отопительного оборудования.

Оперативный журнал служит для регистрации выявленных неисправностей и отметок об их устранении. Здесь отмечаются все случаи прекращения работы систем, причины, их вызвавшие, а также время возобновления работы систем и оборудования. В журнал заносятся указания представителей теплосети, начальника ЖЭК и других должностных лиц.

В журнале заявок на устранение дефектов записываются письменные или устные заявки жильцов и других заинтересованных лиц, администрации, указываются даты устранения дефектов.

Инструкция по эксплуатации разрабатывается для обслуживающего и отвечающего за работу систем персонала. Она утверждается руководством ЖЭК, предприятия или учреждения. Инструкция для персонала местных котельных основывается на «Типовой инструкции для персонала котельных с водогрейными и паровыми котлами давлением не более 0,17 МПа», утвержденной Госгортехнадзором, и учитывает особенности данной котельной. В инструкции указывается порядок допуска персонала к работе, приема и сдачи смены, подготовки котла к растопке, наблюдений за работой котла, обычной и аварийной остановки котла, эксплуатации оборудования котельной. В ней приводятся графики температур воды на горячей и обратной магистралях в зависимости от наружной температуры и силы ветра, температурный режим в отапливаемых помещениях, а также методы и способы регулирования теплоотдачи и порядок технического обслуживания оборудования систем отопления, указываются часто встречающиеся неисправности и способы их устранения, даются рекомендации (мероприятия на случай стихийных бедствий, гражданской обороны и т. п.).

В инструкции для персонала теплового пункта должны быть приведены все вышеперечисленные указания и рекомендации, кроме вопросов, касающихся работы котельных. Кроме того, должны быть указаны правила эксплуатации оборудования и систем горячего водоснабжения, средства и порядок связи с диспетчером Теплосети.

Журналы и инструкции должны находиться на рабочем месте (в котельной, тепловом пункте, слесарной мастерской). В котельной и тепловом пункте один экземпляр инструкции должен выдаваться персоналу под расписку.

На рабочих местах следует вывесить тепловую схему котельной, аксонометрические схемы отопления и тепловых пунктов, а также других потребителей тепла с указанием всех основных тепловых нагрузок и давлений теплоносителя. При сложных разветвленных системах отопления с дистанционным или автоматическим управлением в помещении пульта управления рекомендуется иметь мнемосхему с сигнальными лампочками, контролирующими работу оборудования.

Для удобства эксплуатации каждому агрегату или установке присваивается сокращенное обозначение и порядковый номер, например насос Н-6, система П-2 и т. д. Эти обозначения наносятся на поверхности агрегата или установки яркой несмываемой краской. Трубопроводы окрашиваются в определенные цвета: например, в тепловом пункте или котельной подающие трубопроводы окрашиваются в красный цвет, обратные — в зеленый.

За организацию мероприятий техники безопасности при эксплуатации систем отопления отвечает руководитель предприятия, а непосредственное руководство и ответственность за выполнение правил техники безопасности несет инженер по технике безопасности или другое лицо, назначенное приказом.

Ответственные за технику безопасности обязаны разработать и выполнять все мероприятия по технике безопасности, обучить персонал методам безопасного технического обслуживания систем, периодически проверять у них знания правил безопасного ведения эксплуатации, заносить в «Журнал инструктажа по технике безопасности» результаты проверки.

Инструкция по технике безопасности, составленная для конкретных условий и утвержденная руководителем предприятия, должна находиться на рабочем месте. Она содержит организационные меры (ответственность, порядок допуска к работе, обязанности обслуживающего персонала, контроль и т. п.) и основные правила техники безопасности при эксплуатационных работах.

Необходимо знать, что к эксплуатации допускаются только технически исправные, полностью укомплектованные и проверенные системы.

Ремонт двигателей вентиляторов, насосов производится только после полной остановки вращающихся частей, а трубопроводов — после снятия давления. Не допускается захламливание и загромождение рабочих мест. При появлении подозрительных ударов или шумов в работающем оборудовании, а также вибрации необходимо выключать оборудование для ревизии и устранения неполадок.

Эксплуатация и техническое обслуживание электрического оборудования должно производиться с соблюдением требований техники безопасности при работе с электрооборудованием.

Персонал, обслуживающий системы отопления, должен быть обучен приемам и методам оказания первой помощи при ожогах, отравлении и поражении электрическим током.

Выполнение правил техники безопасности при эксплуатации является обязательным для всех лиц, участвующих в работах. Следует помнить, что «особые условия», срочность работы или другие причины не могут служить оправданием.

9.2. Пуск систем отопления в действие

После окончания монтажа отопительной системы, а также после остановки и ремонта осуществляется пуск системы отопления в действие. Он включает следующие основные операции: подготовку системы к пуску, гидравлическое испытание, промывку системы, подключение ее к теплосети или к котельной, установление циркуляции теплоносителя.

Перед пуском необходимо произвести внешний осмотр системы и установить следующее: соответствие проекту трассировки, диаметров и уклонов, трубопроводов, а также качество окраски и теплоизоляции трубопроводов; наличие, правильность установки и исправность запорно-регулирующей арматуры, воздухоудаляющих устройств, конденсатоотводчиков, грязевиков, элеваторов, обводных линий, подпиточных насосов, контрольно-измерительных приборов и другого оборудования; соответствие проекту типа и количества секций нагревательных приборов, крепление их к трубопроводам. Все обнаруженные при осмотре неисправности заносятся в дефектную ведомость и подлежат устранению.

При отрицательной температуре наружного воздуха подготовка и пуск систем водяного отопления значительно усложняются вследствие опасности замораживания воды в оборудовании. В этих случаях необходимо проведение дополнительных мероприятий: деление системы на самостоятельно опорожняемые и наполняемые ее части путем установки соответствующих кранов и задвижек горячих и обратных магистралей стояков и горизонтальных веток; присоединение дополнительного патрубка большого диаметра к нижней общей точке обратной магистрали для быстрого спуска воды в случае необходимости; тщательная заделка и утепление всех проемов и неплотностей в наружных стенах; закрытие слуховых окон на чердаке (при верхней разводке магистрали); отключение стояков и нагревательных приборов на лестничных клетках и в других помещениях, непосредственно сообщающихся с наружным воздухом; выбор стояков или этажных веток для одновременного наполнения водой и установление четкой последовательности

наполнения частей системы; назначение состава пусковой бригады слесарей.

Перед пуском водяной системы с местной котельной следует обеспечить прогрев ее помещения временными печами до $+5^{\circ}\text{C}$, опробовать вхолостую работу циркуляционных насосов непрерывно в течение 4 ч. До пуска системы нельзя производить теплоизоляцию труб, поскольку промерзшая в холодное время теплоизоляция будет отнимать значительное количество теплоты на свой обогрев.

Наполнение системы, особенно начальное, весьма ответственно, так как наличие в ней скрытых дефектов может привести к заливанию помещений. Наполнение выполняется квалифицированными слесарями, расставленными парами на каждый подъезд или выделенную часть здания. На тепловом пункте (или в котельной) должен находиться дежурный слесарь, регулирующий подачу воды в систему, а снаружи здания — наблюдатель для связи.

Систему можно наполнять водой под давлением водопроводной сети, а в случае его недостаточности — с помощью ручного насоса и иногда циркуляционного насоса в котельной. В зимнее время систему следует заполнить горячей водой из теплосети, а при теплоснабжении от местной котельной — водой, предварительно подогретой в котлах. Наполнение системы надо производить плавно, постепенно открывая проходное сечение впускного вентиля или задвижки.

Системы отопления с верхней разводкой наполняются через обратную магистраль для лучшего удаления воздуха; системы с нижней разводкой и П-образными стояками — через подающие и обратные магистрали.

Для контроля за наполнением системы в верхнюю пробку одного из радиаторов на каждом этаже целесообразно устанавливать временный кран. Наблюдение за ходом наполнения и за состоянием системы слесари начинают с нижних этажей. Места, где обнаружены незначительные течи в соединениях, помечают мелом или устраняют без прекращения наполнения. Крупные дефекты следует ликвидировать возможно быстрее, для чего необходимо приостановить наполнение и понизить уровень стояния воды в системе.

В зданиях высотой более трех этажей после заполнения приборов последнего этажа следует произвести контрольный осмотр оборудования в нижних этажах, так как в соединениях с ростом гидростатического давления может появиться течь.

В процессе наполнения системы производится не менее чем двукратный выпуск воздуха через все воздухоудаляющие устройства (воздухосборники, воздуховыпускные краны и т. д.) до истечения из них струи воды.

В зимнее время при назначении одновременно пускаемых частей системы следует учитывать, что, чем больше стояков

одновременно наполняются водой, тем медленнее повышается уровень воды в системе и позднее начинается циркуляция воды. Наиболее опасен пуск систем отопления с верхней разводкой и П-образными стояками, так как в них циркуляция воды возникает только после полного заполнения их водой. В системах с нижней и поэтажной разводками циркуляция воды начинается сразу после заполнения приборов или поэтажных веток, поэтому сначала следует наполнить один-два стояка и установить в них циркуляцию, а затем постепенно наполнять другие группы стояков.

Гидравлическое испытание системы. Его производят для определения плотности трубопроводов и их соединений.

Перед началом испытаний систему целесообразно прогреть до расчетной температуры воды, выдержав при этой температуре в течение суток, затем охладить. Это позволит выявить те дефекты, которые могут возникнуть в соединениях под влиянием температурных удлинений.

При наполнении систем водой для гидравлического испытания следует обратить особое внимание на удаление воздуха из системы, так как при наличии его давление при испытании будет подниматься медленно и создается ложное представление о плотности соединений.

Для гидравлического испытания систему отопления надо изолировать от трубопроводов теплоцентрали или от местной котельной задвижками; все воздуховыпускные краны должны быть перекрыты. Если имеется расширительный бак, то его следует отсоединить, а присоединительные трубопроводы перекрыть заглушками.

Давление в системе создается за счет фактического давления воды в городском водопроводе или специальным гидропресом. Труба от водопровода (или гидропресса) присоединяется к обратной линии системы. При гидравлических испытаниях следует применять только проверенные манометры с ценой деления шкалы 1 кПа. Величина испытательного давления зависит от вида системы и способа теплоснабжения:

Испытательное давление, ати (МПа)	
Водяное отопление:	
от местной котельной	$p_{\text{раб}} + 1$ ат, но ≥ 3 ати (0,3) в нижней точке
подключенное к тепловой сети с чугунными нагревательными приборами . . .	6 (0,6)
с конвекторами	10 (1,0)
Панельное отопление	10 (1,0)
Паровое отопление:	
низкого давления	2,5 (0,25) в нижней точке
высокого давления	$p_{\text{раб}} + 1$ ат, но ≥ 3 ати (0,3) в верхней точке

Водогрейный котел	1,25	$p_{\text{раб.}} \text{ но } \geq p_{\text{раб.}} + 3 \text{ ати (0,3)}$
Паровой котел:		
$p_{\text{раб.}} < 5 \text{ ати}$	1,5	$p_{\text{раб.}} \text{ но } \geq 2 \text{ ати (0,2)}$
$p_{\text{раб.}} > 5 \text{ ати}$	1,25	$p_{\text{раб.}} \text{ но } \geq p_{\text{раб.}} + 3 \text{ ати (0,3)}$
Водонагреватели	10	(0,1)
Калориферы	10	(0,1)
Тепловые пункты	12	(1,2)

Система отопления считается выдержавшей испытание на плотность, если в течение 5 мин нахождения ее под испытательным давлением падение давления по манометру не превышает 0,02 мПа. При обнаружении течи в процессе испытания следует опорожнить систему и установить дефекты. Ликвидация течи без спуска воды путем подчеканки недопустима, поскольку таким способом течь может быть устранена только на короткое время.

В зимнее время во избежание замораживания трубопроводов гидравлическое испытание всей системы в целом не производится. При открытой прокладке трубопроводов систему можно принять в эксплуатацию, если в ней в течение двух месяцев не были обнаружены течи. При скрытой прокладке трубопроводов поочередно испытываются только стояки или этажные ветки.

При отсутствии воды для испытаний или необходимости испытания в зимний период можно воспользоваться сжатым воздухом. Для выявления неплотностей в воздухе подмешивают дым, образующийся при сгорании минерального масла, или образуют места соединений трубопроводов мыльной пеной с незначительным количеством глицерина.

Паровые системы отопления также испытываются водой. Наполнение систем осуществляется через конденсатопровод снизу вверх с обязательным отведением воздуха из системы. Поскольку в верхних точках паровых систем обезвоздушивание не предусматривается, удаление воздуха при гидравлических испытаниях производят через временно ослабленные фланцевые соединения или сгоны на верхних горизонтальных паропроводах. Если по местным условиям это затруднительно, то следует установить временные воздушные краны в других верхних точках системы. При испытании необходимо обратить особое внимание на усиление крепления паропроводов, особенно большого диаметра (при заполнении водой их вес увеличивается). Нередко следует устанавливать дополнительные подставки, подвески и т. п. Продолжительность выдерживания под давлением и допустимое падение давления должны быть такими, как в системах водяного отопления. После гидравлического испытания паровая система должна проверяться на плотность путем пуска в систему пара под рабочим давлением. Затем произво-

дится осмотр системы, качество сварных швов проверяется простукиванием молотком (масса до 1,5 кг). Система считается плотной, если в швах, трубах, корпусах арматуры не обнаружено признаков разрыва, парения, запотевания. Результаты гидравлических испытаний оформляются актом.

Промывка систем. После монтажа, а также летом систему отопления необходимо промыть (для удаления грязи и шлака) — многократно и быстро спустить воду из систем. Для этого в самой нижней точке системы устанавливают штуцер большого диаметра (80—100 мм), к которому присоединяют

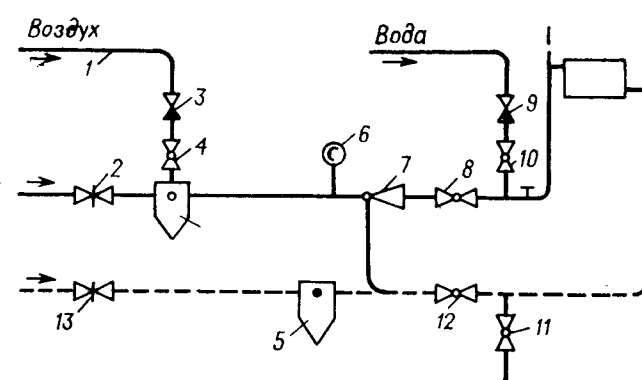


Рис. II.79. Установка для промывки системы с примесью воды и сжатого воздуха

трубу или шланг с выводом в канализацию. Более эффективно применение воды со сжатым воздухом для создания в системе бурного (со значительной скоростью) движения воды (барботаж).

Воздухопровод (рис. II.79) от компрессора при помощи резинового шланга 1 присоединяется к крану 4, находящемуся у грязевика 5. Обратный клапан 3 предохраняет ресивер компрессора от попадания в него воды, поступающей в систему через кран 10 и обратный клапан 9. Удаление воды осуществляется через спускной кран 11 в низшую точку системы. После заполнения систем водой по шлангу 1 подается воздух с давлением $(2 \div 3) \cdot 10^5 \text{ Па}$ и одновременно через открытый кран 10 — вода. Во время промывки краны 8 и 11 должны быть открыты, а задвижки 2 и 13 — закрыты.

Подключение систем отопления к теплосети. Перед подключением вода, находящаяся в системе, сливается в канализацию, а система наполняется водой из теплосети.

При наполнении системы сетевой водой надо помнить, что неправильное открытие и закрытие задвижек может привести

к разрушению системы, в частности чугунных радиаторов. Прикрытые задвижки на обратной линии или закрытые задвижки на подающей линии могут при исполнении вызвать передачу давления выше допустимого на радиаторы.

Следует строго придерживаться следующих правил.

1. При наличии в обратной линии теплосети давления выше гидростатического в местной системе отопления (высота системы) открываются задвижки на обратной линии и производится наполнение системы водой через обратную магистраль; при этом необходимо снять водомер, а на его место вмонтировать участок трубы с фланцами.

2. При наличии в обратной линии давления ниже гидростатического в местной системе наполнение производится в два приема: сначала необходимо подать воду из обратной линии теплосети, затем наполнение продолжать уже из подающей линии теплосети через подсасывающую линию к элеватору в обратную магистраль. Наполнение следует производить медленно, постоянно наблюдая за манометром.

3. О наполнении системы судят по появлению воды из воздушных кранов, расположенных в верхних точках системы, которые после этого закрывают. Чтобы не поставить систему отопления под полное давление подающей магистрали теплосети, задвижку на подающей магистрали следует закрыть до закрытия верхнего воздушного крана.

После наполнения системы отопления сетевой водой необходимо отрегулировать грузовой предохранительный клапан на максимально допустимое в системе отопления давление.

Спуск воды из системы и наполнение ее сетевой водой должен производить представитель теплосети.

Установление циркуляции теплоносителя. Контроль за циркуляцией теплоносителя в системе осуществляется по водомеру. Нормальная циркуляция воды достигается при расходе ее из теплосети, соответствующем установленному лимиту.

В системах отопления с принудительным побуждением и с местной котельной циркуляция воды осуществляется циркуляционными насосами. Включив один из них, открывают задвижку на обратном коллекторе, затем на подающем. В гравитационных системах отопления циркуляция воды становится ощутимой при ее прогреве до 30—35°C. В паровых системах отопления пуск пара в систему во избежание гидравлических ударов следует производить, медленно открывая задвижку вентеля на паровом коллекторе. После появления пара из воздушных кранов их следует закрыть; появление пара свидетельствует об удалении воздуха из оборудования.

При пуске пара обводные линии у конденсатоотводчиков должны быть открытыми. После прогрева системы их следует закрыть и проверить работу самого конденсатоотводчика. Для этого от него отсоединяют обводную трубу и проверяют,

как происходит выпуск конденсата из системы. Если конденсат изливается периодически и в интервалах просачивание воды и пара не наблюдается, то можно сделать вывод о правильности работы конденсатоотводчиков.

В процессе наполнения системы паром и ее прогрева проверяется также действие манометров, редукционных и предохранительных клапанов, проводится тщательный осмотр всей системы с целью выявления мест течи и пропуска пара.

После монтажа при пуске системы в эксплуатацию производится тепловое ее обследование путем внешнего осмотра. Цель его — выявление и достижение равномерности прогрева всех нагревательных приборов; расчетных параметров теплоносителя в тепловом центре или в местной котельной; отсутствия заметной течи в соединениях; бесшумности работы системы; способности системы поддерживать в помещениях требуемую $t_{в}$. Все замеченные при осмотре недостатки устраняются: при сдаче системы в эксплуатацию — монтажной организацией; при ежегодном пуске системы (или после аварии) — эксплуатационным участком.

Отогревание замороженных труб и нагревательных приборов. По ряду причин как при пуске систем, так и в эксплуатации трубы и нагревательные приборы могут быть заморожены. Для отогревания оборудования могут использоваться паяльные лампы или газосварочные горелки, угольные жаровни и костры, горячая вода, пар и электрический ток.

Для отогревания труб систем отопления угольные жаровни, костры и пар, как правило, не применяются из-за пожароопасности и затруднительности использования. Паяльные лампы или газосварочные горелки создают высокую температуру и позволяют быстро оттаивать отдельные ледяные пробки даже в трубах значительного диаметра, не требуя их разборки. Однако этот способ также пожароопасен; горючие поверхности при прогреве следует отделять от отогреваемых участков асбестовым листом.

Отогревание оборудования горячей водой осуществляется обертыванием замороженных участков тряпками, смоченными в горячей воде. Этот способ безопасен в пожарном отношении, но требует тщательного сбора и стока воды во избежание увлажнения полов.

Для отогревания скрытых трубопроводов следует рекомендовать электропрогрев. Постоянный ток вызывает коррозию труб, поэтому применяется только переменный ток. По условиям техники безопасности его напряжение не должно превышать 60 В. Для снижения напряжения обычно используют электросварочные трансформаторы типа СТЗ-22 (11,7 кВт) и СТЗ-32 (23,6 кВт).

Перед отогреванием обогреваемый участок должен быть отсоединен от соседних трубопроводов. Концы труб следует тща-

тельно очистить и к зачищенным поверхностям присоединить провода с помощью специальных зажимов. Сечения проводов подбираются по величине тока из расчета 4 А на 1 мм² сечения медного провода и 2,5 А на 1 мм² алюминиевого провода.

Отогрев стояков или ветвей системы надо начинать снизу, обеспечивая тем самым хотя бы местную циркуляцию воды. Сначала следует отогреть весь стояк, а затем уже нагревательные приборы. Нельзя начинать отогрев с середины замороженного участка, так как образующийся при этом пар может повредить оборудование.

9.3. Виды и порядок технического обслуживания центрального отопления

Эксплуатационное обслуживание и техническое содержание системы в исправном состоянии предполагают контроль за работой и устранение неисправностей, техническое обслуживание оборудования, как в отопительный, так и в летний периоды и своевременную подготовку к зимней эксплуатации.

Дежурный персонал теплового пункта или местной котельной обязан: знать оборудование ввода, теплоцентра, котельной и самой системы отопления, номера элеваторов, диаметры сопел, режимы работы теплосети и системы отопления, лимиты расхода сетевой воды, величину статического давления системы отопления; соблюдать нормальный режим установок, не допускать перерасхода лимита сетевой воды, оперативно выполнять указания обходчика и диспетчера теплосети. Дежурный персонал должен производить по графику обход вводов, колодцев, абонента, системы отопления и горячего водоснабжения, следить за плотностью установок и не допускать утечек воды; осуществлять контроль за отоплением зданий, производить периодические измерения температуры в отапливаемых помещениях; в журнал учета работы в установленные часы заносить показания водомеров (тепломеров), манометров, термометров; записывать в оперативный журнал все неполадки в работе установок и произведенные исправления, отмечать время отключения и подключения вводов; вести журнал заявок потребителей тепла на ликвидацию неполадок в системах теплоснабжения, делать отметки об их устранении; ликвидировать неполадки и содержать помещения теплоцентра, котельных, проходы в них в порядке и чистоте, не допускать в помещение посторонних лиц; в аварийных случаях отключать трубный ввод в систему отопления и немедленно извещать об этом районное управление теплосети; при повышении давления в обратной трубе теплосети выше допустимого для данной местной системы или при понижении его в подающей трубе до величины гидростатического в системе отопления сообщать об этом диспетчеру теплосети или в районное управление и действовать в соответствии

с их указаниями; знать и выполнять требования техники безопасности.

Лимит максимального часового расхода воды, м³/л, указывается, как правило, в проекте и определяется по формуле

$$V = \frac{0,86Q}{(t_p^p - t_p^o) \rho}, \quad (11.100)$$

где Q — расчетные теплотери здания, Вт; t_p^p и t_p^o — расчетные температуры воды соответственно в подающей и в обратной магистралях теплосети, °С; ρ — плотность воды, кг/м³.

При качественном регулировании расход воды остается постоянным при всех режимах работы системы отопления (показания водомера постоянны). При количественно-качественном регулировании расход воды меняется ступенчато в зависимости от наружной температуры.

В начале отопительного сезона должен быть составлен график обхода систем. При этом необходим следующий порядок сезонных осмотров: внутриквартирных устройств — не менее чем 2 раза за отопительный сезон; устройств в чердачных и подвальных помещениях, лестничных клетках, котлов и котельного оборудования, вводов и элеваторных узлов — не менее 6 раз.

Во время обходов проверяют: на чердачных подвальных и подпольных устройствах — наличие или отсутствие течи через сальники задвижек, краны и контргайки сгонов; исправность работы вантузов, теплоизоляции труб и расширительного бака; в квартирах и других отапливаемых помещениях — температуру воздуха, прогреваемость и исправность нагревательных приборов; в котельных — исправность арматуры котла, предохранительного клапана, насосов, вентиляторов; на вводах — исправность запорной арматуры, контрольно-измерительных приборов, элеватора, предохранительного клапана, различных автоматов и обратных клапанов и др.

Мелкие неисправности устраняют немедленно, а остальные ликвидируют в соответствии с планом текущего ремонта. На дефекты, которые не оказывают существенного влияния на работу отопления, но не могут быть устранены немедленно, составляют дефектную ведомость и устраняют в процессе летнего ремонта.

Температура воздуха выявляется по показателям обычных комнатных термометров. Можно применять и самопишущий прибор (рис. 11.80) — термограф. Он представляет собой механизм, состоящий из стрелки 2 с пишущим пером и системы рычагов 3, соединенных с полкой пружиной 5, наполненной спиртом, на другом конце. Для изменения наклона стрелки с пером рычаг снабжен специальным винтом 4. При повышении температуры пружина выпрямляется, при этом перо вычерчивает на ленте, накрученной на барабан 1, непрерывную линию темпера-

тур. Внутри барабана помещен часовой механизм, который вращает барабан. Полный оборот барабана совершается за неделю или сутки. В перо пускается капля невысыхающих чернил. По контрольному термометру перо устанавливается в точку, соответствующей фактической температуре в данный момент, и при этом отмечается время.

Прогреваемость нагревательных приборов оценивается или «на ощупь», или термощупом (рис. II.81) — термопарой (рис.

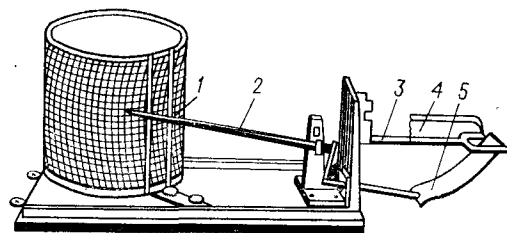


Рис. II.80. Самопишущий термограф

Рис. II.81. Термощуп

1, 2 — проводники; 3 — основание термощупа; 4 — горячий спай

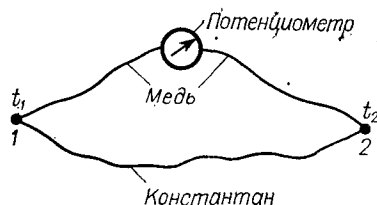
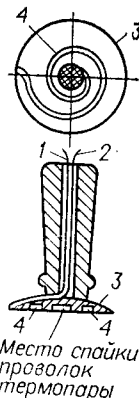


Рис. II.82. Термопара

1 — холодный спай; 2 — горячий спай

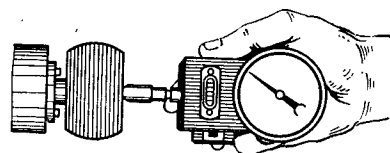


Рис. II.83. Применение тахометра для определения числа оборотов насоса (или вентилятора)

II.82) с рукояткой для обеспечения надежного прижатия горячего спаив 1 к измеряемой поверхности. Термопара или термощуп — спай двух разнородных металлов (медь и константан, железо и константан и др.). Холодный спай 2 помещают в среду с постоянной температурой (тающий лед в термосе). Под влиянием разности температур спаев в контуре возникает электрический ток, по напряжению которого (показания гальванометра или потенциометра) и судят о разности измеряемых температур.

Производительность насоса контролируется на соответствие с каталогом и фактическим числом оборотов рабочего колеса. Эти числа выявляются с помощью тахометра (рис. II.83).

В летний период, как правило, устраняют все неполадки в системе, отмеченные в дефектных ведомостях. Кроме того, производят проверку крепления всего оборудования; проверку состояния теплоизоляции и в случае необходимости ее ремонт или замену; вскрытие запорно-регулирующей арматуры, очистку от загрязнений, замену сальниковой набивки, опрессовку задвижек; чистку и ремонт воздухоотборников, вантузов, конденсаторов, элеваторов, грязевиков и другого оборудования; чистку и ремонт водонагревателей и их гидравлическое испытание; чистку насосов, набивку сальников, проверку центровки осей насоса и электродвигателя, затяжку болтов, чистку и смазку подшипников; снятие контрольно-измерительных приборов и сдачу их на проверку; окраску трубопроводов и оборудования; проверку комплектности запасных частей и оборудования, пополнение запасов расходных материалов.

Летний профилактический ремонт осуществляется обслуживающим персоналом, более сложные работы (ремонт задвижек, подогревателей, насосов, приборов автоматики, контрольно-измерительных приборов) производятся работниками местных или других мастерских.

После проведения ремонта следует обеспечивать уход за арматурой: наблюдение за сальником, предотвращение прикипания уплотняемых поверхностей путем периодического проворачивания осей до крайних положений. Следует производить опрессовку и промывку системы, а затем ее наполнение водой. Оставить систему без воды на длительный срок нельзя, так как в этом случае трубопроводы и другое оборудование корродирует, а уплотнительные материалы высыхают.

9.4. Основные причины непрогревов в системах отопления и их устранение

Не касаясь причин, связанных с неудовлетворительной работой источника теплоснабжения, тепловых сетей, разбираемых в дисциплине «Теплоснабжение», будем говорить о двух группах причин: первой — связанной с улучшениями при проектировании и монтаже систем; второй — возникающей в процессе эксплуатации.

Причины ухудшения работы системы, возникающие при проектировании и монтаже

Отсутствие кранов у нагревательных приборов. Регулирующие устройства (вентили, краны, дроссельные клапаны) в системах отопления должны устанавливаться с таким расчетом, чтобы можно было обеспечить регулирование теплоотдачи по помещениям. Отсутствие этой арматуры особенно влияет на работу двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой, так как без нее практически невозможно отрегулировать распределение расчетных расходов воды по приборам.

Если при монтаже системы краны не установлены ни на стояках, ни у приборов, то в первую очередь их следует смонтировать на всех стояках, кроме последнего, и у приборов верхних этажей, в циркуляционных кольцах, в которых возникают значительные гравитационные давления. Двухтрубные системы с нижней разводкой, и особенно однотрубные системы, работают более устойчиво, и отсутствие арматуры у приборов здесь сказывается в меньшей степени.

Неправильная установка запорно-регулирующей арматуры. При монтаже отопительных систем установка запорно-регулирующей арматуры должна производиться в строгом соответствии с проектом, так как замена одной арматуры другой может привести к значительному изменению сопротивления в циркуляционных кольцах. Так, например, при установке на стояке $d_v = 32$ мм двух прямых вентилей ($\zeta = 9$) вместо проходных кранов ($\zeta = 2$) гидравлическое сопротивление при скорости движения воды 0,8 м/с возрастает с 1259 до

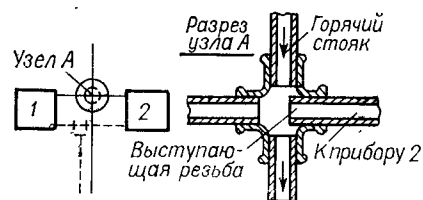


Рис. II.84. Крестовина с неудачным расположением ввернутой трубы

5666 Па. Если в циркуляционном кольце через рассматриваемый стояк расчетная потеря давления составляет, например, 10 000 Па, то увеличение его сопротивления на $\left(\frac{5666-1259}{5666}\right) 100 = 44\%$ приведет к весьма значительной горизонтальной разрегулировке системы, существенно снизит расход воды в стояке и прогреваемость его приборов.

При монтаже могут появиться и многие другие, не учтенные расчетом, местные сопротивления: погибы труб, незащищенные заусеницы на их концах и т. п., которые также ухудшают прогреваемость приборов.

Неправильные резьбовые соединения труб. При излишне длинной резьбе конца трубопровода, ввернутого в тройник, крестовину или кран, этот конец может выступать внутрь фланцевой части (рис. II.84), что создает значительное сопротивление движению воды.

Такое же явление может иметь место и при ввертывании трубы в кран с чрезмерным усилием. Конец трубы, ослабленный нарезкой, при приложении значительного усилия будет сминаться и, отгибаясь во внутрь, уменьшит сечение трубопровода и тем самым увеличит его сопротивление.

Неправильное присоединение стояков к магистрали. В системах с нижней разводкой при соединении горячего стояка с обратной магистралью и, наоборот, обратного с горячей, в насосных системах будет иметь место опрокинутая циркуляция

воды, что может привести к нарушению или даже полному прекращению теплоотдачи параллельно соединенных приборов.

Неправильная установка ребристых труб. Если входное и выходное присоединительные отверстия ребристых труб водяной системы будут расположены в нижней части фланцев, то в верхней части прибора может образоваться воздушная пробка, которая со временем частично, а иногда полностью, перекроет оба отверстия, нарушив циркуляцию в трубе. При расположении обоих отверстий сверху в нижней зоне прибора будет застаиваться охлажденная вода, что снизит теплоотдачу ребристых труб и ухудшит опорожнение.

При правильном присоединении вода в ребристой или гладкой (при регистре или змеевике) трубе должна перемещаться диагонально. Отверстия делают в верхней и в нижней частях фланца. При теплоносителе — паре оба этих отверстия должны быть в нижней части обоих фланцев.

Причины ухудшения работы системы, возникающие в процессе ее эксплуатации

Воздушные пробки. В систему отопления воздух попадает вместе с водой и при нагревании выделяется в виде отдельных воздушных скоплений, пузырьков. Так, если при температуре воды 10 °С в 1 м³ воды содержится 32 г воздуха, то при температуре 80 °С его количество снижается до 14 г.

Воздух может попасть в систему также при ее недостаточном заполнении водой (в опорожненную верхнюю часть засасывается через неплотности). При быстром наполнении, когда стояк заполняется раньше, чем большего объема нагревательные приборы, часть воздуха может оставаться в верхней зоне прибора. То же самое происходит при наличии обратного уклона (контруклона) в подводках у нагревательных приборов (рис. II.85). Контруклоны обычно появляются при непрочном креплении приборов, небрежном выполнении монтажных и ремонтных работ, механических повреждениях труб и пр.

Для нормальной работы системы весь воздух из нее следует удалять в атмосферу, в противном случае он будет скапливаться в верхних зонах труб и приборов, образуя воздушные пробки, нарушающие или вовсе прекращающие на некоторое время циркуляцию воды в системе и вызывающие коррозию стальных труб.

Удаление воздуха из насосных водяных систем производится путем открытия воздушных кранов на трубах воздухоотборников или автоматических вантузов. Установка непроточных воздухоотборников (рис. II.86, а) менее эффективна при очень больших скоростях движения воды, в этом случае предпочтение следует отдать проточным воздухоотборникам (рис. II.86, б), где вследствие резкого снижения скорости воды воздух из нее выделя-

ется значительно интенсивнее. Если воздухоотборники непроточные, то их рекомендуется устанавливать на некотором расстоянии (более 500 м) от местных сопротивлений (отводов, ответвлений и т. п.), для того, чтобы возникающие в местных сопротивлениях вихри не мешали выделению воздушных скоплений.

Если открытием воздушных кранов при работающей системе не удастся ликвидировать воздушные скопления (пробки), рекомендуется проделать следующее: остановить насос или перекрыть задвижки на вводе; через 10—15 мин, когда циркуляция

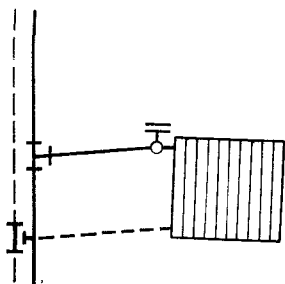


Рис. П.85. Неправильный уклон подводок

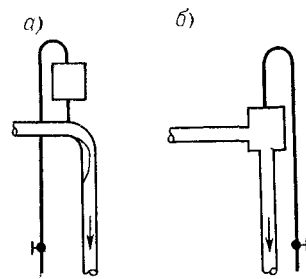


Рис. П.86. Непроточный и проточный воздухоотборники

воды прекратится и весь воздух в системе займет верхнее положение, открыть воздушные краны и удалить нерастворившийся в воде воздух.

В системах с нижней разводкой и П-образными стояками удаление воздуха производится вывертыванием специальных шурупов, установленных в верхней пробке одного из нагревательных приборов верхних этаже-узлов П-образного стояка.

В гравитационных системах отопления воздух удаляется централизованно через расширительный бак. В насосных системах вода, движущаяся с большой скоростью, увлекает с собой пузырьки воздуха. В связи с этим уклон труб обычно делают навстречу движению воды. Однако и при магистралях с подъемом к расширительному баку удаление из них воздуха может быть надежным и в насосных системах. Такое обезвоздушивание организуется в момент временного (на 5—10 мин) прекращения циркуляции воды (циркуляционные насосы выключаются).

В паровых системах отопления воздух как более плотный газ отжимается паром в нижнюю зону приборов, оборудования и должен удаляться в нижней точке системы (обычно через

конденсационный бак). Весьма удобно автоматическое удаление воздуха через воздухоотводчик с сильфоном.

Засоры. Образуются вследствие попадания в систему песка, строительного мусора, литейной земли из котлов, окалины, застывших капель металла при сварке, остатков подмоточной льняной пряди и т. п. В результате засоров сужаются или полностью перекрываются проходные сечения, снижается теплопередача нагревательных приборов и другого оборудования.

Наиболее вероятными местами образования засоров являются места изменения направления движения теплоносителя (тройники, крестовины, отводы), установки запорно-регулирующей арматуры, сужения сечений вследствие глубокого ввертывания труб и пробок в тройники и крестовины, а также сечения, где резко снижается скорость движения воды (нагревательные приборы, воздухоотборники).

Во избежание образования засоров необходимо предпринимать профилактические меры как в процессах монтажа и ремонта, так и при эксплуатации. Так, при производстве монтажных и ремонтных работ необходимо следующее: трубы, нагревательные приборы и арматуру складывать в штабеля так, чтобы в них не попадал мусор; трубы перед монтажом просматривать на свет, гнутые трубы простучать молотком и удалить из них мусор, а открытые концы стояков затем заглушить деревянными пробками; при сборке чугунных приборов обязательно удалить из них стержневую землю; зачистить заусеницы труб, наматывать лен на резьбу, не перекрывая сечение трубы; при сварке труб убирать из них обрезки электродов и прочие отходы.

Для удаления мусора из системы в тепловом вводе необходимо устанавливать грязевики как на подающей, так и на обратных линиях. Однако в грязевиках улавливаются только частицы мусора, удаляемые водой, поэтому эффективным способом очистки систем от грязи является периодическая промывка тепловых сетей и систем отопления. Как уже отмечалось выше, промывку надо осуществлять сразу по окончании отопительного сезона (отложения еще рыхлые и легко удаляются).

Неплотности трубопроводов. Такие дефекты приводят к утечке воды или пара. Неплотности в резьбовых соединениях возникают из-за плохого качества уплотнения или слишком глубокой резьбы, во фланцевых соединениях — вследствие недостаточного или неравномерного затягивания болтов, деформации или недостаточности прокладки, а сварных соединений — в результате некачественной сварки. Причинами появления неплотностей может оказаться недостаточная компенсация температурных удлинений труб или механические повреждения.

Трещины могут возникнуть при ошибках в технологическом процессе, повреждениях, гидравлических ударах, отсутствии

компенсаций температурных удлинений, замерзании воды, истирании труб о бетон при их температурных деформациях в строительных конструкциях, излишне высоком давлении.

Течи в системах появляются в результате внутренней и внешней коррозии труб, разуплотнения в сальниках и пробках арматуры и т. п. В резьбовых соединениях течи устраняются заменой или добавлением уплотнения, во фланцевых соединениях — равномерным затягиванием болтов крест-накрест. Если подтягивание болтов не дает эффекта, необходимо разобрать и сменить прокладку. Забивание клиньев в подтекающие фланцы не допускается, также как и подчеканка для устранения течи в сварных соединениях. Места течи необходимо подваривать тем же видом сварки, что и основной сварной шов. Нередко единственно правильным оказывается вырубка шва и замена его новым.

Течи в проржавевших трубах устраняются постановкой временных стяжных хомутов; в летний период неисправные участки труб должны заменяться новыми. Все участки с временными хомутами считаются аварийными, за ними следует вести постоянное наблюдение. Значительные трещины в трубах перекрывают накладками на сварке из листовой стали толщиной не менее 4 мм, а узкие длинные трещины заваривают сплошным швом. Трубы, проходящие через строительные конструкции, должны прокладываться в стальной гильзе.

Непрогрев оборудования может быть и вследствие наличия нескольких неисправностей, поэтому всякие поспешные выводы о причинах негрева часто приводят к неоправданным и неэффективным работам. Так, например, негрев ряда удаленных стояков тупиковой системы водяного отопления проще всего объяснить наличием засоров или отсутствием надлежащей регулировки. В этом случае следует разобрать часть системы или произвести регулировку, на что потребуется несколько дней. На самом же деле причиной негрева может оказаться недостаточная разность давлений на вводе.

Во избежание бесполезных затрат времени и средств отыскание причин негрева следует производить в определенной последовательности. При значительных негревах удаленных стояков в тупиковой системе следует последовательно выяснить, достаточен ли уровень воды в системе, исправно ли работают воздухоудаляющие устройства, нет ли воздушных пробок; обеспечивает ли систему источник тепла (ТЭЦ, котельная) водой с необходимыми параметрами (температура воды в соответствии с графиком, а также разность давлений в трубах теплового ввода); не поступает ли горячая вода из подающей магистрали в обратную, минуя стояки и приборы; правильно ли присоединен расширительный бак; нет ли в системе непредусмотренной проектом запорно-регулирующей арматуры, правильно ли расположение арматуры, нет ли циркуляции воды по

воздушным трубкам в системах с нижней разводкой; правильно ли соединены стояки с магистральными трубопроводами; не повреждена ли тепловая изоляция; достаточно ли отрегулирована система, нет ли в системе засоров и других добавочных сопротивлений.

Частой причиной негрева является возникновение воздушных пробок. При отыскании мест их образования необходимо проверить правильность уклонов трубопроводов (с помощью уровня, ватерпаса), работу воздухоотборников или вантузов. Следует тщательно проверить наличие воздушных мешков в местах изгибов труб, на скобах для обвода проемов в стенах.

Иногда можно наблюдать перебои в прогреваемости отопительных приборов. Причиной такого явления может быть наличие в системе блуждающих воздушных пробок, возникающих в результате неисправности или конструктивных недостатков воздуховыпускных устройств. В этом случае в местах возможного скопления воздуха следует установить дополнительные воздухоотборники или вантузы.

Если установлено, что причиной негрева являются засоры, то необходимо отыскать места засоров, временно демонтировать эти участки и ликвидировать засоры и также причины, их вызывающие. Места засоров следует искать в определенной последовательности на границах нагрева и негрева труб. Возможные места наличия засоров, вызывающих негрев на участках (непрогретые приборы незаштрихованы), показаны на рис. II.87—II.89. Последовательность отыскания и удаления засоров отвечает порядковым цифрам, проставленным на участках.

Значительные трудности возникают при отыскании и устранении так называемых «бродячих» засоров, образуемых сравнительно легким мусором (щепки, льняная пряжа и т. п.), так как они, перемещаясь, могут сосредоточиваться в разных по длине трубопроводах. Необходимо однако помнить, что к разборке частей системы следует прибегать только после того, как были предприняты все другие меры для устранения негрева.

Удобным и надежным способом для обнаружения засоров (или воздуха) в закрытом оборудовании (трубе, нагревательном приборе и т. д.) служит радиометрический. Он основан на принципе количественного изменения пропускания гамма-лучей при прохождении их через сечение трубы, секции радиатора и т. д. в случае наличия в них засоров, нерастворенного воздуха по сравнению с показателями для участков, где они отсутствуют. Рассматриваемый метод разработан на кафедре физики ЛИСИ (А. А. Гусев). Рекомендован радиоактивный цезий-137, помещенный для безопасности в свинцовый корпус. Приемником излучения служит галогенный счетчик СТС-1.

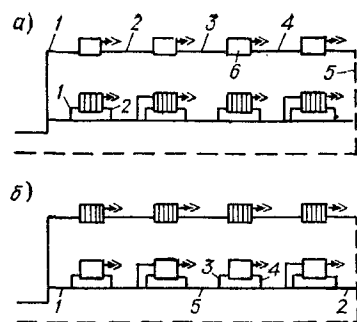
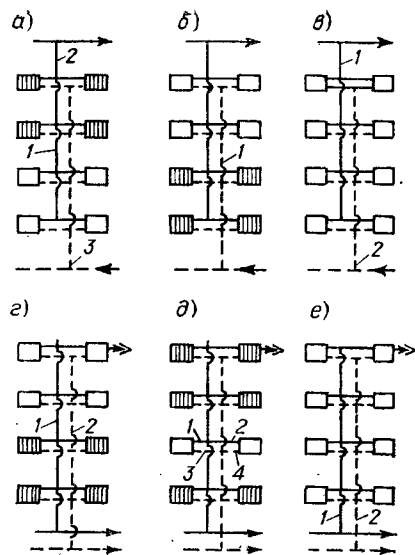


Рис. II.89. Отыскание засоров в горизонтальных однотрубных системах

Рис. II.87. Отыскание засоров в стояках и приборах двухтрубных систем

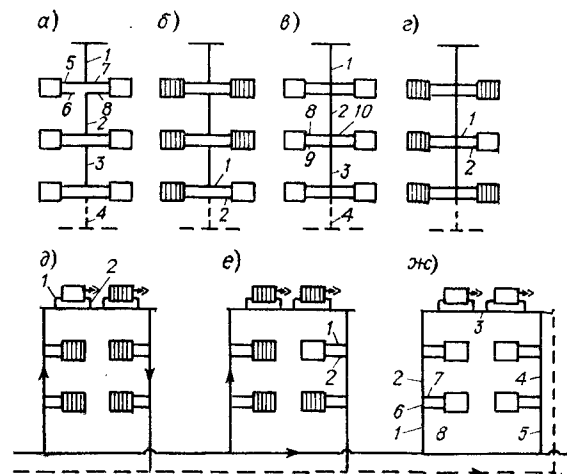


Рис. II.88. Отыскание засоров в стояках и приборах вертикальных однотрубных систем

Ликвидацию скрытых непрогревов в панельных системах отопления рекомендуется производить интенсивной промывкой сначала всего стояка, а затем уже непрогревающегося прибора. Только в крайнем случае, если промывка не помогает, приходится вырубать бетон у поверхности панели, вырезать нагревательный элемент, заменять его, а разрушенный бетон после опрессовки нагревательного прибора восстанавливать.

В паровых системах отопления могут также наблюдаться случаи непрогрева стояков и нагревательных приборов. Основные причины непрогревов: поступление в конденсатопровод пара, который препятствует выходу конденсата из соседних стояков или приборов; недостаточная теплоизоляция паропроводов; образование засоров и дополнительных сопротивлений, воздушных и водяных пробок в магистралях и подводках к приборам и др.

Если пар поступает в конденсационную линию и часть нагревательных приборов оказывается залитой конденсатом, то необходимо отрегулировать подачу пара в нагревательные приборы и отвод конденсата от каждого непрогреваемого прибора или узла системы (стояка горизонтальной ветки).

Ребристые трубы при теплоносителях — воде и паре следует присоединять к стоякам по последовательной схеме. В этом случае будет исключен непрогрев нижних приборов, что наблюдается при их присоединении по параллельной схеме.

Порядок отыскания засоров в паровых системах такой же, как в водяных. Выявление и устранение причин непрогревов в них должны производиться в следующей последовательности: проверяют, не поступает ли пар в конденсационную линию, достаточно ли теплоизоляция паропроводов, контролируют правильность прокладки магистральных трубопроводов (отсутствие водяных и воздушных мешков), достаточность регулирования системы отопления, и, наконец, наличие засоров и других добавочных сопротивлений.

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

ГЛАВА 10

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЕНТИЛЯЦИИ**10.1. Гигиенические основы вентиляции**

Атмосферный воздух является смесью нескольких газов и паров воды. Приземный слой атмосферного воздуха, непосредственно окружающий биосферу и используемый в системах вентиляции, имеет следующий газовый состав (по объему, %): азот — 78,1, кислород — 20,9, углекислый газ — 0,03. В небольшом количестве (около 0,95 %) в воздухе присутствуют инертные газы: аргон (0,93 %), неон, гелий, криптон.

Воздух современных городов загрязнен пылью, парами и газами, содержащимися в выбросах промышленных предприятий, а также выхлопными газами от автомобилей. К числу основных характеристик воздушной среды, влияющих на самочувствие, работоспособность, жизнедеятельность и здоровье человека, относятся: химический состав воздуха, (содержание в нем кислорода, углекислоты и других газов и паров); метеорологические условия (температура, влажность, подвижность воздуха, барометрическое давление); биологические характеристики (содержание пыли, наличие в воздухе помещений микроорганизмов).

Задачей вентиляции помещений является поддержание в них благоприятного для человека состояния воздушной среды в соответствии с нормируемыми ее характеристиками.

Химический состав воздуха помещений зависит от длительности пребывания в них людей, работы технологического газо-выделяющего оборудования. Предельно допустимое содержание (концентрация) различных вредных газов и паров (ПДК), установленное исследованиями, приводится в ГОСТ 12.1.005—76.

При дыхании человек поглощает из воздуха кислород и выделяет углекислый газ. В результате воздушная среда обедняется кислородом, обогащаясь CO_2 . И то и другое для человека вредно, особенно при больших концентрациях CO_2 (свыше 3—4 % по объему).

Предельно допустимой концентрацией CO_2 , однако, считают до 0,1—0,2 % (0,001—0,002 мг/м³), так как одновременно с CO_2 воздух загрязняется и другими газами и парами. Для детских и

больничных помещений ПДК CO_2 , например, принимают равной 0,0007 мг/м³, для жилых — 0,001 мг/м³, административных, учебных (с периодическим пребыванием людей) — 0,00125 мг/м³. Загрязнения радиоактивными веществами подобны химическим загрязнениям, но более токсичны, поэтому представляют особую опасность для организма.

Нормирование метеорологических условий в помещениях тесно связано с теплообменом между человеческим организмом и окружающей средой, происходящим за счет теплопроводности, конвекцией, лучеиспусканием, а также в результате испарения влаги с кожных покровов и при выдыхании. По первым трем каналам происходит обмен явной теплотой, в последнем случае вместе с влагой воздух получает скрытую теплоту.

На конвективную теплоотдачу человека существенно влияет подвижность воздуха. С увеличением ее от 0,1 до 0,6 м/с теплоотдача возрастает вдвое. С повышением температуры воздуха снижается его относительная влажность. Увеличивается влаговыделение человеком, растет отдача скрытой теплоты. При испарении 1 г влаги человек теряет 0,2 кДж/ч (0,056 Вт).

Интенсивность теплообмена человека с окружающей средой определяется совокупностью всех метеорологических факторов: температурой, относительной влажностью, скоростью движения воздуха. Одному и тому же ощущению тепла или холода могут отвечать различные комбинации их значений.

Нормирование метеорологических параметров воздуха в закрытых помещениях производится на основе обобщения опытных данных о тепловом ощущении людей, зависящем от удельного количества теплоизбытков в помещениях, времени года, характера деятельности и длительности пребывания в них людей, а также от других факторов.

Различают оптимальные и допустимые метеоусловия. Оптимальные — это условия, являющиеся наиболее благоприятными для жизнедеятельности человека и не вызывающие неприятных ощущений, допустимые — условия, не вызывающие патологических изменений в организме даже при длительном пребывании человека в помещении. Нормативные метеорологические параметры воздушной среды в помещениях различного назначения приведены в СНиП II-33—75 и ГОСТ 12.1.005—76.

Допустимое количество пыли в воздухе помещений нормируется в зависимости от состава и размеров частиц пыли. Весьма опасна для организма человека пыль, содержащая двуокись кремния (SiO_2), окиси свинца и др. Мельчайшие частички свинцовой пыли, попавшие в организм, вызывают хроническое отравление. Чем мельче пыль и острее ее форма, тем она вреднее, так как может глубоко проникать в дыхательные пути. Некоторые виды пыли в определенной концентрации взрывоопасны (допустимые концентрации пыли указаны в ГОСТ 12.1.005—76).

Важным показателем санитарного состояния воздуха в помещениях является количество находящихся в нем микроорганизмов, число которых увеличивается при загрязнении воздуха пылью. Воздух считается загрязненным, если в 1 м^3 находится более 4,5 тыс. микроорганизмов. Необходимые параметры воздушной среды в помещениях поддерживаются системами отопления, вентиляции и кондиционирования.

10.2. Способы поддержания требуемого состояния воздушной среды в помещениях и классификация вентиляционных систем

Выбор способа поддержания необходимых параметров воздушной среды в помещениях определяется многими факторами: назначением помещений, режимом работы и характером выделяющихся вредностей в них, количеством и расположением рабочих мест, оборудования и др. При этом должны максимально учитываться эксплуатационные и экономические требования.

В зависимости от выбранного способа, определяющего принцип действия систем и их конструктивное оформление, различают вентиляцию общеобменную, местную и локализирующую.

При *общеобменной* вентиляции происходит разбавление вредностей во всем объеме помещения за счет притока свежего воздуха, который, проходя по помещению, ассимилирует выделяющиеся вредности и затем выбрасывается наружу. Количество подаваемого вентиляционного воздуха (воздухообмен) рассчитывается на разбавление выделяющихся вредностей до допустимых на рабочих местах концентраций.

Основным показателем для выбора этого способа является расположение мест нахождения людей и возможных источников выделения вредностей по всей или по значительной площади помещений. Недостаток способа — неодинаковость санитарно-гигиенических условий воздушной среды в разных местах помещений, а также возможность их недопустимого ухудшения вблизи источников выделения вредностей или мест вытяжки воздуха из помещений. Последнее необходимо учитывать и по возможности устранять соответствующим расположением и назначением необходимого числа устройств для раздачи и вытяжки вентиляционного воздуха.

В жилых и общественных зданиях устраивается общеобменная вентиляция. В помещениях, где выделение теплоты и влаги обуславливает естественный подъем воздуха, вытяжку обычно осуществляют из верхней зоны. Приточный воздух целесообразно подавать так, чтобы он доходил до людей возможно более чистым и свежим, не нарушая комфортных условий.

На рис. III.1 показано направление движения воздуха при разных схемах вентиляции. Применение схемы вентиляции «сверху вверх» (приток и вытяжка организуются в верхней

зоне) целесообразно для помещений с тепловыделениями, где приточный воздух можно выгодно подавать с более низкой температурой. Схема «сверху вниз» целесообразна при местной вытяжке у тепловыделяющего оборудования и при выделении

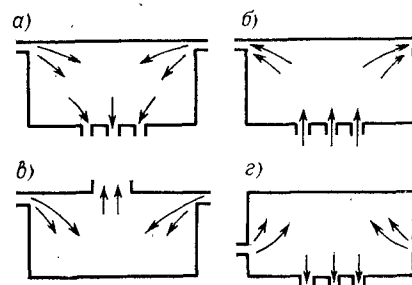


Рис. III.1. Схемы организации воздухообмена в помещениях

а — «сверху вниз»; б — «снизу вверх»; в — «сверху вверх»; г — «снизу вниз»

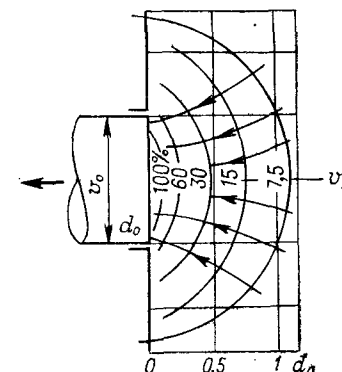


Рис. III.2. Схема струи воздуха у всасывающих отверстий

d_0 — диаметр отверстия; v_0 и v_x — соответственно скорости воздуха на выходе из отверстия и на расстоянии x по оси струи

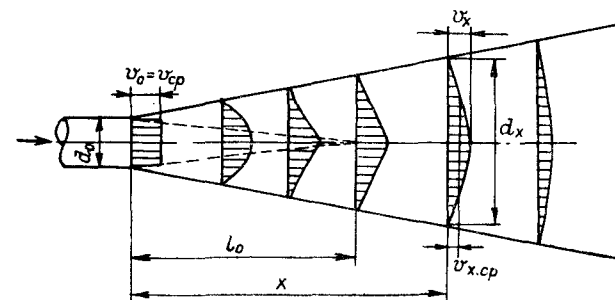


Рис. III.3. Схема струи воздуха у нагнетательных отверстий

d_0 — диаметр отверстия; v_0 и v_x — скорости воздуха по оси струи; v_{cp} — средние скорости воздуха по сечению струи

пыли; схема «снизу вверх» — в случаях, когда выделяются легкие газовые и пылевые вредности или приток подается с температурой выше t_b (воздушное отопление).

В гигиеническом отношении наиболее целесообразно осуществлять подачу приточного воздуха в нижнюю зону помещения с небольшой скоростью (до 0,3 м/с, через значительное число отверстий). При такой схеме требуется больший подогрев

забираемого снаружи приточного воздуха, чем при подаче в верхнюю зону. В последнем случае приточный воздух доходит до людей подогретым восходящими потоками, но одновременно и загрязненным углекислотой, водяными парами и т. д.

Установлено, что затухание скоростей воздуха по мере удаления от всасывающих отверстий (рис. III.2) происходит быстро. Падение же скорости приточного факела идет медленно (рис. III.3). Поле скоростей приточного факела меняется по мере удаления от отверстия, но эффект торможения струи достигается не сразу. Эти свойства нужно учитывать при проектировании приточных и вытяжных устройств.

Распределение приточного воздуха в помещении определяется: скоростью, направлением и температурой истечения воздуха из отверстий; формой, расположением и количеством последних; наличием в помещении тепловых струй от оборудования и потоков у вытяжных отверстий или из соседних помещений и др. Различают струи свободные и стесненные (строительными конструкциями), настилающие (направленные вдоль поверхности ограждения), затопленные (в вентилируемом объеме), изотермические и неизотермические. По форме поперечного сечения, в зависимости от формы приточного отверстия (насадка), струи делятся на круглые или осесимметричные, которые иногда называют компактными, плоские и веерные (или радиальные). Практически все приточные вентиляционные струи являются турбулентными.

Системы общеобменной вентиляции, обеспечивающие наиболее полную обработку (до нужных параметров) приточного вентиляционного воздуха и автоматическое поддержание в помещениях заданного состояния воздушной среды, получили название систем кондиционирования воздуха (СКВ). Обычно СКВ устраиваются в помещениях с большим количеством людей в целях создания комфортных условий воздушной среды, а также по требованиям технологии производства.

Системы *локализирующей* вентиляции обеспечивают улавливание вредностей в местах их выделения и удаление наружу через местные отсосы. При этом исключается распространение вредностей по помещению. Локализирующая вентиляция широко применяется на промышленных предприятиях.

В качестве местных отсосов в системах локализирующей вентиляции применяют вытяжные шкафы (рис. III.4, б), зонты, особенно рациональные при восхождении нагретых струй (рис. III.4, а). В случаях, когда по технологическим требованиям источник вредностей нельзя укрыть (ванны и др.), устраивают бортовые отсосы со значительной скоростью всасывания у края ванны (рис. III.4, г), ванны-передувки, снижающие объем отсоса, но требующие организации притока (рис. III.4, д). При неравномерном выделении значительных объемов вредностей целесообразно применение емких ширм (рис. III.4, в).

Для поддержания необходимых условий воздушной среды только на рабочих местах применяются системы *местной* вентиляции: воздушный душ, воздушный оазис.

Воздушный душ (рис. III.5) — это струя воздуха с нужными параметрами, накрывающая рабочее место. Он эффективен при воздействии на людей лучистой теплоты, например

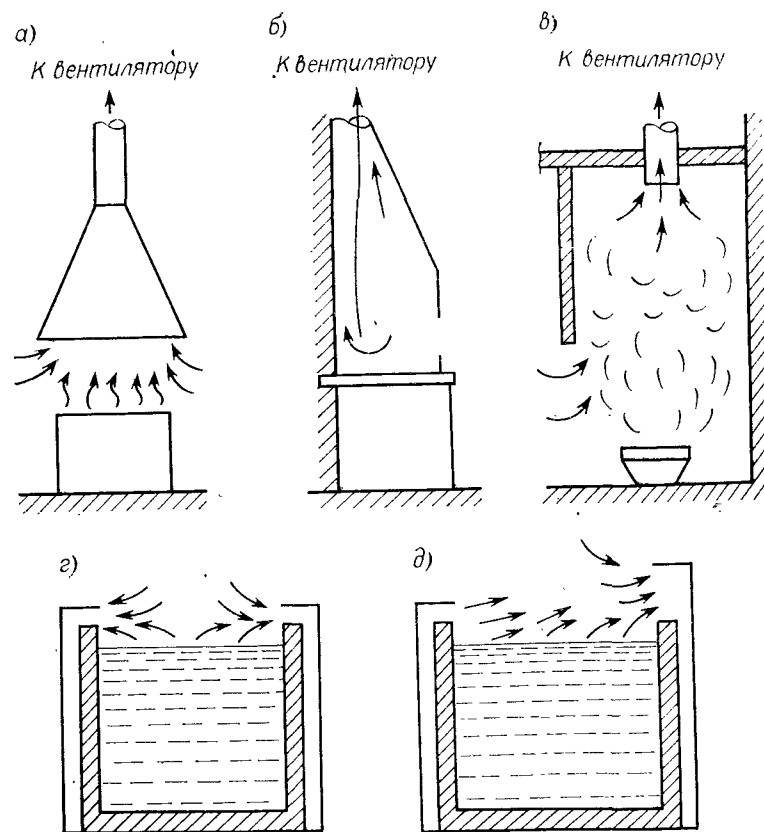


Рис. III.4. Местные отсосы

от печей, раскаленного металла и т. д. Эффект воздушного душирования зависит от правильности назначения соответствующих скоростей и температуры воздуха в струе.

Воздушный оазис — это часть помещения, в котором за счет местного притока свежего воздуха обеспечиваются благоприятные параметры воздушной среды при наличии неблагоприятных условий в остальном объеме помещения.

Разновидностью местных систем являются также воздушные завесы у входов в помещения для предотвращения врывания в них холодного наружного воздуха.

По используемому источнику энергии для перемещения воздуха системы могут быть с естественными (естественная вентиляция) и искусственными (системы механической вентиляции)

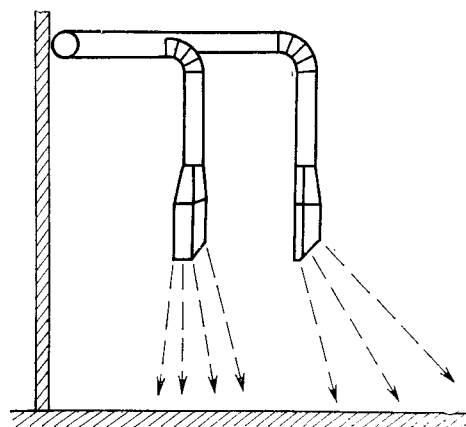


Рис. III.5. Воздушный душ

источниками побуждения движения воздуха. В качестве системы естественной вентиляции наиболее часто применяются гравитационные системы, основанные на использовании разных плотностей наружного и внутреннего воздуха.

Достоинство гравитационных систем заключается в простоте устройства и экономичности в эксплуатации. Однако в связи с незначительностью располагаемого давления радиус действия таких систем невелик. К гравитационным системам относятся аэрация, гравитационные каналные системы.

При аэрации (рис. III.6, а) воздух поступает в помещения и удаляется из них через проемы в наружных ограждениях

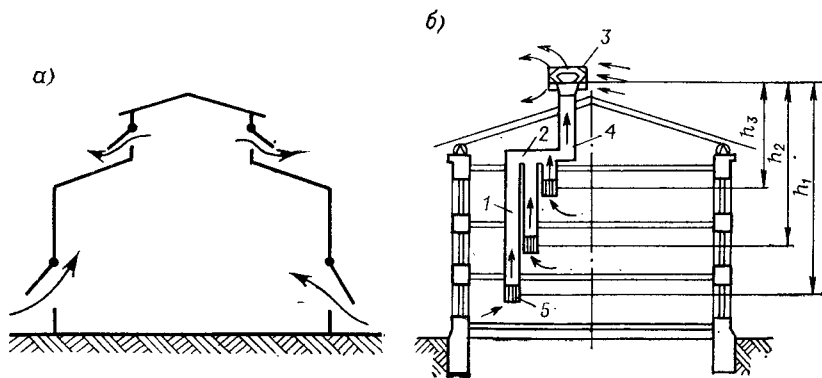


Рис. III.6. Естественная вентиляция зданий

а — аэрация; б — вытяжная каналная без организованного притока; 1 — вертикальный канал; 2 — горизонтальный воздухоотвод; 3 — насадка на шахте; 4 — вытяжная шахта; 5 — отверстие с решеткой

зданий — окна, фонари, фрамуги. В гравитационных каналных системах (рис. III.6, б) наружный вентиляционный воздух сначала поступает через отверстия в ограждениях зданий или че-

рез шахты в каналы, устраиваемые обычно в стенах здания (реже приставные), а затем по ним транспортируется в помещения. Удаление воздуха из помещений также осуществляется по каналам.

По организации воздухообмена в помещениях вентиляционные системы подразделяются на приточные и вытяжные. Первые нагнетают чистый воздух в помещения, вторые удаляют загрязненный воздух в атмосферу. Иногда устраивают одну систему, например только вытяжную — в курительной, санузле (возмещение подсоса наружного воздуха через неплотности или из соседних помещений) или только приточную — в кабине крановщика в цехе с химическими вредностями. Чаще устраивают и ту и другую системы, т. е. приточно-вытяжную вентиляцию.

Вентиляция помещений значительно облегчается при автоматизации и герметизации технологического оборудования, пневматическом транспортировании отходов, гидрообеспыливания (увлажнении в пылящих производствах).

Если удаляемый воздух содержит особо вредные или пахучие примеси, то приходится организовывать предварительную обработку выбрасываемого воздуха или выводить его в верхние слои атмосферы, устраивать высокие шахты или выпускать с большой скоростью (факельный выброс). Местоположение и оформление выпусков должно соответствовать господствующему направлению ветра и устранять выпадение вредностей в населенных местах или вблизи воздухозаборных устройств.

Механическая вентиляция устраивается в тех случаях, когда невозможно применить аэрацию (при наличии газов, паров и других вредностей в наружном воздухе, т. е. при необходимости его обработки; в случае отсутствия аэрационных проемов или невозможности установки вытяжных шахт; при значительных местных выделениях ядовитых, взрывоопасных веществ; наличии внутри здания большого количества перегородок, препятствующих току воздуха и др.). Часто устраивают смешанные системы: для теплого периода — аэрацию, для холодного — искусственную (с механическим побуждением) приточную вентиляцию и естественную вытяжку через шахты или фонари. При незначительных выделениях вредностей рационально применение сосредоточенной горизонтальной подачи приточного воздуха со значительной скоростью (зрительные залы, ангары, механосборочные цеха). При этом экономия металла составляет примерно 80 % по сравнению с устройством разветвленной приточной системы.

10.3. Определение расчетных расходов воздуха в системах вентиляции

Общеобменная вентиляция

Принцип действия общеобменной вентиляции, как указывалось, заключается в том, что с помощью вентиляционного воздуха выделяющиеся в помещение вредности (теплоизбытки, газы и др.) удаляются наружу. В соответствии с этим принципом количество подаваемого в помещения воздуха (расчетный воздухообмен) должно обеспечивать разбавление выделяющихся вредностей до допустимых концентраций, а также поддержание допустимых метеорологических параметров воздушной среды на рабочих местах. Выполнение этого условия, учитывая, что расчет ведется на полный объем помещения, обеспечивается также рациональным относительно рабочих мест и выделяющего вредности оборудования размещением приточных и вытяжных отверстий, а также их конструктивным оформлением.

В расчетах часто пользуются кратностью воздухообмена K , представляющей собой отношение объема вентиляционного воздуха V , м³/ч, к внутреннему объему помещения $V_{\text{пом}}$

$$\pm K = V/V_{\text{пом}} \quad (\text{III.1})$$

(знак «+» соответствует кратности притока, знак «-» — кратности вытяжки).

По кратности, приведенной в СНиП для проектирования соответствующих помещений, определяется воздухообмен:

$$V = \pm KV_{\text{пом}} \quad (\text{III.2})$$

Многообразие технологических условий и вредностей часто не позволяет нормировать кратность воздухообмена производственных помещений. В этих случаях он рассчитывается по фактическим данным. За расчетный воздухообмен принимается наибольшее из значений, полученных при подсчете необходимого воздухообмена для борьбы с выделениями теплоты, влаги, вредных газов, паров и пыли.

Определение воздухообмена для удаления избыточной теплоты. При выделении в помещения избыточной явной теплоты воздухообмен V , м³/ч, определяется из выражения:

$$V = \frac{Q_{\text{изб}}}{c_v(t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})\rho_v} \quad (\text{III.3})$$

где $Q_{\text{изб}}$ — избыточный тепловой поток, кДж/ч; c_v и ρ_v — соответственно удельная теплоемкость, кДж/кг·К, и плотность, кг/м³, воздуха; t_{yx} и $t_{\text{пр}}$ — температуры соответственно уходящего и приточного воздуха, К.

Температура t_{yx} определяется по формуле (II.4), где градиент Δt принимается равным 1—2 К/м, а высота h — расстоянию от пола до центра вытяжных отверстий.

При принятии $Q_{\text{изб}}$ в ваттах формула (III.3) получает вид

$$V = \frac{Q_{\text{изб}}}{0,28c_v(t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})\rho_v} \quad (\text{III.4})$$

Для жилых и общественных помещений, имеющих обычно небольшие высоту и теплоизбытки, принимают $t_{\text{yx}} = t_v$ воздуха на рабочих местах, задаваемую СНиП II-33—75 и ГОСТ 12.1.005—76.

Температуры $t_{\text{пр}}$ и t_v назначаются в зависимости от времени года и заданного уровня поддержания метеорологических параметров воздуха в помещениях (допустимые или оптимальные). Так, при подаче наружного вентиляционного воздуха в теплый период без тепловлажностной обработки нормы для разных помещений допускают принимать t_v на 3—5 °С выше температуры наружного воздуха (но не больше 27—28 °С).

При тепловлажностной обработке приточного воздуха (подогрев наружного воздуха в холодный период и охлаждение — в теплый) его температура $t_{\text{пр}}$ должна быть ниже температуры t_v воздуха на рабочих местах, причем нормируемая разница $t_v - t_{\text{пр}}$ в зависимости от места и способа раздачи воздуха колеблется от 1 до 12 °С. Для снижения расчетного воздухообмена необходимо брать возможно большее значение разности $t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}}$.

Избыточное количество теплоты в помещениях, подлежащее удалению вентиляцией, определяется выражением

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{выд}} - Q_{\text{пот}} \quad (\text{III.5})$$

где $Q_{\text{выд}}$ — тепловой поток, выделяемый в помещение различными источниками; $Q_{\text{пот}}$ — то же, теряемый наружными ограждениями.

Наряду с тепlopоступлением от людей (табл. III.1), солнечной радиации, искусственного освещения, электродвигателей, поверхности технологического оборудования, через загрузочные проемы промышленных печей, может иметь место и расход теплоты, например на нагревание материалов и транспорта.

Тепlopоступления от солнечной радиации $Q_{\text{с.р}}$ через остекленные проемы и через совмещенные покрытия определяются на основании эмпирических данных по СНиП II-33—75 в зависимости от вида остекления, наклона остекленной поверхности к горизонту, географической широты места, затенения световых проемов, конструкции совмещенного покрытия. Снизить такие тепlopоступления можно озеленением участков, покрытием наружных ограждений светлой краской, забеливанием окон, устройством у них ставен, жалюзи, а иногда

Таблица III.1

Выделение углекислого газа (CO_2), л/ч, явной теплоты ($Q_{\text{я}}$), Вт, скрытой теплоты ($Q_{\text{с}}$), Вт, и влаги (g), г/ч, одним человеком в помещениях

Условия выделения вредных веществ	CO_2	Температура окружающего воздуха, °C								
		15			20			25		
		$Q_{\text{я}}$	$Q_{\text{с}}$	$g_{\text{п}}$	$Q_{\text{я}}$	$Q_{\text{с}}$	$g_{\text{п}}$	$Q_{\text{я}}$	$Q_{\text{с}}$	$g_{\text{п}}$
Работа:										
тяжелая	45	165	130	185	130	165	240	95	200	295
средней тяжести	35	135	75	110	110	100	140	70	130	185
легкая	25	120	35	55	100	50	75	65	80	115
умственная	23	115	25	33	95	45	70	60	80	105
В состоянии покоя	23	115	25	33	90	30	40	60	35	50

Примечание: В таблице приведены осредненные данные для мужчин. Для женщин к табличным данным следует вводить коэффициент 0,85, для детей — 0,75.

и охлаждением ограждений водой (водяные резервуары с неподвижной или проточной водой над покрытиями, расположение над последними орошаемых пористых материалов).

Теплопоступление от освещения $Q_{\text{осв}}$ можно определить по формуле

$$Q_{\text{осв}} = EFq_{\text{осв}}\eta_{\text{осв}}, \quad (\text{III.6})$$

где E — освещенность, лк; F — площадь помещений, м^2 ; $q_{\text{осв}}$ — удельные выделения теплоты, Вт, на 1 лк освещенности (от 0,05 до 0,13 для люминесцентных светильников и от 0,13 до 0,25 для ламп накаливания); $\eta_{\text{осв}}$ — доля тепловой энергии, попадающей в помещение; если лампы находятся вне помещения (за остекленной поверхностью) или в потоке вытяжного воздуха, то в помещение попадает доля тепла $\eta_{\text{осв}} = 0,55 \div 0,85$.

Теплопоступление от электродвигателей $Q_{\text{эл}}$ и механического оборудования определяется из уравнения

$$Q_{\text{эл}} = N_{\text{у}}\kappa_{\text{исп}}\kappa_{\text{загр}}\kappa_{\text{одн}}(1 - \eta + \kappa_{\text{т}}\eta), \quad (\text{III.7})$$

где $N_{\text{у}}$ — установочная мощность электродвигателей, Вт; $\kappa_{\text{исп}}$ — коэффициент использования установочной мощности (0,7—0,9); $\kappa_{\text{загр}}$ — коэффициент загрузки (0,5—0,8); $\kappa_{\text{одн}}$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей (0,5—1); η — КПД электродвигателя, определяемый по каталогу (0,75—0,90); $\kappa_{\text{т}}$ — коэффициент перехода механической энергии в тепловую (0,1—1) с учетом, что часть теплоты может быть отдана охлаждающей эмульсии, перекачиваемой воде или воздуху и унесена за пределы данного помещения.

Произведение $N_{\text{у}}\kappa_{\text{исп}}\kappa_{\text{загр}}\kappa_{\text{одн}}$ в выражении (III.7) соответствует фактически расходуемой электроэнергии, которая почти полностью превращается в тепло. Величина $(1 - \eta)$ определяет долю тепла, выделяемого электродвигателем и электрическим оборудованием, а $(\kappa_{\text{т}}\eta)$ — долю теплоты, выделяемой механическим оборудованием, приводимым в действие электродвигателем.

Теплопоступление от нагретых поверхностей технологического оборудования может быть принято по данным технологов или рассчитано по формулам. Если известна температура $t_{\text{пов}}$ поверхности, то теплопоступление $Q_{\text{пов}}$, Вт, с поверхности F , м^2 , составляет

$$Q_{\text{пов}} = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}})(t_{\text{пов}} - t_{\text{в}})F_{\text{пов}}, \quad (\text{III.8})$$

где $\alpha_{\text{к}}$ и $\alpha_{\text{л}}$ — коэффициенты теплопередачи соответственно конвекцией и лучением.

Если известна конструкция ограждения оборудования и параметры среды в оборудовании, то

$$Q_{\text{огр.об}} = \kappa_{\text{огр.об}}(t_{\text{ср}} - t_{\text{в}})F_{\text{огр.об}}, \quad (\text{III.9})$$

В этом выражении значение коэффициента теплопередачи $\kappa_{\text{огр.об}}$ принимается (или вычисляется) по формулам теплопередачи.

Тепловыделение через открытые проемы различных промышленных печей в основном определяется лучением и приближенно может подсчитываться, Вт, по формуле

$$Q = 0,07(T/100)^2z, \quad (\text{III.10})$$

где T — абсолютная температура газов и печи; z — продолжительность открытия отверстия, мин.

Расход теплоты на нагревание материалов $Q_{\text{м}}$ и транспортного оборудования $Q_{\text{тр}}$, поступающих в помещения снаружи, определяется из уравнений, кДж/ч

$$Q_{\text{м}} = Gcb(t_{\text{в}} - t_{\text{м}}) \quad (\text{III.11})$$

и

$$Q_{\text{тр}} = Q'_{\text{м}}b, \quad (\text{III.12})$$

где G — количество поступающих однородных материалов в 1 ч, кг; c — удельная теплоемкость этих материалов, $\text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$; b — коэффициент, учитывающий интенсивность поглощения теплоты; $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{м}}$ — температура соответственно расчетная в помещении и поступающего материала, K; $Q'_{\text{м}}$ — полный расход теплоты на нагрев материала, из которого выполнено транспортное оборудование, от $t_{\text{м}}$ до $t_{\text{в}}$, кДж .

Коэффициент b за первый, второй и третий часы после поступления материала или транспорта в помещения, принимается по опытным данным в зависимости от размеров, формы и теплофизических свойств материала или транспорта.

Расход теплоты на нагревание врывающегося или инфильтрующегося в помещения воздуха, кДж/ч ,

$$Q = c_{\text{в}}G(t_{\text{в}} - t_{\text{и}}), \quad (\text{III.13})$$

где G — количество врывающегося (инфильтрующегося) воздуха (см. гл. 5).

Определение воздухообмена при борьбе с вредными газами, парами и пылью. Поскольку содержание газов, паров и пыли в воздухе помещений не должно превышать предельно допус-

тимых концентраций, необходимое количество воздуха для борьбы с газами составляет

$$V = G_r / (x_1 - x_2), \quad (\text{III.14})$$

где G_r — количество газа, выделившегося в помещении, мг/ч; x_1 и x_2 — предельно допустимая концентрация (ПДК) газа в помещении и концентрация газа в наружном воздухе, мг/м³.

Формула (III.14) пригодна и для расчета воздухообмена при борьбе с пылью; в этом случае соответствующие величины будут относиться к выделению и концентрации пыли. Следует, однако, учитывать, что пыль не растворяется в воздухе, а переносится им. Концентрация ее в отдельных зонах может возрастать с увеличением воздухообмена, так как пыль, осевшая в помещении, взмучивается воздушным потоком.

Количества выделяющихся газов и паров получают, как правило, на основании экспериментальных данных.

Определить количество газа G_r , г/ч, поступающего в помещение при утечке через неплотности различного оборудования и аппаратов, можно по табл. 3.1 [21] или по формуле Н. Н. Репина

$$G_r = 10^3 V \kappa c_p \sqrt{\mu/T}, \quad (\text{III.15})$$

где κ — коэффициент запаса, принимаемый в зависимости от состояния аппаратуры ($\kappa=1 \div 2$); c_p — коэффициент, зависящий от давления газа в последней ($c_p=0,121 \div 0,37$); V — внутренний объем аппарата, м³; μ — молекулярная масса газа; T — абсолютная температура газа, К.

Определение воздухообмена при борьбе с влаговыведениями. Воздухообмен G , кг/ч, рассчитывается по формуле

$$G = G_{\text{вл}} / (d_2 - d_1), \quad (\text{III.16})$$

где $G_{\text{вл}}$ — количество водяных паров, выделяющихся в помещении, г/ч; d_2 и d_1 — влагосодержание воздуха, соответственно удаляемого из помещения и приточного (г на 1 кг сухого воздуха).

Нормами не предусматривается допустимое влагосодержание воздуха, а даются значения относительной влажности и температуры в помещении, по которым и определяется d_2 по I_d -диаграмме.

Влаговыведения людьми характеризуются данными табл. III.1 и определяются из уравнения:

$$G_{\text{вл}} = ng, \quad (\text{III.17})$$

где n — число людей в помещении; g — выделяемая человеком влага, г/ч.

В механических цехах влага испаряется при охлаждении резцов эмульсией. Влаговыведение в этом случае принято считать, кг/ч,

$$G_{\text{вл}} = 0,15N, \quad (\text{III.18})$$

где N — мощность металлорежущих станков, кВт.

Значительные количества влаги поступают во многие производственные помещения (текстильные, кожевенные, пищевые

цехи, бани, бассейны, прачечные) и принимаются сообразно с технологией.

Количество влаги, испаряющейся со свободной поверхности, определяется из выражения

$$G_{\text{вл}} = cF(p_{\text{нас}} - p_v), \quad (\text{III.19})$$

где F — площадь зеркала испарения, м²; $p_{\text{нас}}$ и p_v — соответственно парциальные давления, Па, насыщенного водяного пара при температуре воды и водяного пара, содержащегося в воздухе; c — коэффициент испарения, кг/(м²·ч·Па):

$$c = \frac{0,023 + 0,017v}{133,3}; \quad (\text{III.20})$$

v — подвижность воздуха, м/с.

Определение воздухообмена при одновременном поступлении в помещение теплоты и влаги. Выявив тепло- и влагоизбытки, по I/d -диаграмме находят угловой коэффициент луча процесса ε , представляющий собой соотношение выделенного в помещении тепла и влаги. Луч процесса будет характеризовать изменение состояния воздуха, поглощающего и тепло, и влагу.

Пример 16. Рассчитать воздухообмен в зрительном зале вместимостью 1000 чел с учетом поступления теплоты и влаги. Пусть теплопотери зала составляют 15 000 Вт ($t_v = 20^\circ\text{C}$).

Согласно табл. III.1 поступление явной теплоты, идущей на повышение температуры помещения,

$$Q_{\text{я}} = 1000 \cdot 90 = 90\,000 \text{ Вт.}$$

Рис. III.7. К расчету воздухообмена

Количество скрытой теплоты (на испарение пота), повышающей тепло-содержание воздуха, но почти не влияющей на температуру,

$$Q_c = 1000 \cdot 30 = 30\,000 \text{ Вт.}$$

Теплоизбытки в зале

$$Q_{\text{изб}} = 90\,000 + 30\,000 - 15\,000 = 105\,000 \text{ Вт} = 378\,000 \text{ кДж/ч.}$$

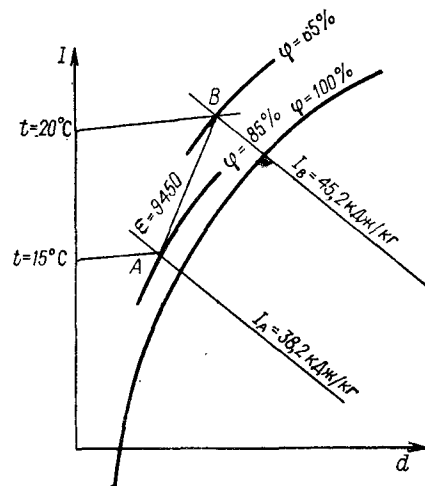
Влаговыведения в помещения (табл. III.1)

$$G_{\text{вл}} = 1000 \cdot 40 = 40\,000 \text{ г/ч.}$$

Значение углового коэффициента $\varepsilon = \frac{378\,000}{40\,000 \cdot 0,001} = 9450 \text{ кДж/кг}$ пока-

зывает, что приточный воздух, повышая свое влагосодержание на 1 кг, увеличивает теплосодержание на 9450 кДж.

Пусть расчетная температура воздуха в рабочей зоне зала будет $t = 20^\circ\text{C}$, приточный воздух характеризуется следующими параметрами: $t_{\text{пр}} = 15^\circ\text{C}$, $I = 38,2 \text{ кДж/кг}$ (точка А на рис. III.7).



Поскольку изменение состояния воздуха происходит по направлению $\epsilon=9450$ кДж/кг, через точку А проводим линию параллельно линии углового масштаба 9450. Состояние внутреннего воздуха в помещении будет характеризоваться параметрами точки В: $t=20^\circ\text{C}$; $I=45,2$ кДж/кг; $\phi=85\%$. Отсюда необходимый воздухообмен (массовый) $G=378\,000/(45,2-38,2)=54\,000$ кг/ч, или, поскольку при $t_{\text{пр}}=15^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{пр}}=1,22$ кг/м³, $V=54\,000/1,22=44\,200$ м³/ч.

Подбирать вентиляционное оборудование следует на требуемую наибольшую его производительность, выявляемую из сопоставления данных, полученных для зимнего, переходного и летнего периодов.

Добиваясь баланса воздухообмена по притоку и вытяжке, в промышленном здании следует компенсировать расходы воздуха, идущего на горение топлива, подсасываемого в дымоотводные устройства, удаляемого от местных отсосов технологического оборудования, через вентиляционные фонари, шахты и т. д. Общее количество приточного свежего воздуха обычно должно равняться суммарному, удаляемому из здания.

Локализирующая вентиляция

Производительность V местных отсосов определяется физико-химическими свойствами и параметрами вредностей, конструкцией отсоса. Объем воздуха, извлекаемого из зонтов (колпаков) и вытяжных шкафов, м³/ч,

$$V = 3600 F v, \quad (\text{III.21})$$

где F — площадь расчетного сечения (основания зонта или открытого отверстия шкафа), м²; v — средняя скорость воздуха в отверстии, м/с.

При неядовитых (нетоксичных) вредностях допустимо принимать $v=0,15 \div 0,25$ м/с; при выделении ядовитых газов, а также при четырех, трех, двух или одной открытых сторонах зонта минимальное значение скорости соответственно должно быть 1,05; 0,9; 0,75; 0,5 м/с. Значение $v=3$ м/с принимается при особо ядовитых вредностях (пары свинца, горячей ртути, цианистые соединения, лаки и их растворители, дисперсная пыль металлов). При работе с радиоактивными веществами скорость воздуха назначается 2—3 м/с.

Объем воздуха, удаляемого бортовыми отсосами, рассчитывается из условия создания скорости не менее 0,2 м/с в наиболее удаленной от борта точке. При удалении окислов азота, паров серной кислоты эта скорость принимается равной 0,25 м/с, при парах едкой щелочи, фосфорной кислоты или хромового ангидрида — 0,3; азотной кислоты — 0,4. В среднем отсос составляет 1500—5000 м³/ч на 1 м² горизонтальной проекции ванны. При ширине щели в бортовом отсосе 40—100 мм скорость в ней составляет 11—15 м/с.

При устройстве ванны-передувки объем удаляемого воздуха

$$V_{\text{пер}} = 390 k b^2 l, \quad (\text{III.22})$$

где b и l — ширина и длина ванны, м; k — коэффициент (при температуре в ванне $95-20^\circ\text{C}$ $k=1 \div 0,5$).

Объем отсасываемого воздуха от кожухов шлифовальных, заточных и полировальных кругов определяют из выражения:

$$V_{\text{кож}} = V d \cdot 3600, \quad (\text{III.23})$$

где d — диаметр круга, мм; V — объем отсоса, приходящийся на 1 мм диаметра круга, м³/с.

При заточных и шлифовальных кругах $V=1,6 \div 2,0$ (при диаметрах круга от 600 до 250 мм), при войлочных и полировальных — 4, при матерчатых — 6 м³/с.

Производительность воздушного душа с шириной на рабочем месте 1—1,2 м определяется из выражения (III.21), только в этом случае за F принимается площадь живого сечения душирующего патрубка диаметром D , а за v — скорость движения воздуха в его сечении.

Скорость выпуска воздуха из патрубка рассчитывается по специальной методике и должна обеспечивать необходимую подвижность воздуха на рабочем месте [21].

ГЛАВА 11

КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ СИСТЕМ ОБЩЕОБМЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

11.1. Основные элементы вентиляционных систем

Как уже указывалось, требуемое состояние воздушной среды в помещениях методами общеобменной вентиляции поддерживают путем нагнетания в помещения чистого вентиляционного воздуха с необходимыми температурно-влажностными

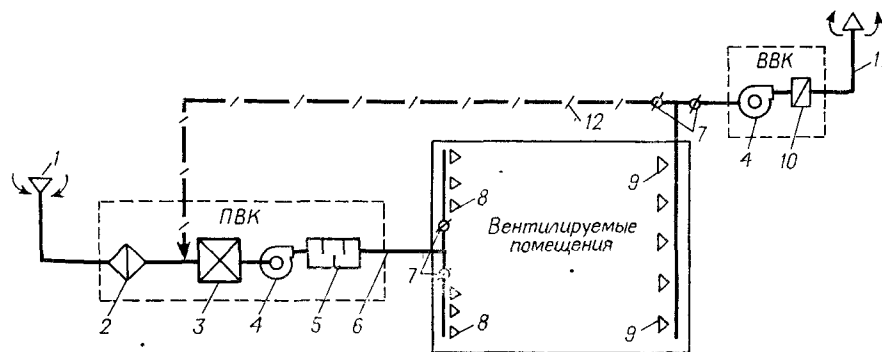


Рис. III.8. Принципиальная схема общеобменной механической вентиляции 1 — воздухоприемные устройства; 2 — фильтр противопыльный; 3 — оборудование для тепловлажностной обработки приточного воздуха (калориферы, кондиционеры, воздухоохладители и т. п.); 4 — вентиляторы; 5 — шумоглушители; 6 — воздухоотводы; 7 — регулировочные клапаны; 8 — приточные отверстия; 9 — вытяжные отверстия; 10 — оборудование для очистки вытяжного воздуха; 11 — воздуховыбросное устройство; 12 — линия рециркуляции; ПВК — приточная вентиляционная камера; ВВК — вытяжная вентиляционная камера

параметрами и удалением воздуха, не соответствующего нормативным требованиям. В соответствии с этим системы общеобменной вентиляции должны включать оборудование и устройства для забора наружного воздуха, его обработки, транспортирования и раздачи по помещениям, а также для удаления отработавшего воздуха. Общая схема общеобменных вентиляционных систем и расположение в них оборудования показаны на рис. III.8.

В конкретных случаях вентиляционные установки могут не иметь всего комплекса оборудования, показанного на схеме. Так, очистка вытяжного воздуха перед его выбрасыванием в атмосферу производится лишь в случаях его загрязнения свыше норм, допустимых для окружающей среды, и т. д.

11.2. Воздухоприемные и воздуховыбросные устройства

Воздухоприемные и воздуховыбросные устройства в системах механической вентиляции выполняются в виде отверстий в ограждениях зданий (рис. III.9, а), приставных (рис. III.9, б) или отдельно стоящих шахт (рис. III.9, в). При заборе воздуха сверху воздухоприемные устройства размещают на чердаке или верхнем этаже здания, а каналы выводят выше кровли в виде шахт.

Для аэрации воздухозаборные и выбросные устройства выполняют в виде поворачивающихся фрамуг, открывающихся фонарей, окон или других перекрываемых отверстий в ограждениях зданий.

Расположение и конструкция воздухоприемных устройств выбираются с учетом обеспечения чистоты забираемого воздуха и удовлетворения архитектурных требований. Так, воздухоприемные устройства не должны находиться вблизи источников загрязнения воздуха (выбросов загрязненного воздуха или газов, дымовых труб, кухонь, немощеных дорог и т. д.).

Высотное взаиморасположение приточных и вытяжных отверстий должно назначаться с учетом объемной массы выделяющихся загрязнений. Отверстия для забора воздуха должны располагаться на высоте не менее 2 м от поверхности земли и закрываться жалюзийными решетками (в зеленой зоне — на высоте не менее 1 м).

Для предохранения помещений от поступления в них через вентиляционные каналы при неработающей вентиляции холодного наружного воздуха воздухоприемные и воздуховыбросные устройства оборудуются многостворчатыми утепленными клапанами с ручным или механическим приводом. В последнем случае клапан блокируется с вентилятором и перекрывает отверстие при его остановке. При низкой расчетной температуре наружного воздуха клапаны снабжаются системой электроподогрева в целях предохранения от промерзания их створок.

Электроподогрев включается на 10—15 мин перед пуском вентилятора.

Архитектурные требования выполняются соответствующим выбором расположения отверстий и их оформлением.

Наружные стены вытяжных каналов и шахт утепляются во избежание конденсации водяных паров из извлекаемого влажного воздуха и образования наледей.

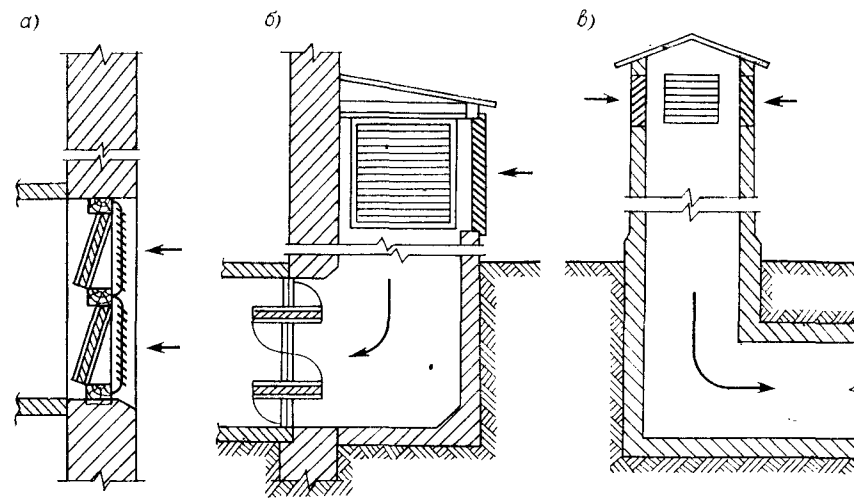


Рис. III.9. Конструкция воздухоприемных и воздуховыбросных устройств

Скорость движения воздуха в приточных каналах и шахтах принимается в пределах $2 \div 5$ м/с, в каналах и шахтах выбросных устройств — $4 \div 8$ м/с, но не менее 0,5 м/с, в том числе и для естественной вентиляции.

11.3. Воздуховоды и их расчет

Воздуховоды представляют собой каналы, по которым транспортируется вентиляционный воздух. Материал, размеры и форма их зависят от назначения и схемы вентиляционной системы, а также от параметров транспортируемого воздуха.

В системах механической вентиляции общего назначения промышленных предприятий воздуховоды изготавливают, как правило, из тонкой (не менее 0,5 мм) листовой стали и в некоторых случаях из асбестоцемента. Для систем пневмотранспорта толщина стальных листов должна быть не меньше 1 мм. При транспортировании в системах вентиляции горячих газов с температурой более 100 °С толщина стальных стенок воздуховодов должна быть 1—2 мм. Для транспортирования воз-

духа с примесью ядовитых газов и паров воздухопроводы должны изготавливаться из определенных материалов в зависимости от состава газов (сталь толщиной не менее 0,7 мм, алюминий, винипласт и т. д.).

В системах вентиляции жилых, общественных и административных зданий, а также служебных и вспомогательных помещений промышленных предприятий используются воздухопроводы, изготовляемые из шлакоалебастровых, шлакобетонных,

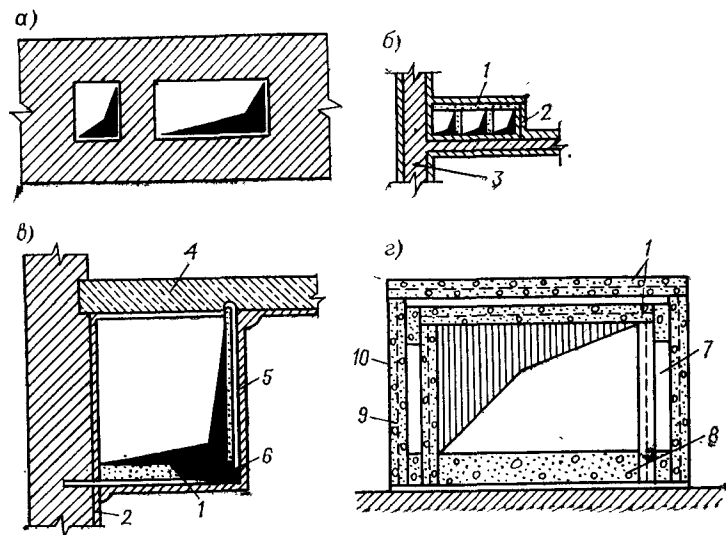


Рис. III.10. Воздуховоды

а — во внутренней кирпичной стене; б — в приставных каналах; в — под потолком; г — на чердаке; 1 — гипсошлаковая плитка; 2 — штукатурка; 3 — кирпичная стена; 4 — перекрытие; 5 — стальная подвеска; 6 — крепление; 7 — воздушная прослойка; 8 — заливка гипсом; 9 — штукатурная драпка; 10 — арматура

асбестоцементных, армоцементных и пластмассовых плит, кирпича, бетона и т. д. (рис. III.10.)

Для переносных вентиляционных установок используются прорезиненные, а также металлические гибкие рукава.

В жилых, общественных и административных зданиях применяют преимущественно воздухопроводы прямоугольного сечения, дающие большие возможности для их соответствующего архитектурного оформления. Для прокладки прямоугольных вертикальных воздухопроводов стараются максимально использовать внутренние стены, в которых для этого оставляют соответствующие каналы. При невозможности размещения каналов в стенах их устраивают в виде приставных каналов и шахт.

Металлические воздухопроводы обычно имеют круглое сечение, с внутренним диаметром 100—200 мм; прямоугольные возду-

ховоды изготовляют в виде коробов размерами от 100×150 до 3200×4000 мм. В целях облегчения механизированной заготовки и повышения технологичности при монтаже типоразмеры воздухопроводов унифицированы.

В настоящее время появился новый тип спирально-навивных металлических воздухопроводов, изготавливаемых заводским путем из стальной ленты на сварке. Кроме того, в практику строительства внедряются пластмассовые воздухопроводы, противостоящие коррозии (из винипласта, полиизобутилена и др.). Недостаток их заключается в том, что они могут применяться при температуре транспортируемого воздуха не выше 70°C.

Воздуховоды имеют прямолинейные участки постоянного сечения, а также места изменения сечений, ответвлений, слияния или разделения потоков и поворотов, называемые фасонными частями, или местными сопротивлениями.

Аэродинамический расчет воздухопроводов сводится к определению необходимых размеров их поперечного сечения, а также потерь давления на всех участках системы для обеспечения беспрепятственного транспортирования по ним расчетного количества воздуха. В зависимости от общей потери давления в системе подбирается вентиляторная установка или проверяется достаточность естественного побуждения движения воздуха.

Если размеры поперечного сечения воздухопроводов заданы или определены по архитектурно-конструктивным соображениям, то аэродинамическим расчетом определяются полученный расход воздуха и потери давления в системе и на ее участках. Изменение расхода воздуха может быть в этом случае достигнуто назначением соответствующей скорости его движения с учетом допустимых норм.

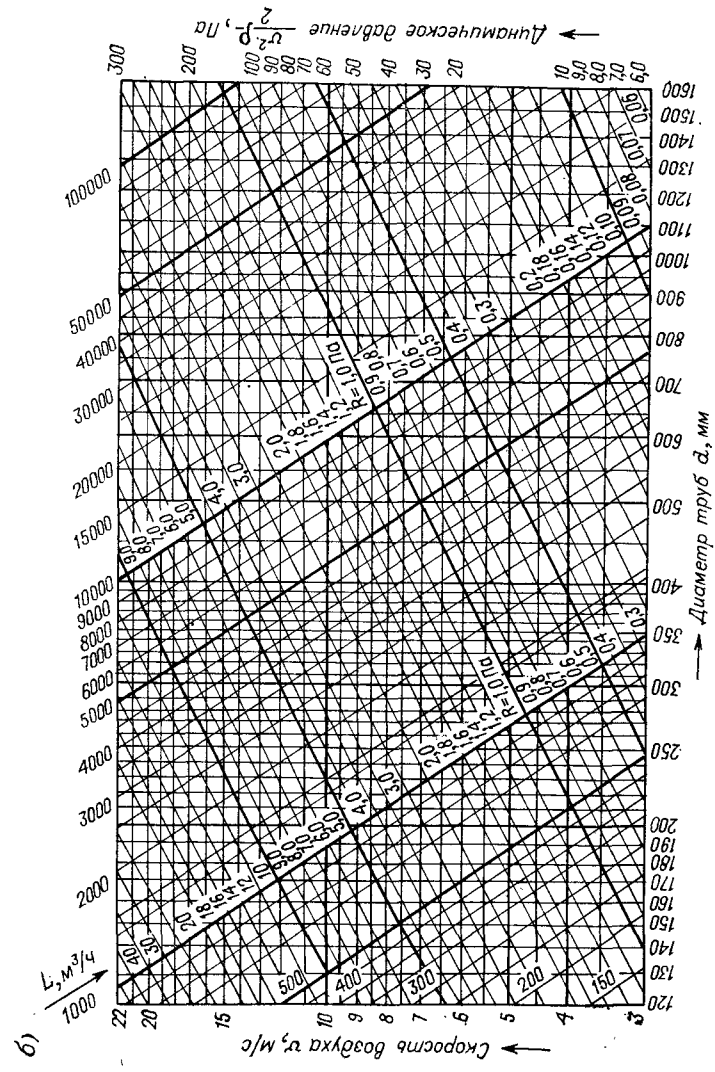
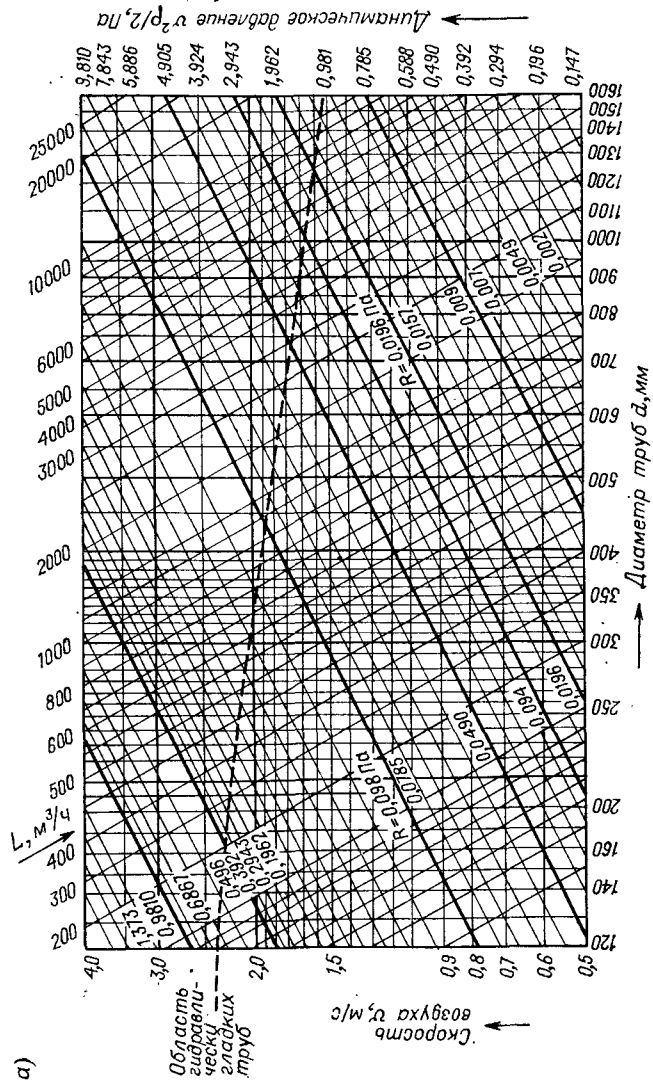
Движение воздуха по воздухопроводам является частным случаем движения жидкостей по трубам и, следовательно, подчиняется общим законам гидродинамики.

В воздухе, движущемся по воздухопроводу, существуют статическое, динамическое (скоростной напор) и полное давление.

Статическое давление характеризует степень сжатия воздуха. Его можно рассматривать как результат сопротивления движению воздуха, вызывающего его уплотнение. Это давление в соответствии с законом Паскаля передается по всем направлениям и одинаково действует на любую площадку независимо от ее ориентации относительно потока воздуха.

Различают абсолютное и относительное статическое давление. Статическое давление называют абсолютным, если оно отсчитывается от абсолютного вакуума. За начало отсчета относительного статического давления принимается величина атмосферного давления. Величина относительного статического давления может быть положительной и отрицательной.

Рис. III.11. Номограмма для расчета круглых стальных воздуховодов
 а — для систем естественной вентиляции; б — для систем искусственной вентиляции



Динамическое давление, Па, вычисляется по формуле

$$p_{\text{H}} = (v^2 \rho_{\text{R}}/2) \sin \alpha, \quad (\text{III.24})$$

лением движения воздуха и площадкой: $\rho_{\text{в}}$ —

Полное давление представляет собой сумму статического и динамического давлений.

В соответствии с принятыми скоростями и размерами сечений определяют потери давления на прямолинейных участках сети (на трение) и в местных сопротивлениях. Расчет ведется с использованием таблиц или номограмм (рис. III.11).

Расчет воздуховодов прямоугольного сечения производится с помощью тех же таблиц (для круглых воздуховодов). Для перехода от прямоугольного сечения к круглому вводится понятие об эквивалентном диаметре d_0 . Его значение определяется из условия, что потери давления в рассматриваемом прямоугольном и круглом воздуховоде эквивалентного диаметра одинаковы.

$$d_{30} = 2ab/(a + b), \quad (\text{III.25})$$

ольного сечения.

При расчете неметаллических воздуховодов к данным, полученным из таблиц или номограмм, составленным для металлических воздуховодов, вводится поправка n на шероховатость (табл. III.2) в зависимости от материала воздуховода и скорости воздуха v . При составлении таблицы приняты следующие значения K_0 , мм: для шлакоалебастровых плит — 1; шлакобетонных плит — 1,5, кирпича — 4, штукатурки — 10, винипласта, асбестоцемента, фанеры — 0,1.

1. Составляют аксонометрическую схему системы (рис. III.12).

$$V_1 = 29\,600/6 = 4930 \text{ м}^3/\text{ч};$$

IV	2000/2	1200	3/4
----	--------	------	-----

$$V_2 = 3900/3 = 1300 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

ную магистраль (наиболее

4. Задаваясь скоростью движения воздуха в горизонтальных воздуховодах $v=8$ м/с, определяют площади поперечного сечения воздуховодов, м², по участкам:

.....

0860 (2600-)

$$f_2 = 9860/(3600v) \text{ н. т. д.}$$

1000

Таблица III.2

Поправочные коэффициенты λ на шероховатость материалов

м/с	$K_9, \text{ мм}$				м/с	$K_9, \text{ мм}$			
	1	1,5	4	10		1	1,5	4	10
1	1,16	1,23	1,46	1,77	7	1,47	1,61	2,03	2,54
2	1,25	1,35	1,65	2,04	8	1,49	1,64	2,06	2,58
3	1,32	1,43	1,77	2,2	9	1,51	1,66	2,10	2,62
4	1,37	1,49	1,86	2,32	10	1,53	1,68	2,12	2,66
5	1,41	1,54	1,93	2,41	11	1,54	1,70	2,15	2,69
6	1,44	1,58	1,98	2,48	12	1,56	1,71	2,17	2,72

После этого по значению f подбирают стандартные размеры воздуховодов (см. справочники). Эквивалентные диаметры прямоугольных воздуховодов вычисляют по формуле (III.25). Все данные расчета заносят в расчетную табл. III.3.

5. По значениям расхода воздуха Q и $d_{\text{эк}}$ на участке определяют удельные потери давления R , фактическую скорость движения воздуха v и динамическое давление $p_d = v^2 \rho / 2$. Для этого пользуются либо расчетной таблицей, либо номограммой (см. рис. III.11).

6. Определяют потери давления в местных сопротивлениях с использованием справочников для коэффициентов.

Участок 1—6 — отверстие на выходе воздуха

$$v_1/v_2 = 1, \quad \zeta = 1,8.$$

Участок 7:

тройник 90° приточный прямоугольного сечения

$$v_1/v_2 = 1; \quad \zeta = 1,6;$$

колена с острыми кромками прямоугольного сечения

$$\alpha = 90^\circ, \quad d_0/b_0 = 800/2000 = 0,4;$$

диффузор пирамидальный после вентилятора

$$\alpha = 32^\circ, \quad F_0/F_1 = 0,25, \quad \zeta = 0,52;$$

конфузор перед вентилятором

$$\alpha = 30^\circ, \quad l/d = 0,15, \quad \zeta = 0,22;$$

внезапное сужение поперечного сечения

$$F_0/F_1 = 0,2, \quad \zeta = 0,4, \quad \Sigma \zeta = 7,14;$$

фильтр — сопротивление по расчету

$$\Delta p = 100 \text{ Па};$$

калорифер — сопротивление по расчету

$$\Delta p = 200 \text{ Па}.$$

Таблица III.3

Расчетная таблица сети воздуховодов

№ участка	Количество воздуха, м³/ч	Длина l , м	Скорость v , м/с	Размеры прямоугольных воздуховодов		Потери давления на трение, Па		Скоростное давление $p_{\text{дин}}$, Па	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta$	Потери давления на местные сопротивления ΣR , Па	Общие потери давления на участке $(R_l + \Sigma R)$, Па	Суммарные потери как от начала сети $\Sigma (R_l + \Sigma R)$
				$F, \text{ м}^2$	$a \times b, \text{ мм}$	$d_{\text{эк}} = 2ab/(a+b)$	на $l_{\text{тр}}$ R	на всем участке R_l				
1	4 930	4,2	5,7	0,24	600×400	480	0,7	2,9	19,5	1,8	38,1	38,1
2	9 860	4,2	5,7	0,48	600×800	680	0,4	1,68	19,5	1,8	36,88	74,98
3	14 790	4,2	5,7	0,72	600×1200	800	0,4	1,68	19,5	1,8	36,88	111,86
4	19 720	4,2	5,7	0,96	600×1600	860	0,3	1,26	19,5	1,8	36,46	148,32
5	24 650	4,2	5,3	1,28	800×1600	1070	0,28	1,2	17,0	1,8	32,2	180,52
6	29 600	2,4	5,1	1,6	800×2000	1140	0,25	0,6	15,6	1,8	28,6	209,12
7	33 500	30,0	5,8	1,6	800×2000	1140	0,25	7,5	20,0	7,14	450,3	659,42
8	16 000	20,0	4,65	0,96	600×1600	860	0,5	10,0	12,6	3,59	55,0	714,42

Участок 8:

квадратная приточная шахта с зонтом

$$\zeta = 1,4;$$

колено с острыми кромками прямоугольного сечения

$$\alpha = 90^\circ, \quad \zeta = 1,2 \cdot 1,07 = 1,3;$$

дроссель-клапан при числе створок $n=4$

$$\alpha = 10^\circ, \quad \zeta = 0,25;$$

внезапное расширение потока

$$F_0/F_1 = 0,2, \quad \zeta = 0,64, \quad \Sigma \zeta = 3,59.$$

Общее сопротивление воздухопроводов движению воздуха (табл. III.3) равно 714,4 Па.

11.4. Приточные и вытяжные устройства

Раздача воздуха в помещения и его вытяжка осуществляются соответственно через приточные и вытяжные отверстия в воздухопроводах. Для лучшего распределения воздуха по помещению и удовлетворения повышенных архитектурных требований вместо простых отверстий в воздухопроводах применяют специальные устройства — воздухораспределители, имеющие соответствующее оформление.

К конструкции приточных и вытяжных отверстий, а также воздухораспределителей и их расположению предъявляется ряд требований, удовлетворение которых позволит обеспечить наилучшее состояние воздушной среды в рабочей зоне помещения, подвижность воздуха в соответствии с нормами, возможность регулирования его расхода. Оформление отверстий должно соответствовать создаваемому интерьеру помещения, однако применяемые для этого решетки не должны уменьшать живое сечение отверстий более чем на 40 %.

На рис. III.13 показаны некоторые виды оформления приточных и вытяжных отверстий, применяемых в жилых, общественных и промышленных зданиях. Наряду с простейшими конструкциями в виде решеток и отверстиями в воздуховоде с сеткой и шибером (рис. III.13, а, б) разработаны более сложные конструкции воздухораспределителей, обеспечивающих вертикальную, горизонтальную и наклонную подачу воздуха. Потолочные воздухораспределители (плафоны) могут образовывать компактную и веерную струи, направленные вниз или стелющиеся вдоль потолка. Они являются универсальными, так как могут быть использованы как на притоке, так и на вытяжке (рис. III.13, в).

В помещениях небольшой высоты (до 5 м) воздухораспределение может осуществляться через перфорированные панели, вмонтированные в потолок. В этом случае достигается нормативная подвижность воздуха в рабочей зоне при большой кратности воздухообмена. Отверстия перфорации делаются диамет-

ром от 2 до 10 мм, площадь живого сечения панели очень мала и не превышает 10 % от полной площади панели.

В воздухораспределителях-светильниках воздух выпускается (удаляется) через люминесцентные светильники, вмонтированные в конструкцию подвесного потолка. Такое решение в случае вытяжки воздуха сокращает поступление тепла от освещения в помещение, так как часть этого тепла уносится вместе с вытяжным воздухом, к тому же благодаря охлаждению ламп повышается освещенность.

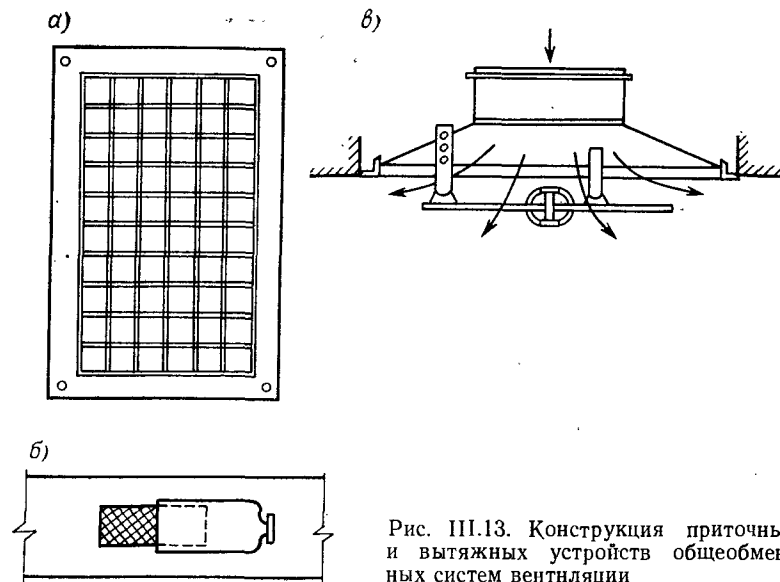


Рис. III.13. Конструкция приточных и вытяжных устройств общеобменных систем вентиляции

Достаточно удовлетворительное воздухораспределение может быть достигнуто применением перфорированных воздухопроводов. Отверстия в воздуховоде переменного по длине сечения располагаются в нижней его части.

В последние годы разработаны воздухопроводы с лункообразной перфорацией, дающие быстрое затухание скорости приточной струи.

11.5. Вентиляторы

Вентиляторы являются механическими побудителями движения воздуха в вентиляционных системах. Они передают воздуху энергию, необходимую для преодоления сопротивлений при движении его в системе вентиляции. По величине создаваемого давления вентиляторы делятся на три группы: низкого давления — до 1000 Н/м², среднего — от 1000 до 3000 Н/м² и высокого — от 3000 до 12000 Н/м².

По устройству и принципу действия различают вентиляторы осевые (рис. 14, а) и радиальные (рис. 14, б). В последних воздух засасывается через боковой приемный патрубок в кожух вентилятора вращающимся рабочим колесом с лопатками, отбрасывается к стенкам улиткообразного кожуха и выбрасывается через выходное отверстие. Таким образом, направление движения воздуха в радиальном вентиляторе меняется на 90°.

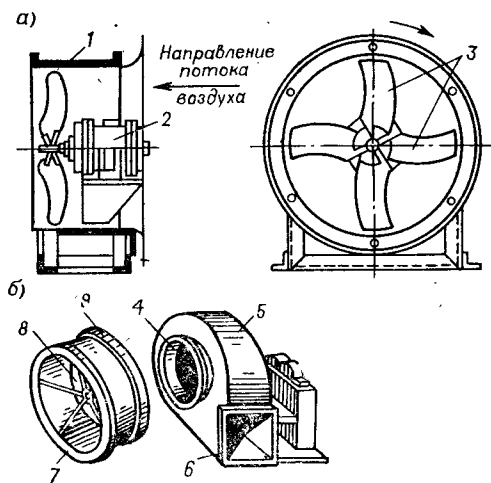


Рис. III.14. Вентиляторы

а — осевой; б — радиальный с колесом; 1 — обечайка; 2 — электродвигатель; 3 — лопатки рабочего колеса; 4 — всасывающее отверстие; 5 — улиткообразный кожух; 6 — вал; 7 — нагнетательный патрубок; 8 — переднее кольцо; 9 — ступица; 10 — основной диск

В настоящее время широкое применение получили радиальные вентиляторы типов Ц4-70 и Ц4-76 от номера 2,5 до 20 (номер вентилятора означает диаметр рабочего колеса в дециметрах), вентиляторы среднего давления Ц14-46 и вентиляторы высокого давления ВВД и Ц10-28.

Электродвигатель, приводящий во вращение рабочее колесо вентилятора, может соединяться с последним одним из следующих способов: непосредственно насаживаться на один вал или через эластичную муфту; клиноременной передачей с постоянным передаточным отношением; регулирующей бесступенчатой передачей через гидравлические и индукционные муфты скольжения. Последние два способа применяются для вентиляторов больших размеров.

Осевой вентилятор представляет собой рабочее колесо, помещенное внутри кожуха (обечайки) и посаженное на один

Вентиляторы выпускаются с односторонним и двусторонним всасыванием, с правым и левым вращением рабочего колеса.

В зависимости от состава перемещаемого воздуха вентиляторы могут быть: в обычном исполнении — из углеродистой стали для перемещения неагрессивных сред с температурой до 80 °С, в коррозионностойком исполнении — из титана, нержавеющей стали, алюминия, винилпласта, полипропилена, углеродистой стали с антикоррозионным покрытием, во взрывобезопасном исполнении — по специальным условиям.

вал с электродвигателем. Такие вентиляторы имеют высокую производительность по воздуху, но развивают малое давление (до 700 Н/м²), поэтому применяются в системах вентиляции с малым аэродинамическим сопротивлением.

Осевые вентиляторы в отличие от радиальных являются реверсивными: при изменении направления вращения рабочего колеса меняется направление движения воздуха, но снижается производительность.

Подбор вентиляторов производится по их аэродинамическим характеристикам и номограммам (рис. III.15), составленным на основе стендовых испытаний. На графике с координатами L (производительность вентилятора) и p (полное давление) нанесены кривые давлений с указанием числа оборотов n рабочего колеса, значения КПД (η). К расчетному расходу воздуха вводится поправочный коэффициент на утечки и подсосы воздуха, равный 1.1

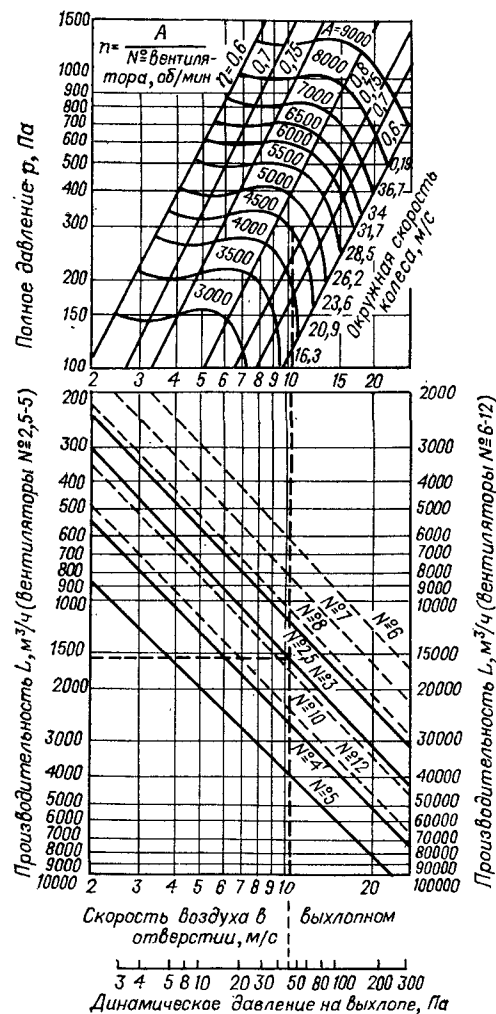


Рис. III.15. Рабочие характеристики и номограмма для подбора радиальных вентиляторов Ц4-70

для стальных, пластмассовых и асбестоцементных воздуховодов и 1,15 — для остальных.

По заданным значениям L и p находят число оборотов вентилятора n , его КПД и необходимую установочную мощность двигателя. При этом необходимо стремиться получить возможно больший КПД (близкий к максимальному). Подбирать вентиляторы следует, сравнивая характеристики нескольких

номеров вентиляторов и лучше нескольких номеров в разных сериях. При окончательном выборе номера вентилятора следует стремиться к достижению максимального значения КПД (не ниже 0,9 максимального).

Потребляемая мощность на валу электродвигателя N , Вт, определяется по формуле

$$N = Lp / (3600 \cdot \eta_v \cdot \eta_n), \quad (\text{III.26})$$

где η_v — КПД вентилятора; η_n — КПД передачи.

Установочная мощность электродвигателя принимается с коэффициентом запаса:

$$N_{дв} = \kappa_s N; \quad (\text{III.27})$$

значение κ_s в этом выражении принимается равным $1,1 \div 1,5$ в зависимости от потребляемой мощности.

Электродвигатели обычно поставляются в комплекте с вентилятором (вентиляторный агрегат).

11.6. Вентиляционные камеры

Основное вентиляционное оборудование приточных и вытяжных установок, как правило, устанавливается в специальных помещениях, называемых вентиляционными камерами. Приточные камеры в общественных, административных, жилых зданиях проектируются обычно на первом этаже или в техническом подполье. Вытяжные камеры следует располагать в верхней части здания. В многоэтажных зданиях с большим количеством вентиляционных систем вентиляционные камеры рекомендуется устраивать в технических этажах.

При компоновке вентиляционных систем и размещении камер руководствуются оптимальным значением радиуса действия (обычно не превышает 50—60 м) систем по технико-экономическим и конструктивным соображениям. Камеры по возможности следует располагать в центре вентиляционных нагрузок. Размещение приточных и вытяжных установок в одной камере не допускается.

Вентиляционные камеры не должны располагаться вблизи помещений с низким допустимым уровнем шума (зрительные залы, конференц-залы и пр.), так как это потребует больших затрат на звукоизоляцию.

Вентиляционные камеры могут компоноваться из строительных конструкций или из типовых секций, изготавливаемых на заводах или в центральных заготовительных мастерских. В отдельных случаях допускаются и нетиповые камеры.

На рис. III.16 представлена конструкция приточной камеры, размещенной на первом этаже общественного здания. Наружный воздух поступает через воздухозаборную решетку, проходит через утепленный клапан, очищается в фильтрах от

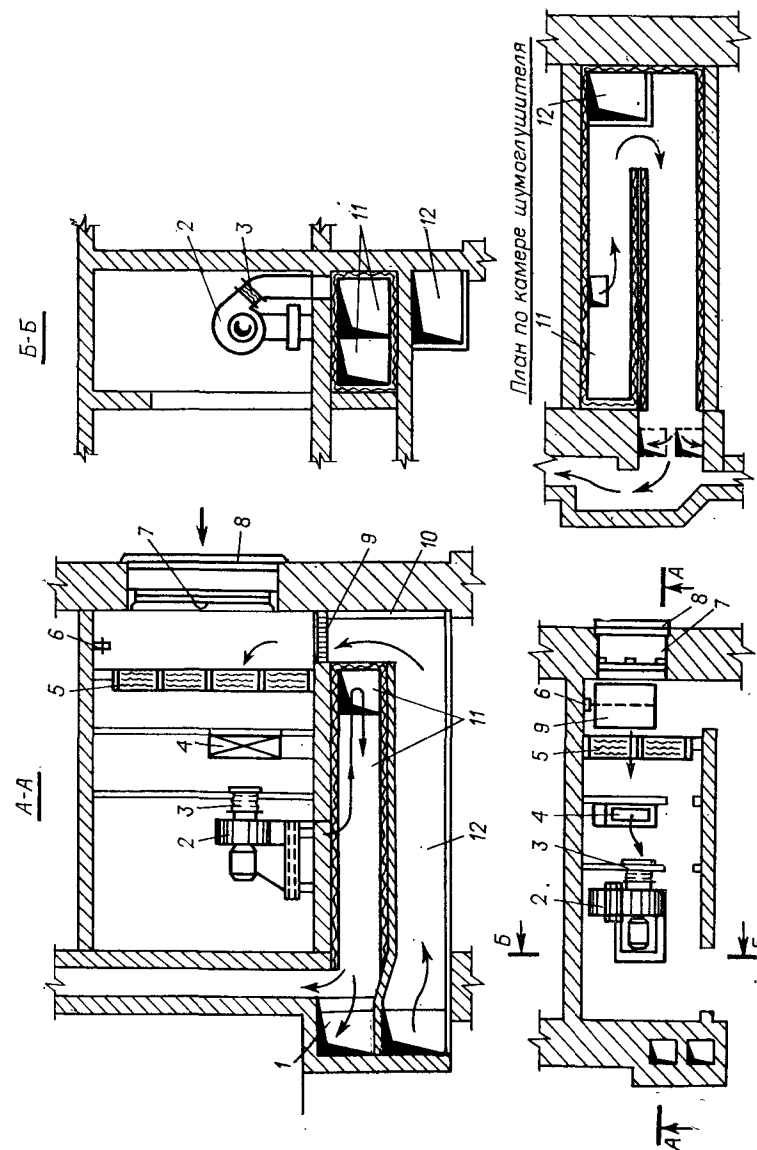


Рис. III.16. Приточная вентиляционная камера

1 — приточный короб; 2 — радиальный вентилятор; 3 — гибкое вставки; 4 — калорифер; 5 — фильтры; 6 — блочный при-
вод для управления приемным клапаном; 7 — приемный клапан; 8 — решетка-жалюзи; 9 — рециркуляционный кла-
пан; 10 — звукопоглощающее покрытие; 11 — короб шумоглушителя; 12 — рециркуляционный короб

пыли, подогревается в калориферах и вентилятором через шумоглушитель и распределительный приточный короб подается в систему приточных воздуховодов. Часть воздуха из вентилируемых помещений через рециркуляционный короб поступает в камеру для смешения с наружным воздухом.

Приточные вентиляционные камеры состоят из отдельных помещений — секций, предназначенных для обслуживания при-

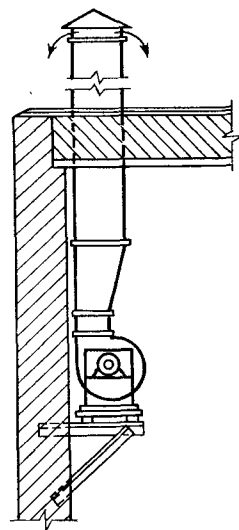
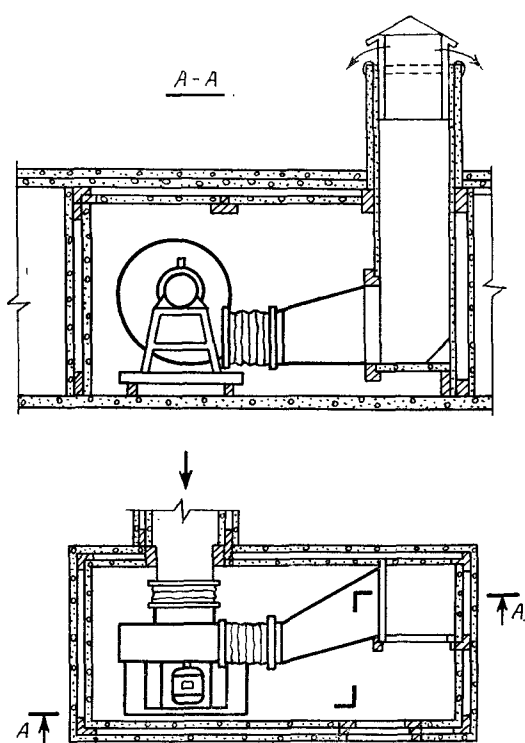


Рис. III.18. Установка вытяжного вентилятора на кровле

Рис. III.17. Вытяжная вентиляционная камера из шлакоалюминиевых плит

емных клапанов, фильтров, калориферов и т. п. Каждая секция должна иметь самостоятельный вход с герметической дверью. Это необходимо для наблюдения за секциями и их технического обслуживания.

Устройство вытяжной камеры общественного здания, расположенной на чердаке, показано на рис. III.17. В камере размещены центробежный вентилятор, воздуховоды, воздуховыбросное устройство.

Вытяжной вентилятор можно устанавливать и снаружи здания на кровле, заделанном в стену. В случаях, когда шум, создаваемый им, не является помехой (например, в помещениях с собственным высоким уровнем шума), вытяжной вен-

тилятор можно размещать внутри обслуживаемого помещения также на кровле (рис. III.18).

Размеры вентиляционных камер назначаются из условий возможности монтажа оборудования и удобства эксплуатации. Размеры проходов и проемов должны приниматься с учетом габаритов оборудования. Проходы для обслуживания оборудования должны быть шириной не менее 0,7 м, высоты камер — больше высот оборудования не менее чем на 0,8 м.

Вентиляционные камеры должны быть оборудованы электрическим освещением, лестницами, площадками, люками для доступа к оборудованию и трубопроводам, подъемно-транспортными средствами. В зданиях с большим числом вентиляционных систем (более 5) предусматривается помещение для ремонта оборудования.

Управление работой вентиляционных систем осуществляется со специальных пультов с использованием автоматики и устройств дистанционного контроля.

11.7. Устройства для борьбы с шумом в системах вентиляции

Уровень шума, создаваемого вентиляционными системами, является существенным критерием качества вентиляции. Поэтому расчету и проектированию устройств по борьбе с шумом уделяется большое внимание.

Источниками возникновения шума в вентиляционных установках являются вентиляторы и электродвигатели, а также движение воздуха в воздуховодах и выход его из отверстий. Рассматривают два рода шума: аэродинамический и механический.

Причинами появления аэродинамического шума в вентиляторах являются: образование вихрей и их периодический срыв с лопаток рабочего колеса, местные неоднородные потоки воздуха на входе в колесо и на выходе из него, приводящие к нестационарному обтеканию лопаток колеса, возмущение среды вращающимися лопатками. Механический шум возникает в подшипниках, в приводе, в местах установки (крепления) вентиляционного агрегата на конструкциях зданий и т. д. Степень шума возрастает при недостаточной балансировке рабочего колеса вентилятора. В воздуховодах и решетках шум появляется вследствие образования вихрей в потоке воздуха. Возникший в вентиляторах или другом оборудовании шум переносится по воздуховодам и через стены венткамер в другие помещения или в атмосферу.

Из всех источников образования шума доминирующими являются вентиляторы, создающие аэродинамический шум. Шумовые характеристики приводятся в паспортах оборудования (вентиляторы, местные кондиционеры, решетки, плафоны и

т. п.). В помещениях, а также на территории жилой застройки и промышленных объектов уровни шума нормируются, исходя из допустимого воздействия их на организм человека.

Для ограничения уровня шума требуются конструктивные меры по снижению его уровня от вентустановок. Наиболее радикальным средством борьбы с шумом является снижение его уровня прежде всего в месте возникновения и далее — поглощение шума при его распространении.

Шум, создаваемый вентиляционной установкой, можно снизить при помощи следующих мероприятий: установки вентиляторов с наиболее совершенными акустическими характеристиками, в частности вентиляторов с лопатками, загнутыми назад; выбора вентиляторов с наибольшим КПД (не менее 0,9 от максимального), с минимальной угловой скоростью рабочего колеса (не выше 30 м/с), т. е. вентилято-

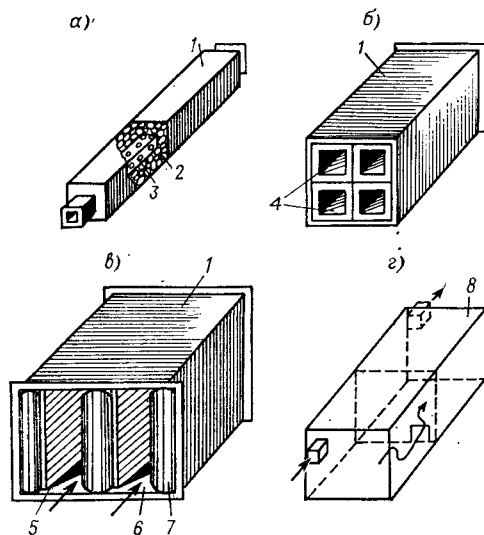


Рис. III.19. Схемы шумоглушителей
1 — кожух; 2 — звукопоглощающий материал; 3 — воздуховод; 4 — звукопоглощающие ячейки; 5 — звукопоглощающие пластины; 6 — каналы для прохода воздуха; 7 — обтекатель; 8 — камера

ров с малым диаметром рабочего колеса и малым числом оборотов (при этом не следует завышать давления против расчетного, так как это вызывает увеличение уровня шума); тщательной балансировки рабочего колеса.

Снижение уровня шума по пути его распространения достигается ограничением скорости движения воздуха в воздуховодах или облицовкой внутренних поверхностей воздуховодов звукоизолирующим материалом (стекловолокно, минеральный войлок и пр.).

С целью снижения передачи вибрации рабочего колеса вентилятора в воздуховоды последние должны соединяться с патрубками вентилятора с помощью мягких вставок из резины, прорезиненного брезента и стеклоткани.

Снижение шума от вибрации достигается установкой вентиляционных агрегатов на виброизоляторах. Применяются типовые конструкции пружинных и резиновых виброизоляторов.

При числе оборотов рабочего колеса до 1800 об/мин рекомендуется использовать пружинные виброизоляторы, характеризующиеся стабильностью упругих свойств, допускающие большой прогиб и ослабляющие колебания даже весьма низких частот. При больших числах оборотов допускается применение резиновых виброизоляторов.

С целью снижения передачи вибрации на конструкцию здания, вентиляторы следует монтировать на собственных бетонных фундаментах на грунте. В случае установки вентиляционных агрегатов на несущих конструкциях зданий плиты или балки, на которых они находятся, необходимо монтировать на вибропоглощающие опоры.

Снижение уровня шума, передаваемого из вентиляционной камеры в смежные помещения, достигается устройством ограждений вокруг нее из конструкций с повышенной звукопоглощаемостью, а также применением звукопоглощающих облицовок в камерах и помещениях. В вентиляционных камерах можно устраивать «плавающие» полы, состоящие из слоев стекловолоконистых плит, звукоизолирующих полос и т. п.

Для активного глушения аэродинамического шума в системах вентиляции широко применяются глушители, принцип действия которых основан на превращении звуковой энергии в тепловую вследствие трения.

По конструкции глушители разделяются на трубчатые (рис. III.19, а), сотовые (рис. III.19, б), пластинчатые (рис. III.19, в) и камерные (рис. III.19, г). Воздух, проходя через перфорированные воздуховоды или каналы, обтекает звукопоглощающий материал. В качестве звукопоглощающего слоя используют мягкие маты из супертонкого стекловолокна (СТВ), полужесткие плиты из стекловолокна (ЦФД), минераловатные плиты (ПМ), полужесткий винипор. Последние два вида звукоизоляционного материала применяются только для вытяжных систем. Толщина звукопоглощающего слоя принимается по расчету и составляет 100 мм в трубчатых и сотовых глушителях, 100—400 мм — в пластинчатых.

Снижение уровня шума, достигаемое в глушителе, а также при его распространении через ограждения и по воздуховодам рассчитывается по специальным методикам [21]. На основе этих расчетов выбирается конструкция шумоглушителей, а также звукоизоляция стен вентиляционных камер.

НАГРЕВАНИЕ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ. ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

12.1. Способы и расчет нагревания воздуха

В холодный и переходный периоды года возникает необходимость в нагревании забираемого снаружи вентиляционного воздуха. При отсутствии в вентилируемых помещениях теплоизбытков приточный воздух подогревают до температуры, равной нормированной температуре внутреннего воздуха помещений. Потери теплоты через ограждения компенсируются в этом случае системой отопления. Если же отопление совмещено с приточной вентиляцией, то температура приточного воздуха должна быть выше температуры воздуха в помещениях для обеспечения отопления. При наличии в помещениях теплоизбытков температура приточного воздуха должна быть ниже расчетной температуры воздуха в помещениях для обеспечения ассимиляции теплоизбытков.

Температура приточного воздуха зависит от способа и высоты его раздачи, она должна определяться расчетом приточных струй, исходя из условий обеспечения в рабочей зоне нормируемых метеорологических параметров воздушной среды. Изменение температуры приточного воздуха при его движении в помещении от приточных отверстий до рабочей зоны также определяется расчетом.

Приточный воздух нагревается путем сообщения ему явной теплоты. Расход теплоты Q , кДж/ч, на нагревание вычисляется по формуле

$$Q = c_p \rho_v V (t_{\text{кон}} - t_{\text{нач}}), \quad (\text{III.28})$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); V — расчетный расход воздуха, м³/ч; ρ_v — объемная масса воздуха, отнесенная к температуре, при которой определен его расход V , кг/м³; $t_{\text{нач}}$ и $t_{\text{кон}}$ — температуры воздуха соответственно до и после нагревания, °С.

12.2. Калориферы

В системах механической вентиляции нагревание приточного воздуха, как правило, осуществляется калориферами.

Классифицировать применяющиеся в настоящее время калориферы можно по нескольким признакам. По виду теплоносителя различают калориферы водяные, паровые, электрические. В свою очередь водяные и паровые калориферы подразделяются по виду поверхности на гладкотрубчатые и ребристые, по характеру движения теплоносителя — на одноходовые и многоходовые. По количеству рядов труб выпускаемые в настоящее время калориферы делятся на две модели: сред-

нюю (С) с тремя рядами труб и большую (Б) — с четырьмя рядами. Водяные и паровые калориферы в настоящее время получили преимущественное распространение. Нагревание воздуха происходит в них в основном за счет конвективной передачи теплоты при обтекании воздухом теплопередающей поверхности.

Основные элементы конструкции калориферов показаны на рис. III.20. Теплоноситель (вода или пар) поступает через штуцер 1, проходит по трубкам 4 и удаляется через штуцер 5. Нагреваемый воздух обтекает внешние поверхности труб.

По ходу движения воздуха трубки в калориферах могут располагаться в коридорном или в шахматном порядке. В последнем случае обеспечиваются лучшие условия теплопередачи, однако вместе с этим возрастает и сопротивление движению воздуха.

В одноходовых калориферах доступ теплоносителя из распределительных коробок открыт во все трубки и теплоноситель проходит по ним между распределительной и сборной коробками один раз.

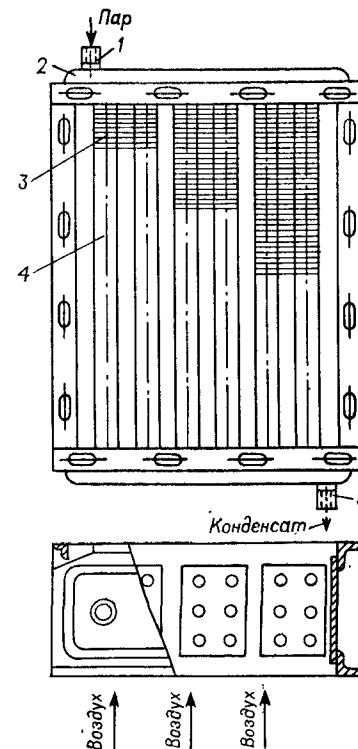


Рис. III.20. Калорифер стальной пластинчатый КФС

1 — штуцер; 2 — металлическая коробка (распределительная); 3 — пластины-ребра; 4 — трубки для теплоносителя; 5 — штуцер

Коробки многоходовых калориферов (рис. III.21) имеют поперечные перегородки, которые создают последовательное движение теплоносителя по трубкам. В таких калориферах скорость движения теплоносителя в трубках при одинаковом расходе по сравнению с одноходовыми больше, в связи с чем интенсивность теплопередачи возрастает. В то же время живое сечение трубок меньше, следовательно, больше сопротивление движению теплоносителя.

В ребристых калориферах наружная поверхность труб имеет оребрение, благодаря чему площадь теплопередающей поверхности увеличивается. Количество трубок у ребристых калориферов меньше, чем у гладкотрубчатых, но теплотехнические

показатели выше. Последнее обстоятельство послужило причиной того, что в настоящее время применяются, как правило, ребристые калориферы, серийно выпускаемые отечественной промышленностью.

Оребрение поверхности трубок выполняется различными способами. В пластинчатых калориферах (рис. III.20) ребра образованы стальными пластинами, насаженными на трубки. Трубки калориферов могут иметь круглое или овальное сечение, пластины могут охватывать одну или несколько трубок и по своей форме быть прямоугольными или круглыми.

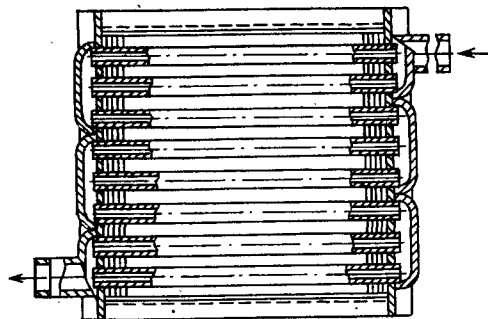


Рис. III.21. Многоходовый калорифер

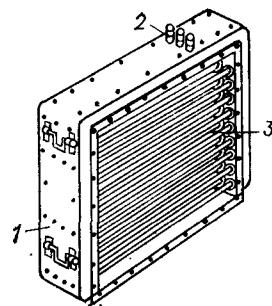


Рис. III.22. Электрокалорифер
1 — корпус; 2 — подвод электрокабеля; 3 — трубчатые нагревательные элементы

Нашей промышленностью выпускаются пластинчатые калориферы нескольких марок: одноходовые — КФС и КФБ, КЗПП и К4ПП; многоходовые — КЗВП и К4ВП, КВС-П и КВБ-П и др.

В спирально-навивных калориферах ребра на трубках образуются навивкой стальной ленты. При этом за счет большого усилия при навивке обеспечивается плотный контакт между трубкой и лентой, что улучшает условия теплопередачи. Однако при такой конструкции ребер сопротивление движению воздуха больше, чем у пластинчатых калориферов. В настоящее время находят широкое применение спирально-навивные (оребренные) калориферы КФСО (средней модели) и КФБО (большой модели).

В электрокалориферах (рис. III.22) нагревательным элементом служат трубки (иногда с оребрением для увеличения поверхности теплоотдачи), внутри которых находится омическое сопротивление. Трубки располагаются в несколько рядов в шахматном порядке и омываются нагреваемым воздухом. Мощность электрокалориферов, выпускаемых как секции

к центральным кондиционерам, составляет 10, 50, 150 и 200 кВт, питание осуществляется электрическим током 220 и 380 В. Конструкция электрокалориферов предусматривает возможность регулирования теплоотдачи за счет включения части мощности по сравнению с номинальной.

В калориферной установке, предназначенной для нагрева воздуха, может быть несколько калориферов, которые по ходу движения воздуха располагаются последовательно, параллельно или по смешанной схеме. Как правило, в одной калориферной установке калориферы принимаются одинаковыми по типу и размеру.

Постановка калориферов последовательно один за другим применяется в случае необходимости нагрева воздуха на большую разность температур. При таком соединении калориферов средняя массовая скорость $(v\rho)_{ср}$, кг/(м²·с), движения воздуха в живом сечении установки определяется так же, как и для одного калорифера:

$$(v\rho)_{ср} = G/(3600f_{ж}), \quad (III.29)$$

где $f_{ж}$ — живое сечение калорифера для прохода воздуха, м²; G — расход воздуха, кг/ч.

Расчетная средняя теплоотдача одного калорифера при установке, состоящей из n приборов, может быть принята

$$q = Q/n. \quad (III.30)$$

Установку калориферов параллельно с подачей нагреваемого воздуха одновременно во все приборы целесообразно применять в случае больших количеств воздуха, нагреваемых на небольшой перепад температур. Если калориферная установка состоит из m параллельно установленных калориферов, то массовая скорость воздуха через установку и расчетная теплоотдача одного прибора определяются выражениями:

$$(v\rho)_{ср} = G/(3600mf_{ж}), \quad (III.31)$$

и

$$q = Q/m. \quad (III.32)$$

В случае больших расходов воздуха, нагреваемых на значительную разность температур, калориферы устанавливаются по смешанной схеме, при которой несколько параллельных рядов калориферов располагаются последовательно один за другим. Скорость прохождения воздуха через такую установку будет определяться живым сечением калориферов, расположенных в одном ряду, а необходимая теплоотдача каждого калорифера может быть найдена по формуле

$$q = Q/(mn). \quad (III.33)$$

Использование для конкретных условий различных схем установки калориферов дает различные эксплуатационные и

строительные экономические показатели. Поэтому окончательный вывод об экономичности того или другого способа соединения калориферов в группу можно получить в результате сравнения расходов на строительство, ремонт и стоимость затрачиваемой энергии.

Решающим фактором чаще всего является все же необходимый перепад температур воздуха в установке и конструктивные соображения. Так, в центральных кондиционерах предусматривается последовательная схема расположения калориферов по ходу движения воздуха. В установках, состоящих из паровых калориферов, предусматривается обводный канал с клапаном, необходимый для регулирования теплосъема с калорифера. Изменяя соотношение количества воздуха, проходящего через калорифер, и воздуха, идущего в обход его, добиваются получения необходимой температуры смеси из калорифером. Для паровых калориферов такое устройство регулирования их теплоотдачи оказывается необходимым, так как регулировка теплосъема путем изменения температуры пара практически исключается.

В установках водяных калориферов устройство обводного канала необязательно, так как регулирование теплоотдачи калориферов может быть осуществлено путем изменения температуры теплоносителя. Однако и здесь при наличии обводного канала улучшаются условия регулирования теплосъема и в ряде случаев повышается экономичность системы.

По ходу движения теплоносителя различают такие же три схемы подключения, что и при установке калориферов по ходу движения воздуха. При этом включение калориферов в сеть для подачи теплоносителя может быть произведено различными способами независимо от расположения их по ходу движения воздуха. При последовательном включении калориферов в тепловую сеть их живое сечение по теплоносителю — воде меньше, чем при параллельном, а следовательно, скорость движения теплоносителя больше.

Если в качестве теплоносителя применяется вода, то увеличение скорости ее движения вызывает интенсификацию теплопередачи, но вместе с тем требует большего напора в сети. Поэтому в разных условиях применяются различные схемы подключения калориферов к трубопроводам.

При теплоносителе — паре увеличение скорости его движения не оказывает существенного влияния на увеличение интенсивности теплопередачи. Кроме того, при последовательном подключении теплоотдача второго и последующих калориферов может резко упасть в связи с превращением пара в конденсат в первом калорифере. В связи с этим обычно паровые калориферы подключаются в сеть параллельно. Направление движения пара в калорифере принимается сверху вниз.

12.3. Расчет калориферов

Расчет и конструирование калориферной установки сводятся к определению необходимой площади теплоотдающей поверхности, числа калориферов и варианта их компоновки, а также способа подключения к трубопроводам теплоносителя. Одновременно с этим определяются сопротивления прохождению воздуха через калорифер и теплоносителя по трубам, необходимые для гидравлических расчетов системы.

Требуемая площадь поверхности нагрева калориферов F , m^2 , определится по формуле

$$F = \frac{0,28Q}{\kappa_{\text{ср.т}}(t_{\text{ср.т}} - t_{\text{ср.в}})}, \quad (\text{III.34})$$

где Q — расход теплоты на нагрев воздуха, определяемый по формуле (III.28), kJ/h ; κ — коэффициент теплопередачи калориферов, $W/(m^2 \cdot K)$; $t_{\text{ср.т}}$ и $t_{\text{ср.в}}$ — средние температуры соответственно теплоносителя и воздуха, $^{\circ}C$.

Средняя температура теплоносителя воды в трубках определяется как среднеарифметическое значение температур ее на входе (t_r) и на выходе (t_o) из калорифера. При теплоносителе — паре в качестве $t_{\text{ср.т}}$ принимается температура насыщения пара при данном его давлении в трубках.

Средняя температура нагреваемого воздуха — это среднеарифметическое значение между ее начальным значением $t_{\text{нач}}$, равным расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{нар}}$, и конечным значением $t_{\text{кон}}$, соответствующим температуре приточного воздуха $t_{\text{пр}}$. При этом в расчетах общеобменной вентиляции температуру наружного воздуха (если нет рециркуляции внутреннего воздуха) принимают по параметрам A в зависимости от района в соответствии с СНиП II-33—75, а температуры горячей (t_r) и обратной (t_o) воды — по температурному графику воды в системе теплоносителя.

Коэффициент теплопередачи κ является сложной функцией многих переменных. Многочисленные исследования позволили установить следующий общий вид этой функции:

при теплоносителе — воде

$$\kappa = B(v_p)_c^n \omega^m; \quad (\text{III.35})$$

при теплоносителе — паре

$$\kappa = C_1(v_p)_c^r, \quad (\text{III.36})$$

где B , C , n , m , r — коэффициенты и показатели степеней, зависящие от конструктивных особенностей калорифера; ω — скорость движения воды в трубах, m/s ; v — скорость воздуха, m/s .

Обычно при расчетах сначала задаются скоростью движения воздуха $(v_p)_c$, ориентируясь на ее оптимальное значение в пределах $7-10 \text{ кг}/(m^2 \cdot c)$. Затем по ней определяют живое сечение и подбирают конструкцию калорифера и установки.

Скорость движения воды в калориферах определяется из выражения

$$w = \frac{Q}{3600 \cdot 1000 c f_{\text{тр}} (t_r - t_o)}, \quad (\text{III.37})$$

где Q — теплоотдача калорифера, кДж/ч; c — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $f_{\text{тр}}$ — общая площадь живого сечения трубок, м².

Расход теплоносителя, м³/ч,

$$W = \frac{Q}{c (t_r - t_o) \cdot 1000}. \quad (\text{III.38})$$

Сопротивление калорифера проходу воздуха

$$p = D (v_{\rho_v})_{\text{ср}}^z; \quad (\text{III.39})$$

здесь D и z — числа, зависящие от конструкции калорифера.

Технические данные для некоторых типов калориферов приведены в табл. III.4. Сопротивление одноходовых калориферов движению воды в трубках обычно определяют по графикам или таблицам, имеющимся в справочной литературе.

При подборе калориферов запас на расчетную площадь нагрева принимается в пределах 10 % — для паровых и 20 % — для водяных калориферов, на сопротивление проходу воздуха — 10 %, на сопротивление движению воды — 20 %. Методика расчета водяных или паровых калориферов показана на примере, приведенном ниже.

Расчет электрических калориферов сводится к определению их установочной мощности N , Вт, для получения необходимой теплоотдачи Q , Вт:

$$N = Q. \quad (\text{III.40})$$

Во избежание перегрева трубок расход воздуха через электрокалориферы во всех случаях не должен быть меньше величин, установленных для данного калорифера заводом-изготовителем.

Пример 18. Подобрать калориферную установку для приточной общеобменной вентиляции с расходом воздуха $V = 22\,000$ м³/ч. Температуры наружного воздуха: расчетная для проектирования отопления $t_{\text{нар.о}} = -35$ °С, для проектирования вентиляции $t_{\text{нар.в}} = -23$ °С; температура приточного воздуха $t_{\text{пр}} = 18$ °С. Теплоноситель — вода с температурами — 150/70 °С.

Решение.

1. Определяем расход теплоты на нагрев наружного воздуха:

$$Q = 27\,000 [18 - (-23)] 0,28 = 306\,000 \text{ Вт} = 110\,7000 \text{ кДж/ч.}$$

Здесь $G = V \rho_v = 22\,000 \cdot 1,226 \text{ кг/м}^3 = 27\,000 \text{ кг/ч}$ — количество воздуха при $t = 18$ °С ($\rho_v = 1,226 \text{ кг/м}^3$).

2. Задаемся массовой скоростью $(v_{\rho_v}) = 8 \text{ кг/(с·м}^2)$ и определяем требуемую площадь живого сечения $f_{\text{ж}}$ калориферов по формуле (III.29):

$$f_{\text{ж}} = \frac{27\,000}{3600 \cdot 8} = 0,94 \text{ м}^2.$$

3. По значению $f_{\text{ж}}$ подбираем калориферы; к рассмотрению примем калориферы типов КФСО, КФБО, КЗВП и К4ВП (см. табл. III.4).

Таблица III.4

Технические данные водяных калориферов

Тип, модель и номер калориферов	Площадь поверхности нагрева, м ²	Площадь живого сечения, м ²		Масса, кг	Скорость движения воды в трубках, м/с	Значения коэффициента теплопередачи k , Вт/(м ² ·К), при массовой скорости v , кг/(с·м ²)			
		по воздуху	по воде			7	8	9	10
Калориферы КФБО									
КФБО-2	13,02	0,0916	0,0081	62,5	—	21,9	22,7	23,5	24,1
КФБО-4	20,68	0,143	0,011	94,5	0,02	23,5	24,6	25,6	26,5
КФБО-6	32,55	0,222	0,0132	142,0	0,04	25,2	26,4	27,7	28,8
КФБО-8	47,04	0,318	0,0163	174,8	0,06	26,6	28,4	29,8	30,9
КФБО-10	64,29	0,481	0,0193	230,2	0,08	28,5	30,2	31,6	33,1
КФБО-11	71,06	0,475	0,0213	258,0	0,10	—	—	—	—
Калориферы КФСО									
КФСО-2	9,77	0,0913	0,0061	51,2	—	22,7	23,7	24,4	25,2
КФСО-4	17,06	0,153	0,0084	80,0	0,02	24,7	25,9	26,8	27,9
КФСО-6	26,29	0,827	0,0107	119,3	0,04	26,7	28,1	29,1	30,5
КФСО-8	35,28	0,318	0,0122	140,0	0,06	28,7	30,1	31,4	32,7
КФСО-10	48,22	0,431	0,0145	178,3	0,08	30,4	32,0	33,4	34,7
КФСО-11	55,84	0,497	0,0168	206,0	0,10	—	—	—	—
Калориферы КЗВП									
КЗВП-4	16,7	0,195	0,00076	87	—	15,7	16,2	17,4	17,1
КЗВП-6	25,3	0,295	0,00096	125	0,02	14,8	17,4	17,8	18,3
КЗВП-8	35,7	0,415	0,00114	172	0,04	17,8	18,6	19,2	19,8
КЗВП-9	41,6	0,485	0,00178	225	0,06	18,8	19,7	20,6	21,2
КЗВП-10	47,8	0,558	0,00178	253	0,10	—	—	—	—
Калориферы К4ВП									
К4ВП-4	21,4	0,195	0,00102	110	—	15,5	16,0	16,6	16,4
К4ВП-6	32,4	0,295	0,00127	160	0,02	16,4	17,2	17,8	18,3
К4ВП-8	45,7	0,415	0,00153	219	0,04	17,6	18,2	18,9	19,6
К4ВП-9	53,3	0,485	0,00237	255	0,06	18,4	19,3	19,9	20,7
К4ВП-10	61,2	0,558	0,00237	289	0,08	—	—	—	—

Из технических данных видно, что калориферов с требуемой площадью нет, поэтому ставим два калорифера параллельно. Из технических данных выписываем значения поверхности нагрева F , м^2 , живого сечения по воздуху $f_{\text{ж}}$, м^2 , сечения трубок $f_{\text{тр}}$, м^2 , и массы, кг .

Все данные записываем в расчетный бланк (табл. III.5) и далее ведем расчет по таблице.

Таблица III.5

Расчет калориферов

Тип, модели и номер калориферов	Число параллельно установленных калориферов	F , м^2	$f_{\text{ж}}$, м^2	$f_{\text{тр}}$, м^2	$\nu_{\text{в}}$, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$
КФСО-11	2	111,68	0,99	0,0168	7,56
КФБО-11	2	142,12	0,95	0,0213	7,90
КЗВП-9	2	83,2	0,97	0,00178	7,75
К4ВП-9	2	106,60	0,97	0,00237	7,75

Тип, модель и номер калориферов	ω , $\text{м}/\text{с}$	k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	Q , Вт	Число последовательно установленных калориферов	ΣQ , Вт	Общая масса, кг
КФСО-11	0,069	28,4	301 280	2	602 560	412
КФБО-11	0,055	25,9	350 300	1	350 300	258
КЗВП-9	0,065	18,8	146 300	3	438 900	594
К4ВП-9	0,049	17,8	180 500	2	361 000	510

Примечание: В настоящем примере коэффициент k определен по данным заводов изготовителей с учетом фактических скоростей ($\nu_{\text{в}}$) воздуха и воды (ω).

4. Вычисляем фактическую массовую скорость ($\nu_{\text{в}}$)_ф по формуле (III.31) для всех принятых калориферов для фактических значений $f_{\text{ж}}$.

5. Находим скорость движения воды в трубах ω по формуле (III.37); при этом температуры воды на входе $t_{\text{г}}$ на выходе $t_{\text{о}}$ из калорифера принимаем по температурному графику: при $t_{\text{нар. в}} = -23^\circ\text{C}$, температура $t_{\text{г}} = 125^\circ\text{C}$, $t_{\text{о}} = 61^\circ\text{C}$.

6. По значениям ($\nu_{\text{в}}$)_ф и ω по табл. III.4, по экспериментальным данным или данным заводов-изготовителей берем коэффициент теплопередачи k .

7. Определяем фактическую теплопроизводительность калориферов Q из формулы (III.34). Из расчета видно, что требуемую теплопроизводительность имеет только калорифер марки КФБО-11; для всех остальных требуется последовательная установка 2—3 рядов калориферов.

8. Вычисляем расход воды при последовательном подключении теплоносителя по формуле (III.38):

$$W = \frac{1\,107\,000}{4,18(125 - 61) \cdot 10^3} = 4,15 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

9. Окончательно принимаем два калорифера КФБО-11, устанавливаем их параллельно, так как по запасу теплопроизводительности (около 15 %) и по массе такая установка имеет наилучшие показатели и занимает наименьший объем.

12.4. Системы воздушного отопления

При воздушном отоплении в помещения для возмещения потерь теплоты подается некоторое количество воздуха G , $\text{кг}/\text{ч}$, нагретого до температуры $t_{\text{пр}}$, более высокой, чем температура воздуха в рабочей зоне помещений $t_{\text{в}}$. Приточный воздух, проходя по помещению и охлаждаясь до $t_{\text{ух}}$, отдает необходимое для отопления количество теплоты, $\text{кДж}/\text{ч}$:

$$Q_{\text{расч}} = Gc_{\text{в}}(t_{\text{пр}} - t_{\text{ух}}). \quad (\text{III.41})$$

Если воздух удаляется из зоны не выше 3—4 м, то $t_{\text{ух}} = t_{\text{в}}$.

Этого количества теплоты должно быть достаточно для возмещения потерь теплоты из помещений:

$$Q_{\text{расч}} \geq Q_{\text{пот}} - Q_{\text{выд}}, \quad (\text{III.42})$$

где $Q_{\text{пот}}$ — убыль теплоты из помещений за счет теплопотока через ограждения, нагревания инфильтрующегося воздуха, холодных поступающих предметов и т. д.; $Q_{\text{выд}}$ — постоянные тепловыделения в помещениях.

В зависимости от соотношения величин $Q_{\text{пот}}$ и $Q_{\text{выд}}$ в разное время года в помещениях может требоваться либо отопление, либо вентиляция с целью охлаждения.

Воздушное отопление позволяет в случае необходимости обеспечить при помощи одного устройства и отопление, и вентиляцию, что в ряде случаев приводит к снижению строительных затрат и одновременно обеспечивает высокие санитарно-гигиенические условия воздушной среды помещений. К другим достоинствам систем воздушного отопления по сравнению с системами центрального водяного и парового отопления относятся: меньшая металлоемкость; малая инерционность, дающая возможность получения быстрого отопительного эффекта при внезапных охлаждениях помещений (открывании ворот, внесении холодных массивных изделий, снижении тепловыделений оборудования и т. д.); более равномерное распределение температур в рабочей зоне крупногабаритных помещений. Указанные достоинства способствуют распространению систем воздушного отопления в промышленных и других зданиях.

К недостаткам систем воздушного отопления, ограничивающих их распространение, следует отнести: необходимость увеличения сечений воздухопроводов и каналов для транспортирования с помощью воздуха больших количеств тепла (в силу малой теплоемкости воздуха); значительные потери тепла при транспортировании нагретого воздуха по каналам большого сечения; эксплуатационные расходы в связи с дополнительной потребностью в электроэнергии для привода вентиляторов.

В целях достижения большей теплопроизводительности при данном расходе воздуха его температуру $t_{\text{пр}}$ следует назначать возможно большей. Максимальное значение температуры приточного воздуха ограничивается нормами и зависит от способа его раздачи: при подаче воздуха в обслуживаемую зону

на расстоянии 2 м от рабочих мест его температура не должна превышать 45 °С, при выпуске воздуха на высоте более 3,5 м от пола — 70 °С; при непосредственном длительном воздействии струи подогретого воздуха на людей его температура принимается не более 25 °С.

Существенным недостатком систем воздушного отопления для жилых зданий является наличие холодных токов воздуха от поверхностей, особенно окон и наружных стен из-за отсутствия радиаторов.

По общему компоновочному оформлению, месту приготовления воздуха и способу его раздачи в отдельные помещения различают:

системы централизованного воздушного отопления (центральные системы) с приготовлением воздуха в нагревательном

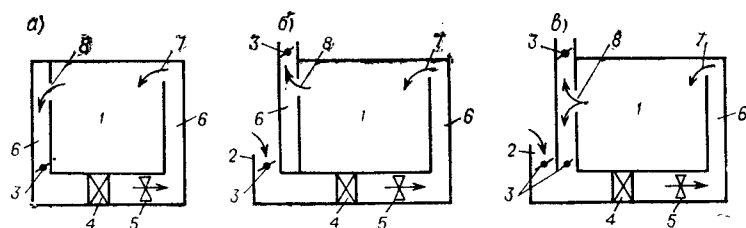


Рис. III.23. Схемы центральных систем воздушного отопления:

а — рециркуляционная; б — прямоточная; в — комбинированная; 1 — помещение; 2 — забор наружного воздуха; 3 — регулирующие клапаны; 4 — калориферы; 5 — вентиляторы; 6 — воздуховоды; 7 — приточные отверстия; 8 — вытяжные отверстия

центре и последующей его раздачей по помещениям через сеть воздуховодов;

системы местного отопления (местные системы), использующие воздушно-отопительные агрегаты, предназначенные для отдельных помещений, в которых эти агрегаты обычно устанавливаются.

Центральные системы воздушного отопления могут быть с механическим (вентиляторные) и тепловым (за счет подогрева воздуха в тепловом центре) побуждением движения воздуха. По способу использования наружного воздуха они подразделяются на рециркуляционные, прямоточные и комбинированные.

В рециркуляционных системах (рис. III.23, а) воздух, забираемый из помещений, после нагревания в калорифере вновь возвращается в них для отопления.

Рассматриваемые системы обеспечивают только отопление, поэтому их применяют в помещениях, где не требуется вентиляция или где она осуществляется другими средствами (например, проветриванием). Использование таких систем запре-

щается там, где недопустим перенос специфических вредностей из одного помещения в другое через общий нагревательный центр.

Поскольку рециркуляционные системы предназначены только для отопления, расход воздуха в них в целях экономии мощности на привод вентиляторов должен приниматься минимальным, для чего температуру приточного воздуха следует назначать максимально допустимой. Расчетный расход воздуха $G_{расч}$, кг/ч, следует определить по формуле

$$G_{расч} = \frac{Q_{расч}}{c_v(t_{пр. max} - t_v)} \quad (III.43)$$

Прямоточные и комбинированные системы обеспечивают вентиляцию и отопление, поэтому могут быть названы системами отопления, совмещенными с вентиляцией.

В прямоточных системах (рис. III.23, б) используется только наружный воздух. Его расход должен быть определен исходя из потребностей вентиляции (см. гл. 10) и отопления (см. формулу (III.41)). В качестве расчетного следует принимать наибольшее значение. Если при этом окажется, что для вентиляции требуется расход воздуха $G_{вент} > G_{от}$, то необходимо $G_{расч}$ брать равным $G_{вент}$ и произвести пересчет температуры приточного воздуха для обеспечения нужной теплопроизводительности при принятом расходе воздуха:

$$t_{пр} = t_v + \frac{Q_{расч}}{c_v G_{расч}} \quad (III.44)$$

В комбинированных системах (рис. III.23, в) используется смесь наружного и рециркуляционного воздуха. Устраивать такие системы целесообразно в случаях, когда для расчетных условий количество воздуха для отопления больше, чем для вентиляции ($G_{от} > G_{вент}$). При этом общая производительность системы по воздуху $G_{расч}$ определяется из выражения (III.43). Количество наружного воздуха ограничивается потребностями вентиляции ($G_{нар} = G_{вент}$). Количество рециркуляционного воздуха подсчитывается по формуле

$$G_{реци} = G_{расч} - G_{нар} \quad (III.45)$$

Комбинированные системы также могут работать по схемам рециркуляционной и прямоточной систем, что делает их удобными для помещений с переменной тепловой нагрузкой, т. е. с меняющейся потребностью в вентиляции (например, театров, клубов, промышленных цехов с переменной в течение суток нагрузкой и т. д.), а также для использования в различные периоды года.

Применение рециркуляции снижает расход тепла на подогрев воздуха в калориферах, поэтому наиболее экономична

работа систем по рециркуляционной схеме, а наименее экономична работа по прямоточной схеме.

Расход теплоты в калориферах определяется выражением (III.28), где в качестве $t_{нач}$ принимается: для рециркуляционных систем — $t_{в}$, для прямоточных — $t_{нар}$; для комбинированных — температура смеси наружного и рециркуляционного воздуха.

Местное воздушное отопление при помощи специальных воздушно-отопительных агрегатов с механическим побуждением движения воздуха устраивается в производственных помещениях как самостоятельная система или дополнительная к основной (водяной или паровой). В последнем случае местная

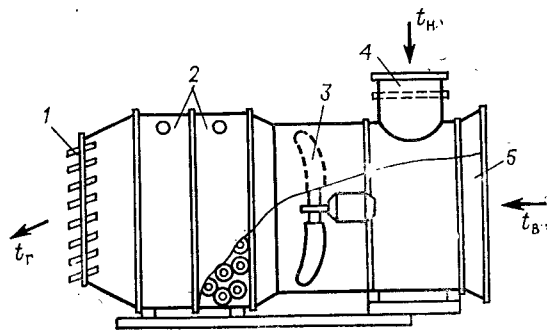


Рис. III.24. Воздушно-отопительный агрегат
1 — направляющая решетка; 2 — калорифер; 3 — осевой вентилятор; 4 — забор наружного воздуха; 5 — забор внутреннего воздуха

система предназначена для быстрого восстановления требуемой температуры воздуха в помещениях при их переохлаждении.

Воздушно-отопительный агрегат включает в себя (рис. III.24) калорифер, вентилятор с электродвигателем, воздухозаборное и воздуховыбросное устройства.

В зависимости от своей конструкции воздушно-отопительные агрегаты могут обеспечивать отопление или отопление и вентиляцию. В первом случае агрегат работает на рециркуляционном воздухе, во втором — на рециркуляционном и наружном. Агрегаты выпускаются как подвесные, так и для установки на полу.

Отопительно-вентиляционные агрегаты используются и для жилых зданий. В этом случае их размещают в подшивке под потолком коридора квартиры и прокладывают от них воздуховоды (каналы) для забора наружного воздуха и раздачи приточного воздуха по комнатам. Такие агрегаты имеют центробежные вентиляторы с электродвигателями мощностью 18 Вт, перемещают 85—170 м³/ч воздуха.

В летнее время воздушно-отопительные агрегаты могут работать на холодной воде и охлаждать воздух.

12.5. Воздушно-тепловые и воздушные завесы

Воздушно-тепловые завесы являются устройством, препятствующим врыванию холодного воздуха через проходы или проемы в ограждениях, которые в соответствии с технологическим процессом должны быть постоянно или в течение длительного времени открытыми (ворота промышленных цехов; входы в вестибюли общественных зданий; проемы, через которые проходят транспортеры и т. д.). Такие завесы дают возможность поддерживать в холодный период года в помещениях требуемый по нормам температурный режим без значительного расхода тепла на нагрев врывающегося холодного воздуха.

Воздушные завесы (без подогрева воздуха) устраиваются между помещениями с одинаковыми или близкими тепловыми режимами. Они используются для предотвращения доступа воздуха из одних помещений, в которых выделяются вредные пары или газы, в другие, где таких выделений нет.

Принцип действия воздушно-тепловых завес можно проследить по рис. III.25, где показана одна из возможных схем устройства такой завесы у входа в здание. Воздух забирается из верхней зоны вестибюля, подогревается в калориферах до 50 °С, подается вентилятором в воздухораспределительную камеру и далее через воздуховод равномерной раздачи выпускается у двери. Выпуск воздуха осуществляется через щели или отверстия в воздуховоде. Образовавшаяся струя и создает вертикальную воздушную завесу, высота которой назначается до 1,6 м от пола. Выпуск воздуха может осуществляться снизу у двери или сбоку на нужную высоту. В воздушную завесу воздух подается от приточной вентиляции без дополнительного подогрева.

По принципу и эффекту действия завесы могут быть шибберного (шиберующего) и смесительного типов. В первом случае завеса максимально или полностью предотвращает (перекрывает) доступ воздуха в ограждаемое помещение; скорость воздуха из установки для создания таких завес должна быть высокой (до 25 м/с). Такие завесы устраиваются при низкой тем-

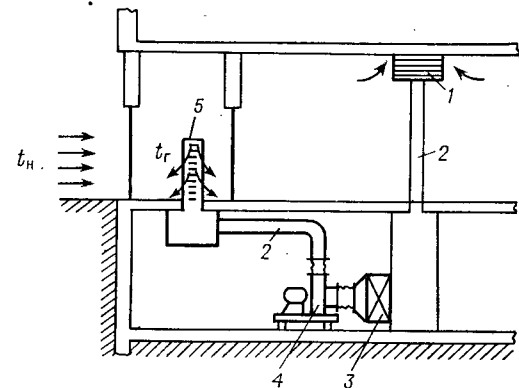


Рис. III.25. Воздушная завеса
1 — забор воздуха; 2 — воздуховод; 3 — калорифер; 4 — вентилятор; 5 — раздача воздуха

пературе наружного воздуха и частом открывании дверей. В установках смесительного типа происходит смешивание врывающегося холодного воздуха с нагретым воздухом тепловой завесы. В результате через дверь и завесу в помещение поступает теплый воздух, не создающий ощущения холодного дутья.

Расчет воздушных и воздушно-тепловых завес осуществляется по специальной методике. В результате расчета должны быть получены для шиберующих завес — необходимая скорость воздуха в струе, препятствующая прорыву в помещение наружного воздуха, а для смесительных завес — расход воздуха в струе, дающий необходимое количество тепла для получения нормативной температуры смеси.

Методика учитывает температуру врывающегося и внутреннего воздуха, интенсивность прохода людей через защищаемый вход, размеры и конструкцию входа, тепловой напор воздуха.

ГЛАВА 13

ОЧИСТКА ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

13.1. Общие сведения о запыленности воздуха и способах его очистки

В атмосферном воздухе, а также в воздухе помещений всегда содержится пыль.

Характер и количество ее в наружном воздухе зависят от степени благоустройства и расположения населенных пунктов, интенсивности движения транспорта, технологических процессов промышленных предприятий и их выбросов в атмосферу и т. д. Атмосферный воздух считается чистым, если среднесуточная концентрация пыли в нем (мг/м^3) не превышает 0,15, слабо загрязненным — 0,5; сильно загрязненным — 1, чрезмерно загрязненным — 3.

Загрязнение атмосферного воздуха пылью вызывает необходимость его очистки в приточных системах вентиляции. Очистка приточного воздуха необходима во всех случаях, если запыленность наружного воздуха превышает 30 % ПДК пыли, установленной для помещений. Особо тщательная очистка воздуха требуется для предприятий радиоэлектронной промышленности, точной механики и оптики и др. Кроме того, приточный воздух необходимо очищать для защиты вентиляционного оборудования (теплообменников, оросительных устройств, автоматики и др.) от запыления.

Воздух помещений промышленных, коммунально-бытовых и других предприятий загрязняется в результате выделения пыли в процессе работы на них. Эта пыль вместе с вентиляци-

онным воздухом загрязняет воздушный бассейн. Особенно значительное загрязнение окружающей среды вызывается выбросом аэрозолей и газов через дымовые трубы. Возникает необходимость в очистке загрязненного воздуха.

В целях защиты окружающей среды нормы ограничивают также допустимое содержание пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу системами вентиляции:

при объеме выбрасываемого воздуха более 15 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$

$$c = 100\kappa; \quad (\text{III.46})$$

при объеме выбрасываемого воздуха до 15 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$

$$c = (160 - 4V), \quad (\text{III.47})$$

где c — допустимая концентрация пыли, мг/м^3 ; V — объем удаляемого воздуха, тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$; κ — коэффициент, зависящий от ПДК пыли:

Предельно-допустимая концентрация пыли в воздухе рабочей зоны помещения, мг/м^3	2 и менее	Более 2 до 4	Более 4 до 6	6 и более
Коэффициент κ	0,3	0,6	0,8	1,0

В некоторых случаях очистка вытяжного воздуха предусматривается также для улавливания пыли, являющейся сырьем или продуктом производства (мукомольное, сахарное, табачное и др.).

Выбор способа очистки воздуха зависит от характера, концентрации и дисперсности пыли (определяется размером ее частиц), а также от технических характеристик обеспыливающих устройств. К числу основных показателей работы обеспыливающих устройств относятся: степень очистки, пропускная способность, пылеемкость, аэродинамическое сопротивление, расход энергии.

Достижимый конечный результат по очистке воздуха определяется коэффициентом очистки ϵ :

$$\epsilon = (G_n - G_k)/G_n; \quad (\text{III.48})$$

где G_n и G_k — концентрация пыли в воздухе соответственно до и после очистки, мг/м^3 .

Пропускная способность обеспыливающего устройства характеризуется допустимой удельной воздушной нагрузкой, выражающейся количеством воздуха, которое можно при очистке пропустить через 1 м^2 его рабочей поверхности или сечения.

Площадь рабочей поверхности или сечения параллельно устанавливаемых обеспыливающих устройств (фильтров) определяется по формуле

$$F_\phi = V/V_\phi, \quad (\text{III.49})$$

где V — количество воздуха, подлежащее очистке, $\text{м}^3/\text{ч}$; V_ϕ — допустимая удельная воздушная нагрузка на обеспыливающее устройство, $\text{м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$.

Пылеемкость определяется по количеству пыли, которое может улавливать устройство за период между чистками.

По степени улавливания пыли различной дисперсности различают грубую, среднюю и тонкую очистку. При грубой очистке улавливается крупная пыль с размером частиц более 100 мкм, при тонкой очистке — менее 10 мкм.

В зависимости от концентрации и дисперсности пыли для очистки приточного воздуха применяются различного рода фильтры, удерживающие пыль своей пористой средой, для очистки выбросного воздуха — пылеуловители, осаждающие пыль в своем объеме за счет гравитационных, инерционных, центробежных и электрических сил. Для очистки сильно загрязненного воздуха устанавливаются несколько пылеуловителей и фильтров, тонкость очистки воздуха которыми последовательно по ходу его движения возрастает. Такая мера обеспечивает защиту фильтров тонкой очистки от забивания крупной пылью, увеличивает срок их действия и улучшает качество очистки.

Коэффициент очистки воздуха (1, 2, 3, ..., n) последовательно установленных обеспыливающих устройств выражается формулой

$$\varepsilon = 1 - (1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_3) \dots (1 - \varepsilon_n). \quad (\text{III.50})$$

13.2. Фильтры

По эффективности действия фильтры подразделяются на три класса. Фильтры I класса задерживают частицы пыли всех размеров (коэффициент очистки составляет не менее 0,99), фильтры II класса — частицы более 1 мкм (коэффициент очистки более 0,85), фильтры III класса — частицы размером более 10—50 мкм (коэффициент очистки не менее 0,60). Характеристики воздушных фильтров приведены в табл. III.6.

Сухие пористые фильтры. Рулонные фильтры ФРП представляют собой коробчатый каркас, имеющий в верхней и нижней частях катушки — барабаны.

На рис. III.26 показан рулонный фильтр типа ФРУ. На верхнюю катушку наматывается фильтрующий материал в виде рулона, полотнище которого закрепляется на нижней катушке. Воздух, проходя через полотнище рулона, очищается.

По мере накопления в фильтрующем материале пыли его сопротивление возрастает. При достижении расчетного сопротивления фильтрующий материал перематывается с нижнего барабана на верхний, одновременно производится его пневматическая очистка. Фильтры ФРУ используются при запыленности атмосферного воздуха до 1 мг/м³.

Ячейковые фильтры представляют собой коробку, в которую уложен фильтрующий материал с большой поверхностью, через него пропускается очищаемый воздух. В качестве фильтрующего материала применяют волокно, тонкие пластинки и др.

Таблица III.6
Номенклатура воздушных фильтров

Вид фильтров	Тип фильтров	Наименование фильтров	Класс фильтров	Воздушная нагрузка на входное сечение, м³/(ч·м²)		Сопротивление, Па	Пылеемкость, г/м³ вхл. осед. в ванне	Средняя начальная запыленность очищаемого воздуха, мг/м³, не более		Способ регенерации фильтров
				Рекомендуемая	Допустимая			допустимая	предельная	
Смоченные пористые	Масляные (с различным заполнением — металлическими пластинками, проволочными и полимерными сетками)	Самоочищающиеся Кд, КдМ, КТ	III	6000	7000	80	7—15 % (от массы в ванне)	0,5	1,0	Непрерывная промывка в масле с периодической заменой масла
				7000	8000	80	То же	1,0	3,0	То же
		Самоочищающиеся ФШ Ячейковые ФяР	III	6000	7000	60	2300	1,0	3,0	Промывка в содовом растворе с последующим замасливанием
				6000	7000	60	2600	1,0	3,0	То же
	Волокнистые	Рулонные ФРУ	III	8000	10 000	60	450	0,5	1,0	Смена фильтрующего материала
		Ячейковые ФяУ	III	6000	7000	40	570	0,3	0,5	То же

Вид фильтров	Тип фильтров	Наименование фильтров	Класс фильтров	Воздушная нагрузка на входное сечение м³/(с·м²)		Сопротивление, Па	Плотность, г/м³	Средняя начальная запыленность очищаемого воздуха, мг/м³, не более		Способ регенерации фильтров
				Рекомендуемая	Допустимая			Допустимая	предельная	
Сухие пористые	Волокнистые	Рулонные ФРП	III	5000	9000	100	1000	4,0	6,0	Пневматическая очистка запыленного материала
		Ячейковые ЛАИК	I	По каталогам заводов-изготовителей						
		Ячейковые ФЯЛ	I	6000	7000	100	430	0,05	0,15	Смена фильтрующего материала
	Губчатые	Ячейковые ФЯП	III	6000	7000	70	350	0,3	0,5	То же
Электрические	Двухзональные промывные	Агрегатные ФЭ и тумбочные ЭФ-2	II	7000	8000	10 и 50	1500	2,0	10,0	Промывка водой, смена прогнвоуносного фильтра

Примечания: 1. Плотность воздушных фильтров, кроме самоочищающихся, указана при увеличении их сопротивления по сравнению с начальным приблизительно в 3 раза. Сопротивление самоочищающихся фильтров остается практически постоянным. 2. Значения сопротивления относятся к чистым фильтрам при рекомендуемых воздушных нагрузках. Для электрических фильтров дано два значения сопротивления: 10 Па для аппаратов без прогнвоуносного фильтра и 50 Па при установке прогнвоуносных волокистных фильтров. 3. Унифицированные фильтры типа Фя поставляются со следующим заполнением:
 ФЯР — 12 гофрированных металлических сеток по ГОСТ 3836—66;
 ФЯБ — 12 гофрированных виниловых сеток по СТУ 30-124-23—62;
 ФЯУ — упругий волокистый фильтрующий материал ФВУ по ТУ 21-01-369—70;
 ФЯП — модифицированный пенополиуретан по МРТУ 6-06-1150—68.

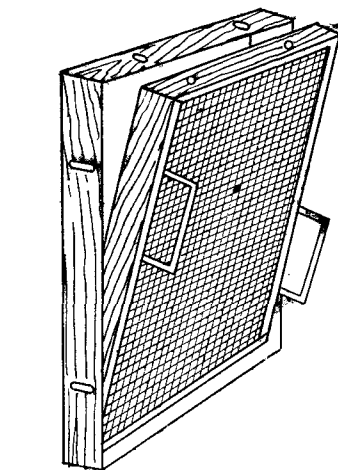


Рис. III.28. Фильтр
ФЯР

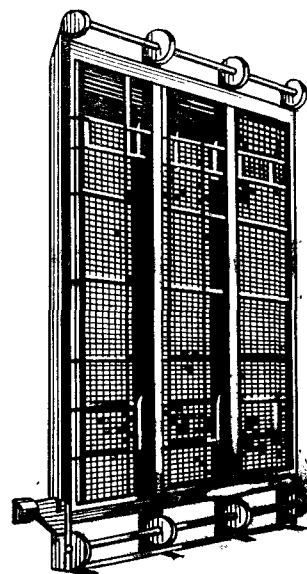


Рис. III.27. Ячейка масляного фильтра

Рис. III.26. Рулонный фильтр ФРУ

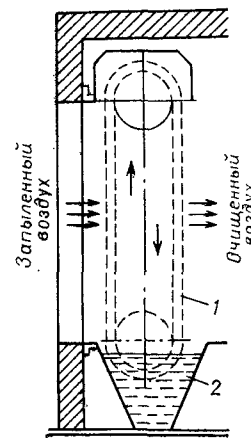
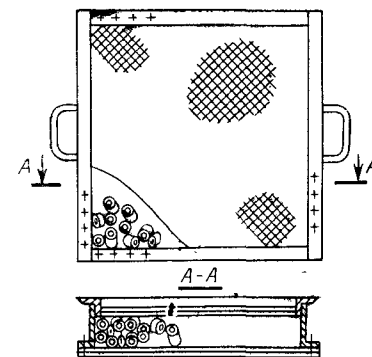


Рис. III.29. Самоочищающийся масляный фильтр
1 — бесконечно подвижные сетки; 2 — масляный бак

Так, в сухих ячейковых зубчатых фильтрах ФЯП заполнителем является слой модифицированного пенополиуретана (20—25 мм), обработанный раствором щелочи.

Широкое применение нашли унифицированные ячейковые фильтры ФЯ.

Смоченные пористые фильтры. Для повышения эффективности работы поверхности фильтров смачивается вязкой жидкостью (индустриальным, веретенным и висциновым маслом); при низких температурах применяют трансформаторное масло (при -35°C), приборное МВП (при -50°C). Можно также использовать водно-глицериновый раствор, парфюмерное масло. На рис. III.27 показана ячейка масляного фильтра с сетками, между которыми находятся смоченные в масле металлические или фарфоровые кольца.

В ячейковых масляных фильтрах ФЯР фильтрующим элементом являются гофрированные металлические сетки с отверстиями 2,5 мм (пять сеток), 1,2 мм (четыре сетки) и 0,63 мм (три сетки). Сетки укладываются в унифицированную ячейку (рис. III.28), так чтобы по ходу воздуха размер отверстий сеток уменьшался.

Перед установкой фильтр опускают в ванну с маслом. После стекания излишка масла его ставят на место. По достижении сопротивления 1,5 МПа фильтр снимают и чистят, промывая ячейки сначала 10 %-ным содовым раствором с температурой около 60°C , затем горячей водой.

В фильтрах ФЯВ ячейки заполняются гофрированными винипластовыми сетками и с наружных сторон — стальными сетками. Эти фильтры можно использовать в сухом и смоченном состоянии. В фильтрах ФЯУ в качестве фильтрующего слоя применяют упругий материал из стекловолна марки ФСВУ.

Рулонные фильтры ФРП по своей конструкции и принципу действия такие же, как и фильтры ФРУ, но фильтрующим материалом здесь является рулон из материала ФВ.

В технике вентиляции и кондиционирования воздуха широкое применение нашли самоочищающиеся масляные фильтры КТ и КД. Схемы их устройства (рис. III.29) аналогичны схемам рулонных фильтров, только вместо рулонных полотнищ в самоочищающемся фильтре имеются две бесконечные провололочные сетки. Каждая сетка натянута между двумя валиками. Верхний валик (ведущий) приводится во вращение электродвигателем через двухступенчатый червячный редуктор и зубчатую передачу. Имеется также масляная ванна.

Воздух очищается, проходя последовательно через две смоченные маслом сетки. Сетки проходят через масляную ванну, где осаждаются осевшая на них пыль и смачивается фильтр.

Электрические фильтры. Частицы пыли из воздушного потока в них осаждаются на электродах под влиянием электрического поля, в котором они получают заряд.

Фильтры с материалом ФП (тканью И. В. Петрянова) предназначены для сверхтонкой очистки воздуха и газов от радиоактивных, токсичных, бактериальных и других высокодисперсных аэрозолей. Такие фильтры обеспечивают практически полную стерильность очищенного воздуха.

Материал ФП представляет собой слой ультратонких волокон, нанесенных на перхлорвиниловую основу. При прохождении воздуха материал фильтра приобретает электрический заряд, что улучшает его фильтрующие свойства.

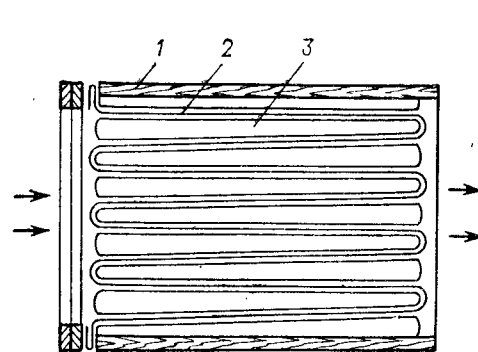


Рис. III.30. Конструкция фильтра с фильтрующим материалом ФП
1 — короб; 2 — винипластовая пленка; 3 — материал ФП

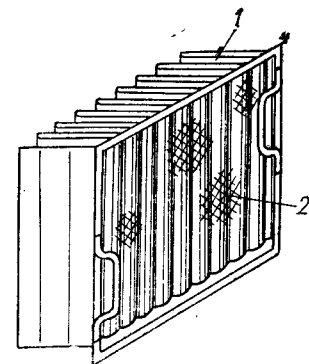


Рис. III.31. Фильтр рамочный бумажный
1 — фильтрующая бумага; 2 — сетка

Фильтры с материалом ФП оформляются в виде набора П-образных рамок, между которыми уложен фильтрующий слой (рис. III.30). В некоторых фильтрах с материалом ФП, например в фильтрах ЛАИК, рамки, огибаемые фильтрующей тканью, укладываются в виде насадки внутри короба прямоугольной формы. Перед фильтрами из материала ФП обязательно должен быть установлен фильтр предварительной очистки воздуха (масляной или другой конструкции).

Бумажные рамочные фильтры (рис. III.31) также предназначены для тонкой очистки воздуха. Фильтрующим материалом в них служит алигнин (смесь тонких волокон асбеста с древесной массой), который в виде гармошки укладывается на поддерживающий каркас. При заполнении фильтра шестью слоями алигинина и двумя слоями шелковки коэффициент очистки составляет 95—96 % при начальной запыленности воздуха 1—3 мг/м³.

Фильтрующий материал в бумажных фильтрах и материал ФП регенерации не подлежат, и после накопления предельного количества пыли заменяются новыми.

13.3. Пылеуловители

Пылеуловители предназначены для улавливания технологической пыли и очистки выбросного вентиляционного воздуха. Простейшим типом пылеуловителей являются пылесадочные камеры (рис. III.32). Осаждение в них пыли из запыленного воздуха происходит за счет ее собственной силы тяжести при снижении скорости движения воздуха в камере. Для повышения эффективности и уменьшения длины камеры ее разбивают на ряд каналов или устраивают лабиринты (рис. III.32, б).

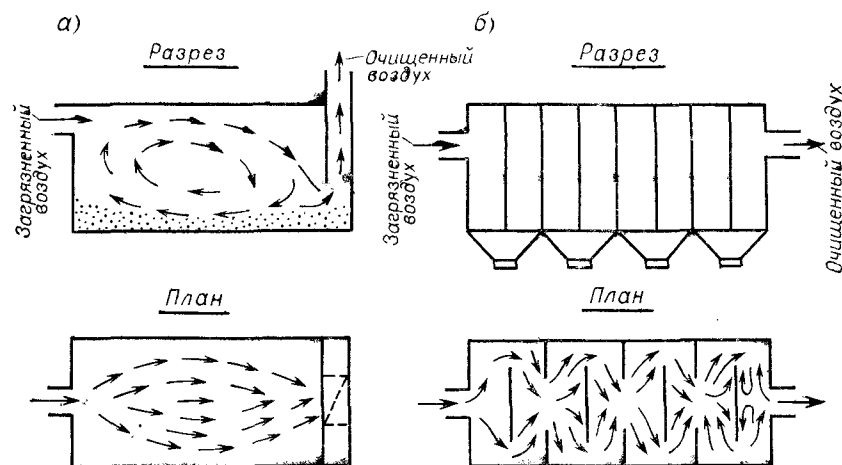


Рис. III.32. Пылесадочные камеры
а — простая; б — лабиринтная

В пылесадочных камерах в основном осаждаются грубодисперсная пыль с размерами более 20 мкм. Эффективность очистки в них невелика (0,55—0,60).

Инерционные пылеуловители. К числу наиболее распространенных пылеуловителей этого типа относятся циклоны (рис. III.33). В циклоне очищаемый воздух поступает сбоку в верхнюю цилиндрическую часть, закручивается и удаляется через центральную трубу. Частицы пыли под влиянием центробежных сил отбрасываются к стенкам корпуса, оседают в конусную часть и падают в бункер. Циклоны эффективно улавливают частицы размером более 8 мкм. Они применяются в различных отраслях промышленности для улавливания пыли из воздуха, золы из дымовых газов котельных, сажи, талька, стружки и т. п.

Эффективность очистки воздуха значительно повышается при применении мокрых пылеуловителей, скрубберов, циклонов-промывателей и т. п., в которых для смывания со стенок пыли применяется вода.

В скрубберах вода подается специальной оросительной системой с форсунками, в результате чего на стенках внутри цилиндра образуется постоянно стекающая вниз пленка. В циклонах-промывателях вода распыляется во входном патрубке.

Одной из разновидностей инерционных пылеуловителей является пылеотделитель, изображенный на рис. III.34.

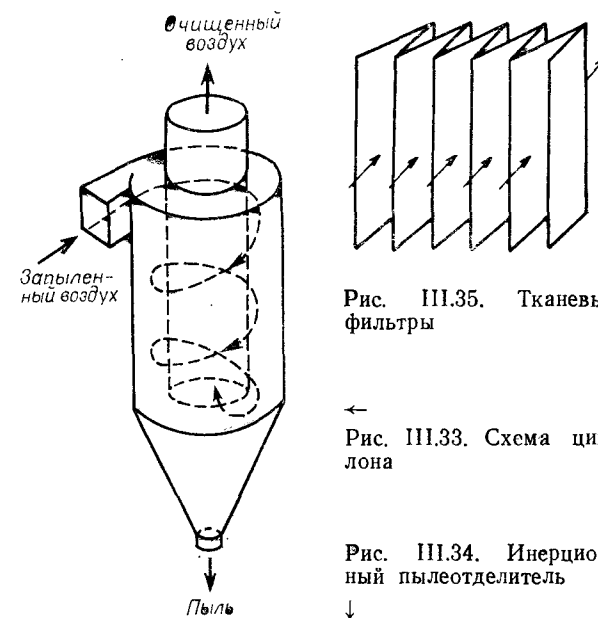
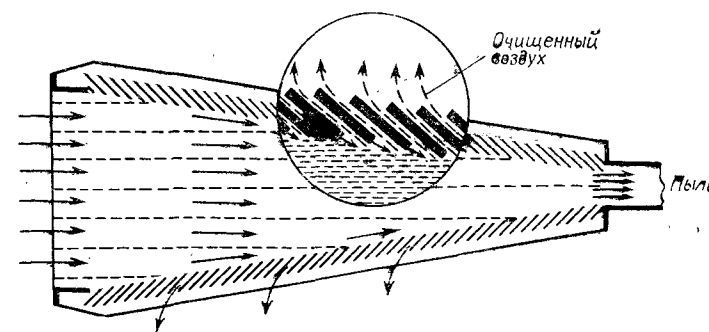


Рис. III.35. Тканевые фильтры

Рис. III.33. Схема циклона

Рис. III.34. Инерционный пылеотделитель



Пылеотделитель состоит из очень большого числа конусов (колец), диаметр которых по ходу воздуха постепенно уменьшается. Между кольцами остаются щели шириной до 6 мм. Воздух, подаваемый внутри прибора, выходит из него через щели между кольцами, где его направление меняется примерно на 150°, и через малое отверстие конуса в конце прибора. Ввиду

того, что пылевые частицы в силу инерции стремятся сохранить прямолинейность движения, то через щели выходит очищенный воздух, а пыль вместе с 3—7 % подаваемого в прибор воздуха выходит через отверстие последнего конуса. Далее пыль собирается при помощи различных устройств, например циклона, в который из последнего конуса инерционного пылеотделителя подается запыленный воздух. Такие установки применяются для очистки сильно запыленного воздуха, выбрасываемого вентиляцией наружу из промышленных предприятий.

Тканевые пылеуловители — фильтры могут очищать воздух с достаточно высокой эффективностью (0,99 и более). По форме фильтрующей поверхности они подразделяются на рукавные и рамочные (рис. III.35). В качестве фильтрующего в них материала используются хлопчатобумажные ткани, сукно, капрон, лавсан, стеклоткань и др. Недостатком тканевых пылеуловителей является необходимость частого встряхивания тканей для усиления пыли и громоздкость этого оборудования.

Тканевые пылеуловители обладают достаточно высокой удельной воздушной нагрузкой, но вместе с тем имеют большое аэродинамическое сопротивление (до 190 Па перед регенерацией).

Эффективна очистка воздуха от пыли с помощью электрофильтров. В них очищаемый воздух ионизируется в электрическом поле высокого напряжения (до 15 000 В). Частицы пыли, получившие заряд, притягиваются к электроду с противоположным знаком заряда. В результате, пройдя между двумя электродами, воздух очищается от пыли. Осевшая пыль стекает в бункер или удаляется встряхиванием. Электрофильтры обеспечивают высокую степень очистки, однако дороги в эксплуатации.

ГЛАВА 14

ОСОБЕННОСТИ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗДАНИЙ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

14.1. Вентиляция жилых зданий

Вентиляция помещений жилых зданий предназначается для удаления избытков теплоты, влаги, углекислого газа, выделяемого людьми, различных газов, появляющихся в процессе приготовления пищи, и других вредных веществ.

Воздухообмен, необходимый для людей, невелик. Так, 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 может быть принят равным 3 м³/ч на 1 м² жилой площади.

Минимальный воздухообмен должен назначаться исходя из необходимости вентиляции кухонь и санузлов. Объем вытяжки из них должен быть, м³/ч, не менее: в негазифицированной кухне — 60, в газифицированной кухне однокомнатной квартиры 60, то же, в двухкомнатной — 75, в трехкомнатной — 90; в ванной комнате и санузле — по 25. В машинном отделении лифта, электрощитовой, мусороборочной комнатах и других подобных подсобных помещениях должна предусматриваться вытяжка воздуха с объемом удаляемого воздуха в час, равным объему помещения (кратность равна единице — 1/ч).

В помещениях жилых зданий, как правило, предусматривается естественная вентиляция. Искусственная приточно-вытяжная вентиляция проектируется в жилых зданиях, расположенных в северной строительно-климатической зоне, для подогрева холодного приточного воздуха, а также создания некоторого подпора воздуха в помещениях, чтобы предупредить его инфильтрацию через неплотности в строительных конструкциях.

Искусственная вентиляция иногда предусматривается также в гостиницах и общежитиях. В жилых зданиях в южных районах с жарким климатом рекомендуется установка комнатных кондиционеров или других охлаждающих устройств с целью поддержания температуры внутреннего воздуха не выше 28° С.

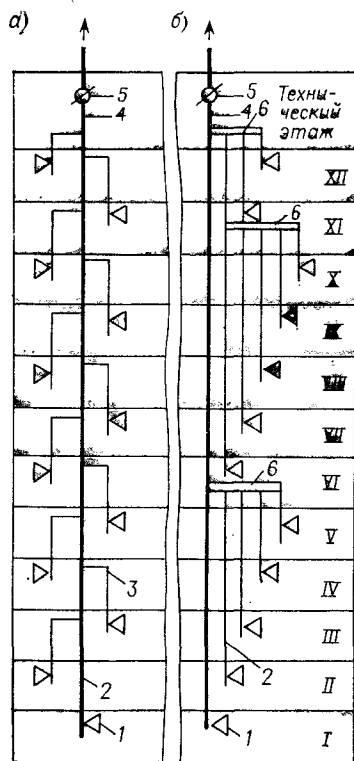
Воздухообмен в жилых зданиях организуется по следующей схеме: наружный воздух поступает непосредственно в жилые помещения, а удаляется через вытяжные каналы кухонь и санузлов. В квартирах из четырех и более комнат предусматривается дополнительная вытяжка из всех комнат, за исключением двух ближайших к кухне. Такая организация воздухообмена обеспечивает движение воздуха из жилых помещений в сторону бытовых. В общежитиях и гостиницах вытяжная вентиляция устраивается в спальнях, санузлах и подсобных помещениях, кроме вестибюля и кладовых. Изоляторы должны иметь обособленную систему вентиляции.

При естественной вентиляции наружный воздух поступает через форточки, фрамуги, специальные клапаны-хлопушки или щели в наружных ограждениях и т. д., удаление воздуха происходит через отверстия в вентиляционных вытяжных каналах. При механической вентиляции подача и удаление воздуха осуществляются через отверстия в приточных и вытяжных каналах и воздуховодах.

Вытяжные каналы устраиваются во внутренних стенах или могут быть 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 может происходить выпадение конденсата из удаляемого влажного воздуха. В системах естественной вентиляции, кроме того, в этом случае вследствие охлаждения вытяжного

воздуха снижается величина действующего гравитационного давления.

В кирпичных стенах вентиляционные каналы выкладываются прямоугольной формы с минимальными размерами $1/2 \times 1/2$ кирпича (140×140 мм). Наиболее индустриальным является применение вентиляционных блоков с однорядным и двухрядным расположением в них каналов круглого сечения. Приставные каналы выполняются из гипсошлаковых, гипсоволокнистых, шлакобетонных и других плит.



Вытяжку воздуха из кухонь и помещений санузла желательно устраивать отдельно и самостоятельно для каждого этажа. Однако при таком решении в многоэтажных зданиях внутренней капитальной стены может оказаться недостаточно для размещения большого количества каналов. В этом случае допускается объединение вытяжных каналов в один сборный вертикальный коллектор (рис. III.36, а), причем поэтажные каналы следует присоединять к коллектору под потолком.

Рис. III.36. Схема расположения вытяжных каналов естественной вентиляции многоэтажных жилых и общественных зданий
а — система с вертикальными коллекторами; б — система с горизонтальными коллекторами; 1 — вытяжные отверстия; 2 — вертикальный коллектор; 3 — ответвление канала; 4 — вытяжная шахта; 5 — регулируемый клапан; 6 — горизонтальный коллектор

Сборные коллекторы могут быть и горизонтальными (рис. III.36, б). В этом случае к одному коллектору присоединяются каналы из пяти нижерасположенных этажей. Горизонтальные коллекторы выполняются в виде подшивных горизонтальных каналов из асбоцементных, керамических или бетонных плит, можно также использовать пустоты многпустотного настила перекрытия. Исходя из противопожарных соображений размещение горизонтальных коллекторов в коридорах, лестничных клетках и других помещениях, служащих путями эвакуации людей из здания, не допускается.

Вентиляционные системы квартир, общежитий и гостиниц не должны совмещаться с вентиляцией общественных помещений

(магазины, столовые и др.), размещенных на первых этажах этих зданий. Допускается присоединение вентиляционных каналов из общественных помещений первого этажа к коллекторам систем вытяжной вентиляции кухонь и санузлов вышележащих этажей.

Неэксплуатируемые подвалы и технические подполья должны оборудоваться вытяжной вентиляцией с объемом вытяжки в час, равным одному объему подвала или подполья в случае прокладки в них газопроводов и половине объема — при их отсутствии.

Вентиляционные отверстия 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 (решетки) нижних, на меньшую — верхних этажей. Для притока воздуха под дверьми кухни и помещений санузлов оставляют щель высотой 30 мм.

Выпуск воздуха в атмосферу в бесчердачных зданиях производится по каналам в виде труб или вытяжных камер, установленных на крыше. При наличии чердака каналы в стенах собираются в центральные камеры и воздух выпускается через одну шахту.

Перемещение воздуха по каналам в системах естественной вентиляции жилых зданий осуществляется под действием гравитационного давления p_r , Па, величины которого определяются по формуле

$$p_r = hg(\rho - \rho_v), \quad (III.51)$$

где h — расстояние по вертикали между осями, проведенными через устье вытяжной шахты и центр вытяжной решетки, м; ρ и ρ_v — плотности соответственно наружного и внутреннего воздуха, кг/м³; g — ускорение силы тяжести, м/с².

Расчетное гравитационное давление определяется при температуре наружного воздуха +5 °С. При более высоких температурах, когда величина p_r уменьшается, дополнительный воздухообмен в помещениях производится через форточки, фрамуги, окна.

Для обеспечения устойчивой вытяжки из кухонь в жилых зданиях высотой шесть и более этажей в верхней трети здания рекомендуется устанавливать осевые вентиляторы у вытяжных отверстий. Применяется установка дефлекторов на оголовках вытяжных шахт.

Как видно из формулы (III.51), при охлаждении вытяжного воздуха гравитационное давление уменьшается. Поэтому сборные каналы на чердаке, камеры и шахты необходимо делать из материалов с малой теплопроводностью. Кроме того, следует по возможности избегать устройства горизонтальных участков или сокращать их длину, так как они не участвуют в создании гравитационного давления, а являются дополнительным сопротивлением.

Аэродинамический расчет естественной вентиляции заключается в определении размеров поперечного сечения каналов и их сопротивления движению воздуха.

Задаваясь скоростью движения воздуха v , м/с, вычисляют предварительное сечение каналов f , м², по формуле

$$f = V / (3600v), \quad (\text{III.52})$$

где V — заданный объем вытяжного воздуха на расчетном участке, м³/ч.

Для предварительного расчета рекомендуются следующие скорости движения воздуха: в вертикальных каналах верхнего этажа — 0,5 ÷ 0,6, из каждого нижерасположенного этажа — на

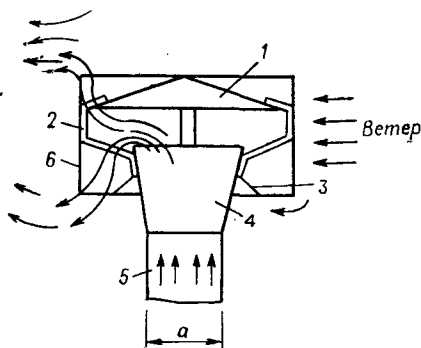


Рис. III.37. Дефлектор ЦАГИ

1 — зонт-колпак; 2 — лапки; 3 — конусный щиток; 4 — диффузор; 5 — патрубок; 6 — корпус

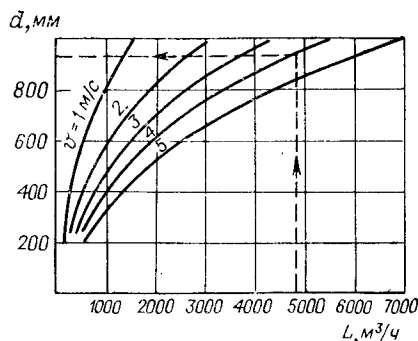


Рис. III.38. Номограмма для подбора дефлекторов типа ЦАГИ

0,1 больше, чем из предыдущего, но не выше 1; в сборных коллекторах — не менее 1, в вытяжной шахте — 1 ÷ 1,5 м/с.

Определение потери давления на трение в местные сопротивления производят по методике, изложенной в § 11.3. Если величина потерь окажется выше располагаемого давления, определяемого по формуле (III.50), то необходимо выполнить одно из следующих мероприятий: увеличить сечения каналов; устраивать два канала вместо одного; устанавливать осевой вентилятор для увеличения тяги или дефлектор.

Дефлектор (рис. III.37) представляет собой насадок, который ставится в устье труб или 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 способствует усилению вытяжки воздуха из помещения. Наибольшее распространение нашли дефлекторы типа ЦАГИ круглой (показанной на рис. III.37) и квадратной формы.

Подбор дефлекторов удобно производить с помощью номограмм. На рис. III.38 приведена номограмма для подбора диаметра патрубка дефлектора производительностью L , м³/ч, по скорости ветра без учета гравитационного давления.

В современных зданиях гостиниц, как указывалось, проектируется механическая вентиляция, которая при этом может оборудоваться системой кондиционирования воздуха. Приточная установка и центральный кондиционер могут размещаться в техническом подполье, на 1-м этаже или последнем техническом этаже, а вытяжная установка — на техническом этаже. Раздача воздуха по этажам и комнатам, а также вытяжка его осуществляются по воздухопроводам, объединенным в вертикальный или горизонтальный коллекторы (рис. III.39, а и б).

В зданиях высотой десять этажей и более на вы-

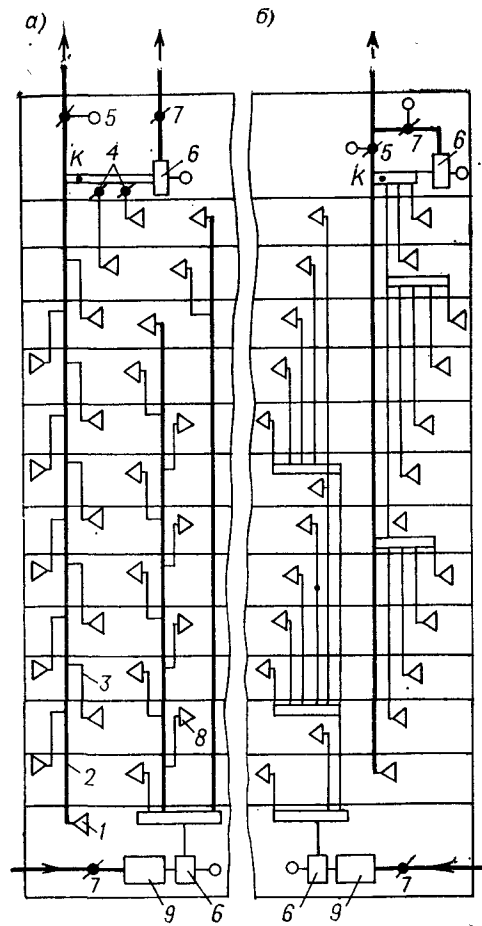


Рис. III.39. Схемы воздухопроводов механической приточно-вытяжной вентиляции многоэтажных жилых и общественных зданий

а — система с вертикальными коллекторами; б — система с горизонтальными коллекторами; 1 — вытяжные отверстия; 2 — вертикальный коллектор; 3 — ответвление воздухопровода; 4 — самозакрывающиеся обратные клапаны; 5 — клапан, автоматически открывающийся при остановке вентилятора и подъеме температуры в точке К до 50 °С; 6 — вентилятор; 7 — клапан; 8 — приточные отверстия; 9 — приточная установка или кондиционер

тяжных воздухопроводах двух верхних этажей необходимо предусмотреть установку самозакрывающихся обратных клапанов 4, а на приточных и вытяжных шахтах, расположенных на техническом этаже, — клапан 5, автоматически открывающийся при остановке вентилятора и подъеме температуры в шахте до 50 °С. Эти мероприятия необходимы для перекрытия воздухопроводов двух верхних этажей и удаления воздуха из системы в случае возникновения пожара в здании.

14.2. Вентиляция общественных зданий

Общественные здания по своему назначению весьма разнообразны. Поэтому различны требования к воздушной среде в них и конструктивное оформление системы вентиляции. Наличие в одном и том же здании помещений различного назначения усложняет ее. Рассмотрим наиболее существенные особенности вентиляции таких зданий.

Детские ясли-сады. В основных помещениях детских яслей-садов кратность воздухообмена составляет 0,5—2¹/₄, во вспомогательных помещениях — до 5. Проектируется, как правило, система приточно-вытяжной вентиляции с естественным побуждением движения воздуха. В спальнях и комнатах дневного пребывания детей проектируется самостоятельная естественная вытяжка для каждой детской группы.

В групповых и игрово-столовых помещениях предусматривается сквозное проветривание. В помещениях с длительным пребыванием детей более половины окон должны иметь откидные фрамуги и боковые щитки для направления поступающего холодного воздуха вверх.

В санитарных узлах вытяжка воздуха должна производиться осевыми вентиляторами. Помещения изолятора обслуживаются отдельными вытяжными каналами. Подогрев наружного воздуха, подаваемого в детские комнаты, изоляторы, комнату персонала, кухню, производится в приточных шкафах или в подоконных приточных устройствах.

Общеобразовательные школы, школы-интернаты и профессионально-технические училища. Воздухообмены в основных помещениях принимаются из расчета не менее 16 м³/ч на одного учащегося, в лабораториях с вредными выделениями и в учебно-производственных мастерских — по расчету, в актовом зале — 40 м³/ч на человека, в спортивном зале — 80, в киноаудитории — 20; в спальнях комнатах и административно-хозяйственных помещениях воздухообмен должен быть 1—1,5-кратным по объему помещений.

Для основных помещений предусматривается механическая приточно-вытяжная вентиляция с нагревом наружного воздуха в калориферах. Рециркуляция воздуха в системах приточной вентиляции учебных помещений не допускается.

Непосредственно из учебных помещений естественным путем удаляется воздух в количестве однократного объема помещений в час, остальной объем воздуха удаляется через вытяжные шкафы и санитарные узлы.

Рекомендуется предусматривать самостоятельные приточно-вытяжные системы вентиляции для актов и спортивных залов, лабораторий, спальнях комнат, кухонь, столовых, мастерских. Такое решение обеспечивает экономичную работу вентиляции, так как в этих помещениях она включается только в период их функционирования.

Подачу приточного воздуха следует производить непосредственно в помещения, за исключением лабораторий с вредными выделениями. В них необходимо создать разрежение, поэтому подают только часть приточного воздуха (не менее 70 % от объема притока), остальную часть подают в коридор. Количество приточного воздуха в таких помещениях должно быть на 10 % меньше количества удаляемого воздуха.

Весь объем вытяжного воздуха из лабораторий должен удаляться через вытяжные шкафы. В одной вытяжной системе допускается объединение не более двух вытяжных шкафов одного помещения. При этом удаляемые вредности не должны образовывать взрывоопасных и ядовитых смесей.

Больницы и поликлиники. Требуемые метеорологические параметры воздушной среды в помещениях больниц и поликлиник весьма разнообразны. Например, температура воздуха в помещениях нормируется в пределах от 2 до 25 °С. В палатах, кабинетах врачей, процедурных температура должна поддерживаться в пределах 18—22 °С, в душевых и ваннах — 25 °С. В операционных, наркозных, родовых, реанимационных и послеоперационных палатах относительная влажность воздуха должна быть 55—60 %, а подвижность воздуха — не выше 0,15 м/с.

Воздухообмен в основном определяется санитарными нормами (например, в палатах — 40 м³/ч на 1 койку) и кратностью обмена (может быть в пределах от 1 до 10). В некоторых помещениях воздухообмен определяется по расчету на ассимиляцию вредностей (палаты, операционные, наркозные, помещения стерилизационных и др.).

В больницах, поликлиниках и амбулаториях при наличии в них физиотерапевтических, рентгеновских и операционных отделений предусматривается механическая приточно-вытяжная вентиляция. Для операционных блоков, рентгеновских кабинетов, родовых, лабораторий, грязе-, водолечебниц проектируются самостоятельные системы приточно-вытяжной вентиляции. Допускается объединение вентиляции нескольких помещений с одинаковым режимом.

Кондиционирование воздуха необходимо предусматривать в операционных, наркозных, родовых, реанимационных, послеоперационных и в некоторых других помещениях, где регламентирована относительная влажность воздуха.

Наружный воздух, подаваемый в основные помещения, должен очищаться в бактериологических фильтрах, устанавливаемых после вентилятора. Приточный воздух для операционных следует очищать в приточных шкафах, пропуская через ватные фильтры.

Организация вытяжки зависит от назначения помещения. Вытяжная вентиляция устраивается для всех помещений. В инфекционных корпусах предусматривается самостоятельная естественная вытяжка из каждого бокса. В помещениях операци-

онных и наркозных вытяжка воздуха осуществляется из верхней зоны, в грязелечебных и рентгенодиагностических кабинетах — из верхней и нижней зон.

Кинотеатры и клубы. Основным помещением в кинотеатрах и клубах является зрительный зал, температура воздуха в котором должна поддерживаться в пределах $16-18^{\circ}\text{C}$ в холодный период года и не более чем на 3°C выше расчетной температуры наружного воздуха в летний период. Воздухообмен в зрительном зале определяют по летнему режиму на ассимиляцию избытков тепла, влаги, а также углекислого газа до ПДК. При расчете воздухообмена теплоступление от освещения не учитывается. Воздухообмен должен быть не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ на человека.

В зрительных залах вместимостью до 600 чел. устраивается механическая приточно-вытяжная вентиляция с учетом естественного проветривания зала в летний период. При вместимости зала более 600 чел. нормы рекомендуют проектирование системы кондиционирования воздуха. В холодный период года применяется рециркуляция внутреннего воздуха в объеме 50 % от количества вытяжного.

Схема воздухораспределения в зрительном зале выбирается такой, чтобы она исключила образование застойных зон и не допускала ощущения дутья. Подвижность воздуха в зале принимается не более $0,3 \text{ м/с}$ в холодный период и $0,4 \text{ м/с}$ в теплый. Приточный воздух сосредоточенно подается в сторону экрана, от него или рассредоточенно с боковых сторон. В залах вместимостью более 1000 чел. рекомендуется подача воздуха на двух уровнях от экрана. Вытяжка производится через отверстия в торцевых стенах экрана, через перекрытие или боковые стены. Воздух на рециркуляцию может также забираться через перекрытие, торцевые стены экрана, под экраном.

В фойе устраивается отдельная или общая со зрительным залом система вентиляции. В помещениях обслуживания, административных, а также в клубной части проектируется самостоятельная система вентиляции: механическая приточная в комнатах для занятий, залах, библиотеке, коридорах; естественная вытяжная — в других помещениях; вытяжная с помощью вентиляторов — в курительных и санузлах.

В кинопроекторной должна быть запроектирована самостоятельная механическая приточно-вытяжная вентиляция. Приточный воздуховод допускается присоединять к общей сети, но с установкой противопожарного клапана. В аккумуляторной с кислотными аккумуляторами и кислотной следует организовать самостоятельную механическую вытяжку с оборудованием во взрывобезопасном и кислотостойком исполнении. Воздух должен забираться у потолка и на высоте $0,3 \text{ м}$ от пола. В аккумуляторной со щелочными аккумуляторами воздух забирается только под потолок.

14.3. Вентиляция предприятий бытового обслуживания и общественного питания

Предприятия бытового обслуживания населения. В технологических помещениях предприятий бытового обслуживания возможно выделение разнообразных газо- и парообразных вредных веществ, тепла, влаги, пыли. Источником выделения газов и паров является оборудование в цехах химической чистки одежды, ремонта обуви и кожгалантереи, переплетных работ, ремонта изделий из пластмасс и др. Тепло выделяется также при работе электродвигателей, при глажении одежды, посетителями и обслуживающим персоналом. Источниками влаговыделений являются различные технологические процессы. Состав и количество вредных выделений от технологического оборудования принимаются в соответствии с технологической частью проекта.

В помещениях предприятий бытового обслуживания предусматривается механическая приточно-вытяжная вентиляция. Оборудование со значительным выделением вредных газов и паров устанавливается в особом помещении. Удаление вредных веществ от оборудования осуществляется местными отсосами. При наличии в вентиляционных выбросах паров хлорэтилена, трихлорэтилена и других вредных газов принимаются меры по их нейтрализации в самих машинах, а вытяжка воздуха производится путем факельного выброса.

Вентиляция помещений, где установлены обезжиривающие машины, должна быть рассчитана на 15-кратный воздухообмен. Непосредственно в эти помещения подается около 30 % приточного воздуха, остальная часть поступает в прилегающие помещения. Таким образом обеспечивается поддержание разрежения в помещениях. Местные отсосы из этих помещений не должны присоединяться к другим вытяжным системам.

Местные отсосы применяются для улавливания вредных веществ в местах образования и удаления их с частью воздуха из помещений. Отсосы конструируют так, чтобы они не допускали проникновения вредных выделений в рабочую зону помещений.

На рис. III.4 (см. гл. 10) были показаны некоторые виды местных отсосов. Вытяжные зонты служат для улавливания потоков, направленных вверх. Они чаще всего устанавливаются над точечными источниками тепла, например над кухонными плитами, кузнечными горнами. Бортовые отсосы применяют для удаления вредных выделений с поверхности растворов, находящихся в различных ваннах, где производятся металлопокрытия и травление. Кольцевыми отсосами оборудуют круглые ванны.

Вытяжные шкафы служат для удаления вредных веществ, выделяющихся в шкафу. Для этого воздух подсасывается внутрь шкафа из помещения. Подсасывание воздуха происходит через отверстие, которое одновременно является рабочим. Образую-

щиеся в шкафу вредности удаляются вместе с воздухом наружу естественным или механическим путем.

Объем вытяжного воздуха определяется с учетом условия, что выбивание загрязненного воздуха из шкафа в помещение не происходит, по формуле (III.21).

Бани. Основной вредностью, для борьбы с которой предназначена вентиляция бань, является избыток влаги.

Бани оборудуются механической приточно-вытяжной вентиляцией. Приток воздуха организуется централизованно, а вытяжка устраивается самостоятельная из помещений мыльных, душевых, парильных, раздевальных, грязной и отдельно чистой половин, дезинфекционных камер, санузлов и т. д. Приточный воздух должен подаваться в основные помещения бани. Скорость его в приточных решетках не должна превышать 0,7, во вспомогательных помещениях — 1,5 м/с.

В раздевальных и мыльных допускается устройство воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, при этом температура приточного воздуха не должна превышать 70 °С.

В дезинфекционных камерах необходимо предусмотреть аварийную вентиляцию с 9-кратной вытяжкой. Приток воздуха в этом случае осуществляется через открываемые окна и двери.

Прачечные. В прачечных проектируются системы механической приточно-вытяжной вентиляции. В стиральных и сушильно-гладильных цехах приточный воздух должен подаваться в верхнюю и рабочую зоны, в других помещениях — только в верхнюю зону. Вытяжные системы следует проектировать 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.

В прачечных производительностью 3000 кг белья и более в смену рекомендуется устройство воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией. В помещении сортировки белья в дополнение к основной предусматривается аварийная вентиляция с кратностью воздухообмена по притоку 14, по вытяжке — 18 1/ч.

Предприятия общественного питания. Воздухообмены в помещениях столовых и ресторанов определяются в соответствии с указаниями СН 87—60.

Системы механической приточно-вытяжной вентиляции проектируются отдельными для торгового зала и производственных помещений. В столовых на 100 посадочных мест допускается вытяжная вентиляция без организованного притока. В столовых на 250 мест и более, а также в ресторанах 1-го класса должны быть предусмотрены системы кондиционирования воздуха.

Приточный воздух должен подаваться в кухню, горячие кондитерские, заготовочные и моечные помещения, а также в коридоры и торговые залы. В другие производственные помещения, а также в складские, административные, вспомогательные помещения торгового зала приточный воздух поступает из коридоров или из основных помещений.

Вытяжка воздуха осуществляется из кухни и других производственных помещений. Для этого над кухонными плитами проектируют кольцеобразные воздуховоды с отсосом из внутренней части кольца. Внутренние размеры кольцевого воздуховода должны быть больше габаритов плиты на 0,5 м с каждой стороны. Кольцевой воздухопровод присоединяется к вытяжной вентиляционной камере. В настоящее время промышленностью выпускается кухонное оборудование со встроенной вытяжной системой.

Кроме вытяжки над плитой, необходима вытяжка воздуха из верхней зоны кухни. Она рассчитывается на удаление воздуха из кухни и 50 % вентиляционного воздуха из торгового зала и других смежных с кухней помещений, связанных с ней проемами. Остальной объем воздуха из торгового зала удаляется самостоятельной вытяжной системой. Рециркуляция воздуха в помещениях не допускается.

Санузлы и душевые на предприятиях общественного питания оборудуются самостоятельной вытяжной системой.

Магазины. Необходимые воздухообмены в торговых залах магазинов определяют по расчету или по кратности воздухообмена. Расчет производится на ассимиляцию тепло- и влагоизбытков и удаление углекислого газа, выделяемых посетителями и обслуживающим персоналом. При этом деятельность посетителей приравнивают к легкой работе, обслуживающего персонала — к работе средней тяжести. Выделение CO₂ принимается равным 20 л/ч на человека.

Число людей определяют исходя из площади торгового зала, приходящейся на одного человека: в производственных и общих промтоварных магазинах — до 2,5 м², в мебельных магазинах, музыкальных и магазинах электротоваров — 3,5 м² на одного человека (включая площадь, занятую оборудованием).

В расчетах учитываются также теплопоступления от солнечной радиации через витрины.

В магазинах с торговыми залами на 150 м² проектируется естественная вентиляция, при большей площади — механическая. При общей площади 2700 м² и более при расчетной летней температуре 25 °С и выше предусматривается система кондиционирования воздуха. В IV строительно-климатической зоне (южные районы) разрешается проектирование кондиционирования воздуха в магазинах с торговыми залами площадью от 900 м². В магазинах с залами для продовольственных и промышленных товаров предусматриваются отдельные системы вентиляции.

В торговых залах, кроме залов с химическими, синтетическими или иными пахучими товарами, допускается рециркуляция воздуха, причём объем наружного приточного воздуха должен составлять не менее 20 м³/ч на человека.

В неохлаждаемых кладовых устраивается вытяжная вентиляция, в охлаждаемых — приточно-вытяжная.

14.4. Вентиляция убежищ гражданской обороны

Системы вентиляции убежищ гражданской обороны (ГО), кроме выполнения ими обычных функций — поддержания параметров воздушной среды, требуемых по санитарно-гигиеническим нормам, служат для защиты укрываемых людей и оборудования от воздействия поражающих факторов оружия массового уничтожения. В соответствии с этими задачами в убежищах предусматриваются три режима вентиляции: режим I — чистая вентиляция; режим II — фильтровентиляция; режим III — полная изоляция.

Режим чистой вентиляции является основным и вводится при заполнении убежища людьми в угрожающий период. Вентиляция в этом режиме обеспечивает поддержание нормируемых параметров воздушной среды.

Режим фильтровентиляции вводится при высоком уровне радиоактивного заражения местности (более 100 рентген), заражения наружного воздуха отравляющими веществами (ОВ) и бактериальными аэрозолями (БА). Подаваемый в помещения наружный воздух подвергается очистке от радиоактивной пыли (РП), ОВ и БА в специальных фильтрах. Во всех помещениях убежища, расположенных в зоне герметизации, поддерживается подпор воздуха не менее 50 Па во избежание случайного проникновения в убежище наружного зараженного воздуха. Вход и выход людей из убежища разрешаются в ограниченном количестве. При наличии защитных тамбуров вход и выход людей осуществляются методом шлюзования.

Режим полной изоляции предусматривает: полную изоляцию убежища от наружного воздуха, выключение систем вентиляции (кроме систем рециркуляции), запрещение входа и выхода людей из убежища. Этот режим проектируется для убежищ в местах, где на поверхности земли возможны массовые пожары (лесные массивы, хранилища нефтепродуктов, нефтеперерабатывающие предприятия и т. п.).

Для создания подпора в убежище при таком режиме допускается подача минимального объема наружного воздуха с сжиганием окиси углерода в нем в специальном фильтре.

Режим III вводится на короткий срок при массовых пожарах над убежищем, а также в первый период после ядерного взрыва во избежание засорения фильтров радиоактивной пылью.

Требуемый микроклимат в убежище определяется, главным образом, тепло- и влаговыделениями от людей. Нижний предел температуры не нормируется. Верхний предел температурно-влажностных условий является определяющим при расчете воздухообменов. В расчет закладываются предельно допустимые параметры воздуха, при которых человек в состоянии вынести без патологических, необратимых сдвигов в организме расчетный срок пребывания в убежище. Указанный срок определяется в зависимости от срока спада радиации и снижения концентрации ОВ, БА в наружном воздухе и составляет от 1,5 до 7 суток.

В режиме I предельно-допустимые параметры воздуха связаны следующей зависимостью:

$$d_{\text{доп}} = 94 - 2,5t_{\text{доп}}, \quad (\text{III.53})$$

где $d_{\text{доп}}$ и $t_{\text{доп}}$ — соответственно предельно допустимые значения влажосодержания и температуры внутреннего воздуха; значение $t_{\text{доп}}$ принимается по нормам, но не более 30 °С.

Воздухообмен в убежищах определяется для всех трех режимов. В режиме I необходимый воздухообмен на одного человека определяется по формуле

$$V = \frac{b + \sqrt{b^2 + 2742,75a}}{2a}, \quad (\text{III.54})$$

где V — воздухообмен, м³/ч на человека: $a = 0,03I_n + 0,4t_n + 14,2$; величина $b = 94,73 - 1,72I_n$; I_n и t_n — соответственно расчетные значения теплосодержания, кДж/кг, и температуры, °С, наружного воздуха, принимаемые по параметру А (СНИП II-33-75).

Минимальная норма подачи свежего воздуха в зависимости от t_n составляет от 7 до 20 м³/ч на человека. В помещениях для нетранспортабельных больных норма подачи воздуха увеличивается в 1,5 раза. Объем вытяжного воздуха принимается равным 90 % от объема приточного воздуха (10 % идут на создание подпора).

В режиме II определение воздухообмена производится с учетом поглощения части избыточного тепла ограждающими конструкциями. В зависимости от начальной температуры и материала ограждения теплотеплопоглощение его составляет $q_{\text{огр}} = 21 \div 197$ кДж/(ч·м²).

Воздухообмен по притоку, м³/ч, определяется зависимостью

$$V = \frac{\Sigma Q - Fq_{\text{огр}}}{1,2(I_n - t_n)}, \quad (\text{III.55})$$

где F — площадь всех ограждающих конструкций, в том числе внутренних капитальных стен толщиной 0,37 м и выше, м²; $I_n = 98,5$ кДж/кг — теплосодержание внутреннего воздуха при предельных параметрах, определяемых формулой (III.53); ΣQ — сумма тепловыделений, кДж/ч.

Санитарная норма подачи наружного свежего воздуха на человека составляет 2 м³/ч для укрываемых, 5 м³/ч — в пункте управления и 10 м³/ч — в помещениях для нетранспортабельных больных.

Указанные санитарные нормы воздухообмена обеспечивают поддержание требуемых параметров воздуха внутри помещения при температуре наружного воздуха самого жаркого месяца до 20 °С и его теплосодержании до 44 кДж/кг. При больших параметрах санитарная норма определяется формулой (III.55). Вместе с этим нормы ограничивают максимальную величину воздухообмена — не более 8 м³/ч на человека.

Если расчетный воздухообмен на человека окажется выше 8 м³/ч, то часть избыточного тепла можно снять: увеличением площади ограждений путем увеличения площади помещений, но не более 0,75 м² на человека; применением воздухоохлаждающих устройств.

Объем вытяжки, м³/ч, должен составлять $V_{\text{выт}} = V_{\text{пр}} - 0,6V_{\text{вн}}$, (здесь $V_{\text{вн}}$ — внутренний объем всех помещений, м³). Остальной объем воздуха идет на создание требуемого подпора.

На рис. III.40 представлена общая принципиальная схема вентиляции убежища для работы по режимам I и II.

В режиме I при включении вентиляторов № 1 и 2 наружный воздух через воздухозаборный канал X, пройдя очистку от пыли в специальных фильтрах ПФП-1000, поступает в разводящую сеть воздухопроводов. Воздухозаборный оголовок должен располагаться на незаваливаемой территории, часто воздухозабор совмещают с аварийным выходом.

Приточный воздух подается в помещения для укрываемых, в пункт управления и в венткамеру. Схему воздухораспределения следует выбирать так, чтобы не образовывались застойные зоны.

Вытяжка воздуха в режиме I производится через санузел и помещения дизельной электростанции, в которые воздух перетекает из помещений для укрываемых людей. В помещениях дизельной воздух используется для вентиляции и горения топлива в двигателях.

При режиме II воздух забирается из собственного воздухозабора (обычно один из входов) и, пройдя в спецфильтрах очистку от радиоактивной пыли, ОВ и БА, поступает в существующую сеть воздухопроводов. Воздухозаборы для I и II режимов должны быть связаны перемычкой-трубой с установкой на ней гермоклапана.

Забор наружного воздуха производится вентилятором № 1. Одновременно включается вентилятор № 2 на рециркуляцию внутреннего воздуха. Необходимость такой схемы подачи воздуха обусловлена тем, что при резком снижении объема подаваемого воздуха в режиме II (в 5—10 раз меньше, чем при режиме I) равномерное распределение воздуха по всему объему помещений не обеспечивается.

Вытяжка воздуха в режиме II осуществляется через санузел и дизельную электростанцию (ДЭС), а также путем периодической продувки тамбуров-шлюзов. Продувка тамбуров произ-

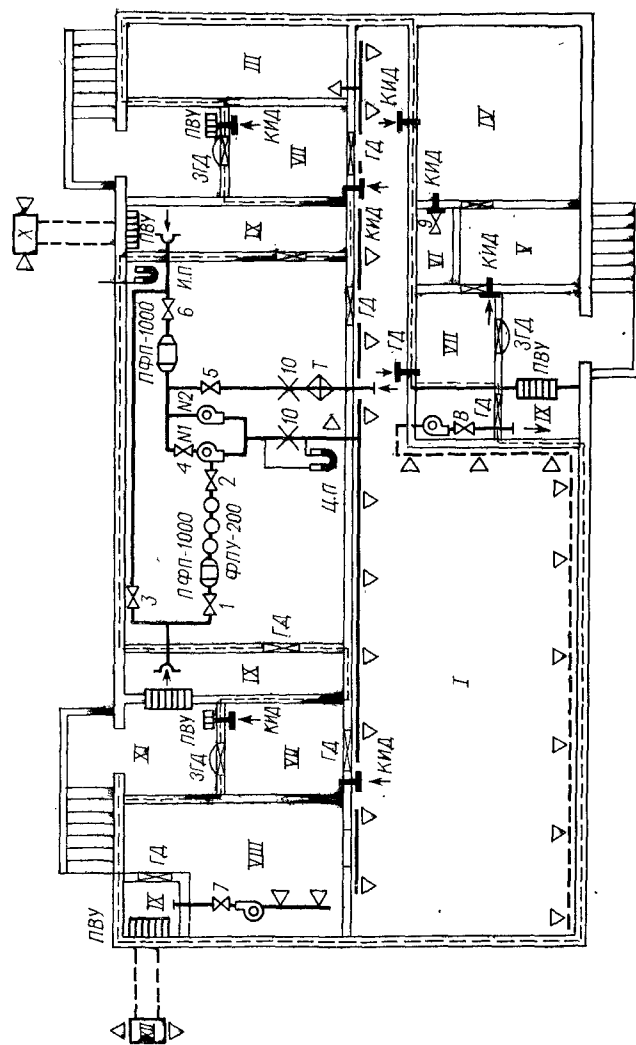


Рис. III.40. Принципиальная схема вентиляции убежища ГО с применением ФВК-1 для I и II режимов (при вместимости убежища до 600 чел.)

I — помещения для укрываемых; II — фильтровентиляционная камера; III — пункт управления; IV — ДЭС; V — хранение горюче-смазочных материалов для ДЭС; VI — электрощитовая; VII — тамбур-шлюзы; VIII — санузлы; IX — расширительные камеры; X — воздухозабор I режима; XI — воздухозабор II режима; XII — вытяжные каналы; 1, 2, 4, 5 — клапаны; 3, 6, 7, 8, 9 — гермоклапаны; 10 — диафрагма; № 1 и № 2 — электровентиляторы ЭРВ — 600/300; ПФП-1000 — префильтры; ФПУ-200 — фильтры-поглоатели; ИП — измеритель подбора ГЖ-Н; ПБУ — противозарные устройства; КИД — клапан избыточного давления; ГД — герметические двери; ЗГД — защитные герметические двери; Г — воздухоохладитель

Водится внутренним воздухом в течение 6 мин. Для этого в от-
раждениях имеются специальные клапаны КИД (клапан избы-
точного давления), которые при заданном (регулируемом) пере-
паде давлений по обе стороны от них пропускают воздух
только в одном направлении — наружу.

В системах вентиляции убежищ применяются вентиляторы
с электрическим и ручным приводами. Последний используется
при отсутствии электроэнергии. Для этого вентиляторы снабжа-
ются редуктором и рукояткой.

В убежищах вместимостью до 600 чел. рекомендуется уста-
новить фильтровентиляционные комплекты ФВК-I или ФВК-II,
включающие весь комплекс вентиляционного оборудования.
ФВК-I применяется для режимов I и II, ФВК-II — для всех ре-
жимов.

В указанные комплекты входят вентиляторы ЭРВ 600/300,
имеющие производительность 600 м³/ч в режиме I и 300 м³/ч —
в режиме II и соответственно развивающие полное давление 590
и 1225 Па. В убежищах большой вместимости используют вен-
тиляторы ЭРВ-72-2 и ЭРВ-72-3, созданные на базе вентилято-
ров Ц4-70.

В режиме II производится двухступенчатая очистка наруж-
ного воздуха в спецфильтрах. Первой ступенью очистки явля-
ется предфильтр ПФП-1000, предназначенный для очистки воз-
духа от радиоактивной пыли. В качестве фильтрующего эле-
мента используется алигнин. Производительность фильтра по
воздуху — 1000 м³/ч, сопротивление проходу воздуха — до
245 Па.

На второй ступени очистки применяются фильтры-поглоти-
тели. В комплектах ФВК-I и ФВК-II используются фильтры-по-
глотители ФПУ-200 с производительностью 200 м³/ч и сопротив-
лением до 540 Па. В больших убежищах могут применяться
фильтры ФП-300 с производительностью 300 м³/ч и сопротивле-
нием до 1030 Па.

Фильтры-поглотители предназначены для очистки воздуха
от РП, ОВ и БА. Фильтрующий элемент в них состоит из двух
слоев: первый по ходу воздуха слой — алигнин, второй — акти-
вированный уголь. С целью уменьшения площади фильтровен-
тиляционной камеры фильтры-поглотители устанавливаются
в колонки по 2—3 фильтра в каждой.

Схема вентиляции с комплектом ФВК-II приведена на
рис. III.41. В комплект входит фильтр марки ФГ-70, предназ-
наченный для очистки воздуха от окиси углерода СО. Фильтр
включается в режиме III; через него просачивается 70 м³/ч воз-
духа для создания подпора. Процесс сжигания СО в фильтре
наступает при температуре воздуха на входе не ниже 60 °С; на
выходе воздух разогревается до 300 °С. В связи с этим перед
фильтром устанавливается электронагреватель воздуха, после
фильтра — воздухоохладитель. Фильтры ФГ-70 с теплообменни-

ками размещаются в специальном герметизированном поме-
щении.

В режиме III должна производиться регенерация химиче-
ского состава воздуха, т. е. поглощение углекислого газа из воз-
духа и пополнение его кислородом. Для этой цели применяется
регенеративная установка РУ-150/6. Регенерирующим веществ-
ом являются надперекисные и перекисные соединения щелоч-
ных металлов. Наиболее эффективным из них оказывается над-
перекись калия. Реакция идет с поглощением СО₂, выделе-
нием О₂.

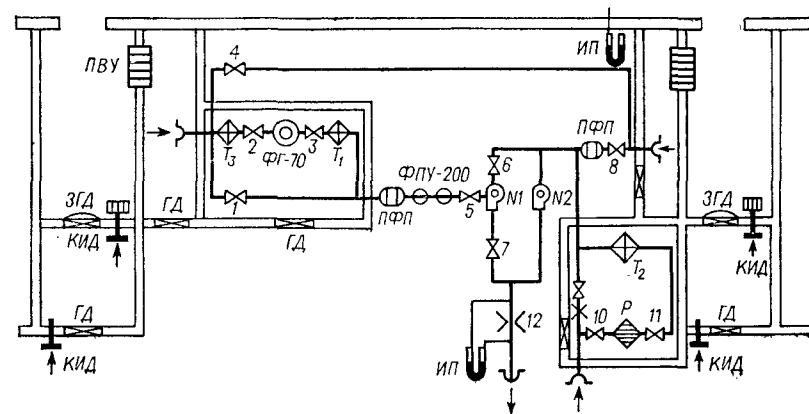


Рис. III.41. Принципиальная схема вентиляции убежища ГО с приме-
нением ФВК-II для I, II и III режимов

1, 5, 6, 7, 9, 10, 11 — клапаны; 4, 8 — гермоклапаны; 2, 3 — клапаны КГ-200П,
ПФП — предфильтры ПФП-1000; ФПУ-200 — фильтры-поглотители; 12 — диафрагмы;
№ 1 и № 2 ЭРВ 600/300; ИП — измеритель подпора ТНЖ-Н; Р — регенеративная ус-
тановка РУ-150/6; Т₁, Т₂ — воздухоохладители; Т₃ — воздухонагреватель; ФГ-70 —
фильтр

Установка РУ-150/6 представляет собой конструкцию, в ко-
торой размещены шесть регенеративных патронов РП-2, запол-
ненных регенерирующим веществом. Патроны соединены между
собой воздуховодами. Для включения РУ-150/6 в действие не-
обходимо открыть клапаны 10 и 11 на воздуховодах; воздух
при включении вентилятора № 2 на рециркуляцию просасыва-
ется через установку.

Регенерация воздуха сопровождается выделением тепла,
вследствие чего воздух после регенерации разогревается до
200 °С. Поэтому после РУ-150/6 необходимо устанавливать воз-
духоохладитель Т₂.

Установка РУ-150/6 имеет следующие технические характе-
ристики: номинальный расход воздуха 150—225 м³/ч, сопротив-
ление — 490 Па, габариты 1555×840×1785 мм.

Установка входит в комплект ФВК-II, а также может применяться самостоятельно, должна монтироваться в отдельном помещении.

Герметические клапаны устанавливаются на всех воздуховодах, соединяющих систему с наружным воздухом, и плотно перекрывают воздуховоды.

Противовзрывные устройства (ПВУ) предназначены для защиты вентиляционных отверстий от проникания в сооружение ударной волны ядерного взрыва. В убежищах в качестве ПВУ применяются МЗС-1 (малая защитная секция), а также УЗС-8 и УЗС-25 (универсальные защитные секции). В таких конструкциях имеются поворачивающиеся лопасти (пластины), которые под действием ударной волны перекрывают отверстие.

Для погашения проскочившего в сооружение головного фронта ударной волны (до момента срабатывания АВУ), после ПВУ устраивается расширительная камера объемом от 0,5 до 6 м³.

ГЛАВА 15

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

15.1. Задача эксплуатации систем

Надежность, долговечность, экономичность и эффективность работы систем вентиляции и воздушного отопления в значительной степени определяются правильной эксплуатацией действующих систем и комплектующего оборудования. В связи с этим перед службой эксплуатации ставятся следующие основные задачи:

1) определение эффективности работы вентиляции путем измерения параметров воздушного потока в системах и в помещениях;

2) проведение испытаний и регулировок вентиляционных установок в плановые сроки;

3) подготовка систем к работе в соответствии с особенностями технологических процессов в помещениях и временем года;

4) контроль за работающим оборудованием;

5) своевременное и качественное техническое обслуживание систем и оборудования (профилактические осмотры, обнаружение и устранение неисправностей, текущий, планово-предупредительный и капитальный ремонты и др.);

6) всемерное снижение стоимости эксплуатации путем экономии электроэнергии, расходных материалов, увеличения межремонтных сроков и т. п.

7) соблюдение правил техники безопасности при эксплуатации.

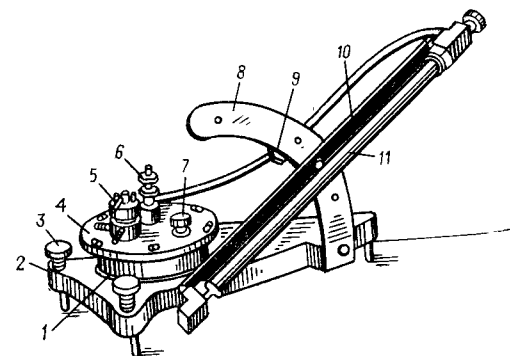
15.2. Измерение параметров воздушного потока

К числу контролируемых параметров воздушного потока в первую очередь относятся давление, скорость и расход воздуха, а также температурно-влажностные параметры.

Для измерения давлений воздуха в вентиляционных каналах, а также разности давлений в различных точках воздуховодов применяются микроманометры различных типов. Простейшим микроманометром является U-образная стеклянная трубка, заполненная какой-либо жидкостью до нулевой отметки. Если один конец трубки резиновым шлангом присоеди-

Рис. III.42. Микроманометр типа ММН

1 — резервуар; 2 — станина; 3 — регулировочные винты; 4 — крышка резервуара; 5 — ручка крана-переключателя; 6 — винт для установки уровня спирта в трубке к нулевому давлению шкалы; 7 — пробка; 8 — стойка; 9 — фиксатор; 10 — металлический кронштейн; 11 — стеклянная измерительная трубка



нить к точке измерения, то разность уровней жидкости в коленях трубки покажет величину измеряемого давления. Для более точных измерений микроманометры изготовляют с одной наклонной трубкой. Вторым «коленом» в этом случае является емкий резервуар.

В практике испытаний наибольшее распространение получил микроманометр типа ММН, точность которого позволяет измерить небольшие давления. Микроманометр типа ММН изображен на рис. III.42. Угол наклона трубки прибора можно менять, поднимая или опуская ее свободный конец, так регулируется точность и максимальная величина измеряемого давления. Для закрепления трубки на стойке имеется пять отверстий. Прибор заполняется этиловым спиртом.

По показаниям микроманометра давление определяется, Па, по формуле

$$p = 9,81lK, \quad (\text{III.56})$$

где l — отсчет по шкале в трубке прибора, мм; K — постоянная прибора, нанесенная у соответствующих отверстий на стойке.

При заливке в прибор жидкости с плотностью $\rho_{\text{ж}}$, отличающейся от плотности спирта, или при измерениях, проводимых

при температуре t , отличающейся от 20°C , фактическое давление p_ϕ должно быть пересчитано по формуле

$$p_\phi = \frac{p_{\text{ж}}}{0,81} \cdot \frac{p}{1 + \beta(t - 20)}, \quad (\text{III.57})$$

где p — величина, определяемая по формуле (III.56); β — коэффициент объемного расширения залитой жидкости (для спирта $\beta = 0,0011$, для воды $\beta = 0,00015$).

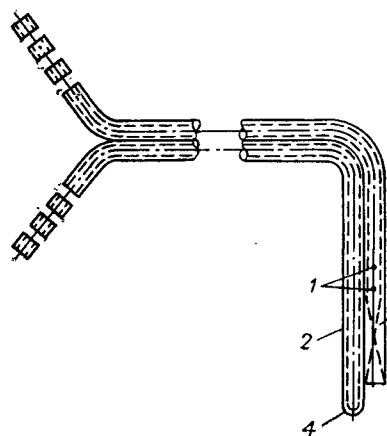
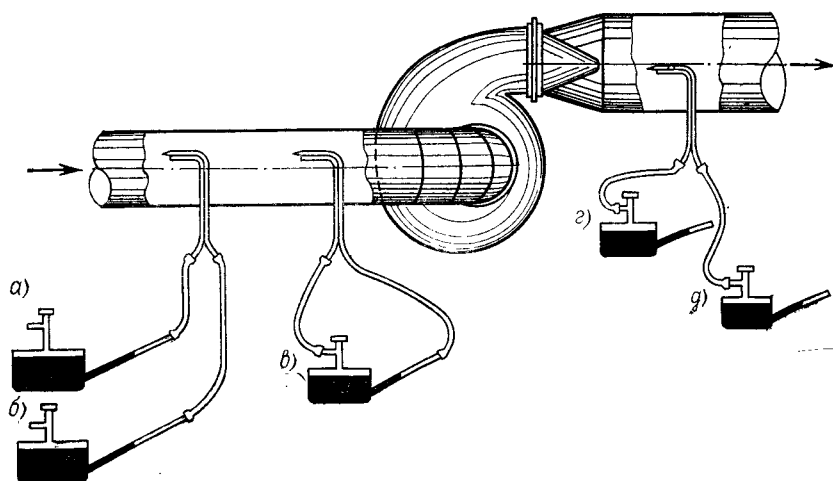


Рис. III.43. Пневмометрическая трубка МИОТ

1 — боковые отверстия в трубке статического давления; 2 — трубка полного давления; 3 — трубка статического давления; 4 — отверстие в трубке полного давления

Рис. III.44. Схемы присоединения пневмометрической трубки к микроманометру при замерах давления

а — статического на линии всасывания (отрицательного); б — полного на линии всасывания; в — динамического; г — статического на линии нагнетания; д — полного на линии нагнетания



Для восприятия давления в месте измерения и передачи его на микроманометр при испытаниях вентиляционных систем используются пневмометрические трубки со шлангами. На рис. III.43 представлена наиболее часто применяемая трубка МИОТ. Имеются и другие типы пневмометрических трубок, отличающиеся друг от друга конструктивным исполнением.

Пневмометрическая трубка устанавливается в потоке воздуха строго параллельно направлению его движения. Во избежание влияния возмущенных потоков сечения для измерений в воздуховодах выбираются на расстоянии не менее четырех-пяти диаметров за местным сопротивлением и не менее двух диаметров до последующего местного сопротивления. Концы пневмометрических трубок резиновыми шлангами присоединяются к микроманометру (рис. III.44).

Поскольку давления по сечению воздуховодов неодинаковы, измерение их производят способом прохождения полей, т. е. снятием показаний в нескольких точках по двум взаимно перпендикулярным осям. Пневмометрическая трубка вводится в воздуховод через специально предусматриваемые для этого боковые отверстия.

Поперечное сечение воздуховода в месте измерения условно разбивается на несколько равновеликих площадей. Воздуховоды круглого сечения делятся на ряд concentric равновеликих площадок, имеющих форму колец: при диаметре воздуховода до 200 мм — на 2÷3 площадки, при диаметре до 400 мм — 3÷4, до 700 мм — 5, более 700 мм — 5÷6. Прямоугольные воздуховоды разбиваются на площадки, близкие к квадрату; размер площадки не должен превышать 0,05 м².

Усредненные величины полного и статического давлений принимаются равными среднему арифметическому из замеренных в каждой точке, а среднее значение динамического давления определяется по формуле

$$p_d^{\text{ср}} = \left(\frac{\sqrt{p_{d1}} + \sqrt{p_{d2}} + \dots + \sqrt{p_{dn}}}{n} \right)^2, \quad (\text{III.58})$$

где p_{d1} , p_{d2} , p_{dn} — значения замеренных динамических давлений; n — число точек замеров.

Скорость движения воздуха в приточных и вытяжных отверстиях, воздуховодах, проемах стен и т. п. измеряется с помощью анемометров. На практике применяются ручные крыльчатые анемометры с пределами измерений скоростей воздуха от 0,2 до 5 м/с и чашечные (рис. III.45), предназначенные для измерения скоростей от 1 до 20 м/с.

При измерении крыльчатка или чашечка, находясь в потоке воздуха, приводятся во вращательное движение, счетный механизм отсчитывает на циферблате число оборотов крыльчатки или чашечек за 1—2 мин. Затем по числу оборотов за одну секунду с помощью тарировочного графика, который прилагается к каждому анемометру, определяют скорость.

На практике используются также электротермоанемометры типа ЛИОТ (рис. III.46), позволяющие одновременно измерять температуру воздуха и скорость его движения. Перемещающий датчик в сечении воздуховода по приведенным выше

правилам прохождения полей, можно определить истинное значение средней скорости воздуха.

В сечениях воздухопроводов, проемов, приточных и вытяжных отверстий анемометры должны устанавливаться строго перпендикулярно потоку воздуха.

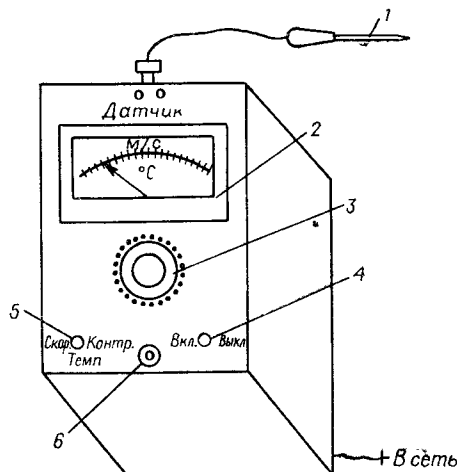
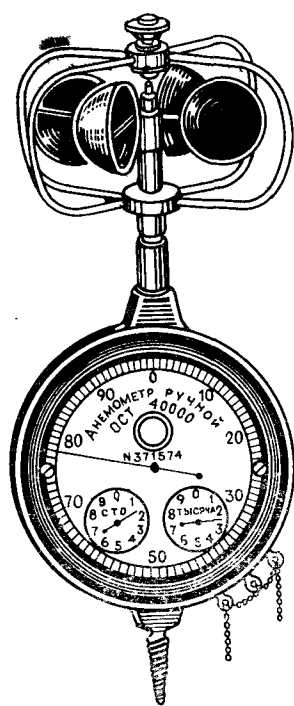


Рис. III.46. Электротермоанемометр

1 — датчик; 2 — шкала измерений; 3 — шкала корректировки; 4 — тумблер включения электросети; 5 — переключатель «скорость—температура»; 6 — рукоятка вывода стрелки прибора на контрольное положение

Рис. III.45. Чашечный анемометр

Скорость движения воздуха в воздуховоде может быть определена также косвенным путем через динамическое давление по выражению

$$v_{\text{ср}} = \sqrt{2p_{\text{д}}^{\text{ср}}/\rho_{\text{в}}}, \quad (\text{III.59})$$

где $p_{\text{д}}^{\text{ср}}$ — среднее значение замеренного динамического давления, Па [формула (III.58)]; $\rho_{\text{в}}$ — объемная масса воздуха, принимаемая по таблицам по температуре его в точке замера, кг/м³.

Расход воздуха V , м³/ч, через сечения воздухопроводов площадью $F_{\text{сеч}}$, м², вычисляется по формуле

$$V = 3600v_{\text{ср}}F_{\text{сеч}}. \quad (\text{III.60})$$

В вентиляционных отверстиях расход воздуха определяется по этой же формуле. В приточных отверстиях без решеток и направляющих лопаток скорость должна измеряться строго в плоскости отверстия, так как по мере удаления от этой плоскости площадь сечения потока будет изменяться.

В отверстиях с решеткой площадь сечения принимается равной

$$F_{\text{сеч}} = (F_{\text{ж}} + F_{\text{г}})/2, \quad (\text{III.61})$$

где $F_{\text{ж}}$ и $F_{\text{г}}$ — площади живого и габаритного сечений, м².

Количество воздуха, поступающего во всасывающее отверстие, определяется по формуле

$$V = 3600\kappa v_{\text{ср}}F_{\text{сеч}}, \quad (\text{III.62})$$

где κ — коэффициент поджатия струи, зависящий от скорости; при скоростях всасывания (0,75÷4), м/с, $\kappa = 0,76 \div 0,84$, причем при среднем значении $\kappa = 0,8$ ошибка не превышает $\pm (3 \div 4) \%$.

Если на одном воздуховоде имеются однотипные вентиляционные отверстия одинаковых размеров, то расход воздуха через отдельные отверстия будет

$$V_i = v_i V_{\text{общ}} / (v_1 + v_2 + \dots + v_n), \quad (\text{III.63})$$

где $V_{\text{общ}}$ — общий расход воздуха через все отверстия, замеренный в начале воздуховода, м³/ч; v_i — скорость воздуха в данном отверстии, м/с; $i = 1, 2, \dots, n$ — порядковые номера отверстий.

Расход воздуха через отдельные вентиляционные отверстия может быть определен как разность расходов воздуха в воздуховоде до и после отверстия. Для этого достаточно измерить скорость в этих сечениях воздуховода.

В проемах (воротах, дверях, аэрационных и других отверстиях) расход воздуха определяется раздельно в верхней и нижней зонах, так как направление потока в них будет различным. Сначала перемещением анемометра по сечению проема определяют в нем положение нейтральной зоны, где скорость равна нулю. Затем измеряют средние скорости потока в обоих направлениях. Для этого верхние и нижние части проема делят на равновеликие площадки и измеряют скорости в центре каждой площадки, а в расчет принимают среднее арифметическое значение скорости. Расход воздуха в каждом направлении определяется по формуле (III.60).

Температуру воздуха в воздуховоде измеряют ртутными термометрами, термопарами, электрическими термометрами сопротивления. Термометры и датчики вводят в воздуховод через отверстия и закрепляют в стенке резиновыми или другими пробками. Место установки термометра выбирают так, чтобы исключить его облучение калориферами или другими нагретыми поверхностями, а также в местах равномерного распределения температур по сечению. Последнее условие выполняется при измерении температур в сечениях, расположенных на расстоянии 5—6 диаметров воздуховода от места слияния потоков с различными температурами. При невозможности проведения измерений на таком участке (например, в коротких, но с большим поперечным сечением секциях центральных кондиционе-

ров) температуру следует измерять в центрах сечений с равновеликими площадями, количество и форма которых наиболее полно учитывают неравномерность поля температур в сечении, а за расчетную температуру принимать среднее арифметическое из показаний термометров.

Измерение относительной влажности воздуха в помещениях производится обычными методами. Для этого используются психрометры (рис. III.47).

Принцип их действия описан в § 1.11.

В аспирационном психрометре с помощью аспиратора, заводимого ключом, обеспечивается постоянная скорость движения воздуха у шариков термометров (2—3 м/с), благодаря чему не требуется поправка на скорость воздуха.

Относительную влажность воздуха в воздуховодах измеряют по такому же принципу, для чего в воздуховод помещают два термометра. Шарик одного из них обертывается материей, смачиваемой непосредственно перед измерением, или лучше поме-

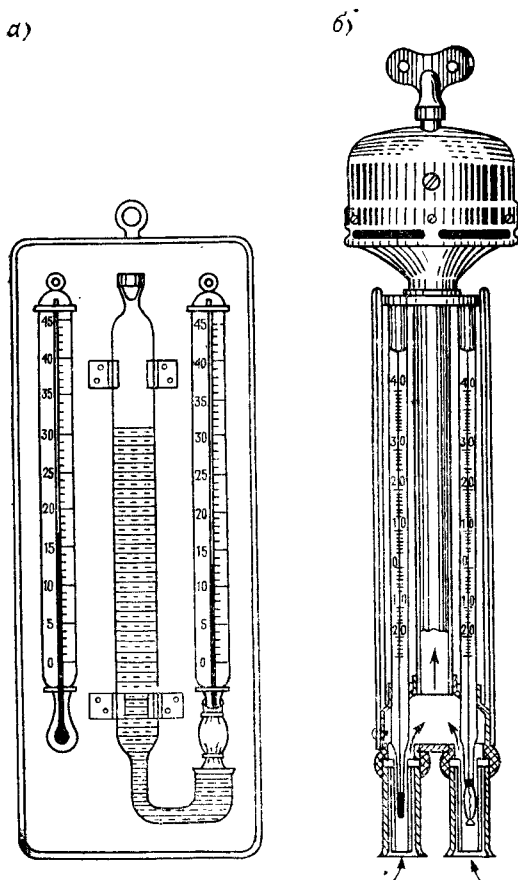


Рис. III.47. Психрометры
а — стационарный; б — переносной аспирационный

щаемой в прикрепленный к термометру резервуарчик с дистиллированной водой.

Для автоматической записи относительной влажности в помещениях в течение длительного времени применяются термографы (см. рис. II.80) и гигрографы. В конструкции гигрографа также имеется вращающийся барабан, а датчиком служит конский волос или специальная пленка, деформирующиеся при изменении влажности воздуха.

Измерение содержания пыли в воздухе — определение концентрации пыли, мг/м³, производится весовым методом, сущность которого заключается в том, что некоторый объем запыленного воздуха просасывается через фильтр, задерживающий пыль. По разности массы фильтра до и после просасывания воздуха вычисляют количество пыли.

В качестве пылеулавливателей применяют: фильтры АФА-В-18 и АФА-В-10, закрепленные в патроне (при определении пылесодержания в воздухе помещений и температуре воздуха до 60 °С); пылевые аллонжи, заполненные стекловолоком (при температуре воздуха выше 60 °С); стеклянные патроны конструкции НИИ газа (при отборе проб внутри воздуховодов).

Фильтры АФА-В-18 и аллонжи можно использовать также для отбора проб внутри воздуховодов. В этом случае исследуемый воздух направляется к фильтру с помощью пылеотборной трубки, помещаемой в воздуховод.

Содержание вредных газов и паров в воздухе помещений измеряется аспирационным или вакуумным методом. Пробы воздуха отбираются и анализируются специальными химическими методами.

Экспресс-анализ воздуха на содержание в нем некоторых часто встречающихся газо- и парообразных вредных веществ может выполняться с помощью специальных универсальных газоанализаторов.

15.3. Виды испытаний вентиляционных систем

Испытания и наладка систем вентиляции и воздушного отопления производятся перед сдачей их в эксплуатацию, а также периодически в процессе эксплуатации. Испытания должны выявить фактический режим работы систем и их оборудования, а наладка — обеспечить требуемую эффективность работы по поддержанию в помещении заданных параметров воздушной среды. В процессе наладки производится регулирование работы оборудования в соответствии с проектными (паспортными) характеристиками.

Различают технические испытания и испытания на эффективность (санитарно-гигиенические).

Технические испытания проводятся с целью проверки соответствия фактического режима работы системы расчетному и получения технических характеристик системы, необходимых для составления паспорта.

При технических испытаниях проверке подлежат: производительность, развиваемое давление и число оборотов рабочих колес вентиляторов, а также степень бесшумности их работы; фактическое распределение воздуха по всем участкам вентиляционной сети; герметичность воздуховодов; расход воздуха через вентиляционные отверстия; теплопроизводительность

калориферов и холодопроизводительность воздухоохладителей; температура приточного воздуха; расход и температура воды; количество испаряющейся и конденсирующейся влаги в увлажнителях и осушающих устройствах; степень очистки воздуха в воздухоочистных устройствах и их сопротивление; потребляемая мощность; число оборотов колес вентиляторов; исправность электродвигателей и другого электрического оборудования.

Измеренные значения указанных величин должны соответствовать проектным данным. Допустимые отклонения не должны превышать: по объему воздуха, проходящего через головные участки воздухопроводов общеобменных установок, — $\pm 10\%$; по объему воздуха, проходящего через приточные и вытяжные отверстия общеобменных установок, — $\pm 20\%$; по объему воздуха, проходящего через головные участки воздухопроводов местных установок, а также удаляемого местными отсосами, — $\pm 10\%$; по температуре приточного воздуха — $\pm 2^\circ$.

После завершения монтажа систем проводятся предпусковые технические испытания для выявления фактических параметров работы вентиляционных установок. Путем наладки и регулирования эти параметры необходимо довести до проектных значений с допустимыми отклонениями, указанными выше.

Предпусковые испытания, наладка систем и регулировка работы оборудования осуществляются организацией, выполняющей монтажные работы. В необходимых случаях эта работа поручается специализированной наладочной организации.

Предпусковые испытания должны быть закончены перед сдачей объекта в эксплуатацию. Работы по предпусковым испытаниям завершаются составлением «Акта на предпусковые испытания и регулировку вентиляционных установок» (на все вентиляционные установки объекта) и «Паспорта вентиляционной установки» (на каждую установку).

В ходе эксплуатации при необходимости проводят эксплуатационные технические испытания. Они осуществляются при нормальной нагрузке технологического оборудования и установившемся режиме выделения вредных веществ.

Такие испытания проводятся в следующих случаях: после ввода в эксплуатацию технологического оборудования в помещениях, оборудованных вентиляцией; при обнаружении несоответствия параметров внутреннего воздуха требованиям санитарных норм; после капитального ремонта или реконструкции вентиляционных установок.

Испытаниям должно предшествовать предварительное обследование установок, в процессе которого производится детальный осмотр отопительно-вентиляционных систем, проверяется соответствие их проектам, осуществляется визуальная оценка состояния систем, оборудования и ограждений (плотность дверных и оконных проемов, герметичность местных от-

сосов, трубопроводов и арматуры, технологических коммуникаций, состояние теплоизоляции и др.). Все обнаруженные недостатки заносятся в дефектную ведомость.

По результатам предварительного обследования определяется объем и составляется программа работ по устранению дефектов, испытанию и наладке вентиляционных установок.

Санитарно-гигиенические испытания и обследования проводятся для проверки соответствия состояния воздушной среды помещений требуемым нормам, а также для оценки эффективности работы вентиляции после ее наладки. Они осуществляются при расчетном режиме выделения вредных веществ в помещениях и работе вентиляции.

При проведении санитарно-гигиенических испытаний и обследований определяются: метеорологические условия в обслуживаемой зоне и на рабочих местах (температура, относительная влажность и подвижность воздуха), содержание в воздухе помещений пыли, газов и паров, количество вредных веществ в приточном воздухе и его параметры (температура и относительная влажность), общее количество поступающего и уходящего из помещений воздуха.

Такие испытания должны проводиться в различные периоды года в зависимости от вида вредных выделений: вредных газов и паров — в холодный период, тепловыделений — в теплый период; при одновременном выделении газа и тепла — в холодный период с проверкой теплового режима в теплый период.

До начала испытаний устанавливаются места для замеров и отбора проб воздуха. Количество контролируемых точек зависит от расположения рабочих мест в помещении, характера и мест выделения вредных веществ, схемы воздухообмена и других условий. На постоянных рабочих местах отбор проб производится из зоны дыхания людей, а на рабочих площадках и на выходе — на отметке 1,5 м от пола. Пробы приточного воздуха отбираются перед наружными воздухозаборными устройствами. При наличии фильтров пробы отбирают после них.

Метеопараметры воздуха в помещениях замеряют на высоте 1,5 м от пола или рабочей площадки, а приточного воздуха — у приточных отверстий. В каждой точке отбирают не менее двух проб (для каждого вида вредных веществ), причем при выделении нескольких газов и паров концентрацию необходимо определять для каждого из них.

В случаях, когда более 50 % людей находятся на постоянных местах, среднее содержание газо- и парообразных вредных веществ и средние значения метеопараметров определяются как средние арифметические из полученных значений на постоянных местах; в остальных случаях — как среднее арифметическое из всех полученных значений.

Температуры воздуха в рабочей зоне, а также воздуха, поступающего и уходящего из помещения, измеряют не менее

3 раз в течение одного дня обследования, причем продолжительность цикла измерений не должна превышать 1,5 ч.

В процессе санитарно-гигиенического обследования необходимо определять участки наибольших и наименьших значений содержания вредных веществ, отклонения от нормальных технологических процессов, нарушения в работе вентиляции и другие факторы, влияющие на изменение содержания вредных веществ в воздушной среде помещений.

Данные, полученные при санитарно-гигиенических обследованиях, являются основными для принятия решений об испытаниях и наладке вентиляционных установок, а при необходимости и их реконструкции.

15.4. Испытания и наладка вентиляционных установок

В программу работ по испытанию и наладке общеобменных систем вентиляции включаются: испытания и регулирование вентиляторов, испытание сети воздухопроводов и регулировка расхода воздуха на ее участках, а также испытание и регулировка калориферов, пылеулавливающих устройств, устройств естественной вентиляции, местных отсосов, воздушно-тепловых завес и т. д.

Испытание и регулирование вентиляторов. Целью испытания вентилятора является определение и сопоставление с проектными и каталожными данными фактического режима его работы. В процессе испытаний замеряются фактически создаваемое давление, производительность, число оборотов рабочего колеса и в некоторых случаях КПД. Указанные величины измеряются при полностью открытых регулирующих устройствах (шиберы, дроссель-клапаны и пр.).

Создаваемое давление и производительность замеряются на всасывающем и нагнетательном участках воздухопроводов в непосредственной близости от вентилятора с соблюдением следующих условий: при наличии непосредственно примыкающих к вентилятору прямолинейных участков воздухопроводов — в сечениях на расстоянии четырех-пяти диаметров за местным сопротивлением по ходу воздуха и двух диаметров до следующего местного сопротивления; при отсутствии прямолинейных участков — у всасывающего и нагнетательного патрубков. Полное фактическое давление $p_{п.ф.}$, создаваемое вентилятором, складывается из абсолютных значений полных давлений на линиях всасывания и нагнетания.

Производительность вентилятора определяется как на всасывающем, так и на нагнетательном участках по величинам замеренных динамических давлений и площади поперечного сечения (см. формулы (III.58) — (III.60)). Расхождение между расходами на обоих участках не должно превышать 5 %. Бóльшее расхождение указывает на наличие неплотности в вентиля-

торе или в местах соединений его патрубков с воздуховодами.

Фактическая производительность вентилятора $L_{ф.}$ принимается как среднее арифметическое из расходов воздуха на линиях всасывания и нагнетания.

Перед сопоставлением фактического режима работы вентилятора с каталожными данными величину замеренного полного давления $p_{п.ф.}$ следует привести к стандартным условиям по формуле

$$p_{станд} = p_{п.ф.} \frac{K(273 + t)}{293}, \quad (III.64)$$

где t — замеренная температура воздуха, °C; K — отношение нормального барометрического давления к измеренному.

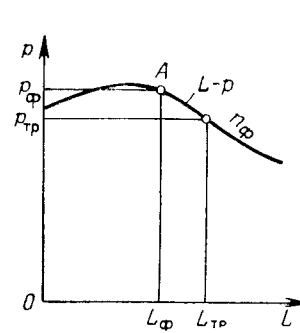


Рис. III.48. Проверка режима работы вентилятора

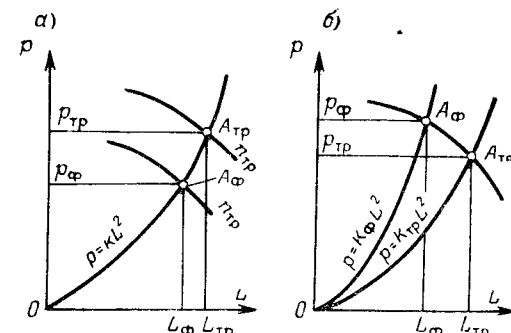


Рис. III.49. Методы регулировки вентиляторов
а — качественный; б — количественный

Частота вращения рабочего колеса вентилятора замеряется тахометром.

Данные испытаний вентилятора сопоставляются с каталожными данными и проектной производительностью следующим образом. На аэродинамической характеристике вентилятора (рис. III.48) наносится точка A , соответствующая фактическим значениям полного давления, приведенного к стандартным условиям, и производительности. Если точка A ложится на кривую $L-p$, соответствующую замеренной частоте вращения рабочего колеса $n_{ф.}$, то это значит, что вентилятор отвечает данным проекта. Отклонения от характеристики по давлению не должны превышать $\pm 5 \%$.

При больших значениях отклонений фактического давления от проектных $p_{тр}$ необходимо проверить правильность направления вращения рабочего колеса, величину зазора между колесом и всасывающим патрубком (не должна превышать 1 % от диаметра колеса), качество изгиба лопаток колеса и устранить выявленные дефекты.

Фактическая производительность L_{ϕ} вентилятора может отличаться от проектной $L_{тр}$ вследствие неисправности сети (засорения, ошибки в монтаже и т. п.), неправильности ее расчета.

Неисправности сети обнаруживаются путем ее осмотра и испытания. Если при устранении неисправностей производительность вентилятора остается ниже проектной, то производится его регулировка.

Производительность вентилятора можно регулировать путем изменения характеристики вентилятора (качественный метод) или характеристики сети (количественный метод).

Качественный метод регулировки заключается в изменении частоты вращения рабочего колеса вентилятора, так как производительность вентилятора изменяется пропорционально числу оборотов:

Требуемое число оборотов $n_{тр}$ для достижения $L_{тр}$ составляет

$$n_{тр} = n_{\phi} L_{тр} / L_{\phi} \quad (III.65)$$

и зависит от диаметра шкива двигателя.

При наложении характеристики сети* на характеристику вентилятора (рис. III.49, а) устанавливаются требуемые значения числа оборотов $n_{тр}$ и полного давления $p_{тр}$ при неизменной характеристике сети.

Изменение частоты вращения рабочего колеса вентилятора может быть достигнуто изменением либо частоты вращения ротора электродвигателя, либо диаметров шкивов при клиноременной передаче. При этом, однако, следует помнить, что потребляемая мощность растет в кубической зависимости от числа оборотов. В связи с этим при необходимости значительного увеличения производительности экономически более целесообразной оказывается замена вентилятора или реконструкция сети для изменения ее характеристики.

При количественном методе регулирования производительности вентилятора осуществляется изменением характеристики сети. Это достигается изменением отверстий диафрагм, дроссель-клапанов, шиберов, постановкой дополнительных дроселирующих устройств и, как крайнее средство, изменением сечений воздухопроводов. В этом случае сеть будет иметь другую характеристику (рис. III.49, б) и новые значения $L_{тр}$ и $p_{тр}$, соответствующие точке $A_{тр}$.

Испытание воздухопроводной сети и наладка расхода воздуха по ее участкам. Основными задачами аэродинамического (технического) испытания сети являются: определение расходов

* Характеристикой сети называется зависимость полных давлений в сети от расхода воздуха. Графически она представляет собой квадратическую параболу и выражается уравнением $p = KL^2$, где K — постоянный для данной сети коэффициент.

воздуха в отдельных ответвлениях сети и вентиляционных отверстиях; нахождение динамического и полного давлений в характерных точках сети и потерь полного давления на участках; проверка герметичности воздухопроводов. Испытанию воздухопроводной сети должны предшествовать испытания и наладка вентиляторного агрегата.

Давления и скорости движения воздуха измеряются в таких точках, чтобы можно было рассчитать потери давления, а также расходы воздуха на необходимых участках и в ответвлениях вентиляционной сети.

Потеря давления на участке (ответвлении) определяется как разность полных давлений в начале и в конце его. Герметичность воздухопроводов проверяется по соблюдению баланса в расходах воздуха, поступающего из вентилятора и выходящего (входящего) из всех вентиляционных отверстий. Общий объем подсосов или утечек воздуха не должен превышать 10 % от фактической производительности вентилятора.

Измеренные величины расходов воздуха и полных давлений сравнивают с проектными данными. Если при этом расхождение в расходах воздуха по ответвлениям и отверстиям оказывается больше 10 %, то производят наладку вентиляционной сети.

Распределение воздуха по участкам и отверстиям регулируется изменением сопротивлений на соответствующих участках или в отверстиях. В качестве регулирующих устройств применяются диафрагмы, дроссель-клапаны, шиберы и т. п. Требуемое положение дроссель-клапана или шиберов можно определить методом попыток или расчетом по величине требуемого динамического давления перед или за сопротивлением.

Обычно применяются два способа наладки сети:

способ последовательного уравнивания отношения фактического расхода воздуха к проектному;

способ постепенного приближения к заданному отношению фактического и проектного расходов воздуха.

При первом способе наладка осуществляется в два этапа: сначала по отверстиям каждой ветви, затем по всем ветвям сети. При этом добиваются одинакового отношения $L_{\phi}/L_{тр}$ во всех отверстиях и во всех ветвях сети.

На первом этапе выбирают два последних наиболее удаленных от вентилятора отверстия и уравнивают в них отношения фактического расхода к проектному, добиваясь некоторого значения $(L_{\phi}/L_{тр})_1$. Затем, принимая в дальнейшем эти отверстия за единое, производят их наладку с соседним отверстием, в результате чего все три крайние отверстия оказываются налаженными на отношение $(L_{\phi}/L_{тр})_2$ и т. д.

Таким образом, производится наладка по всем отверстиям всей ветки с $L_{\phi}/L_{тр} = (L_{\phi}/L_{тр})_n$. Аналогично поступают при наладке других ветвей. После наладки по всем отверстиям

осуществляют повторное измерение расходов воздуха по ветвям. Наладку расхода воздуха по ветвям следует производить аналогичным образом, начиная с наиболее удаленной ветви.

При втором способе наладку производят на отношение фактического и проектного расходов воздуха, равное 0,8—0,9. Вначале приблизительно добиваются заданного отношения расходов воздуха по ветвям сети, а затем по отдельным отверстиям. После этого вновь повторяют и корректируют распределение воздуха по ветвям и по отверстиям до тех пор, пока расхождение между фактическим и проектным расходами в каждом отверстии будет не более $\pm 20\%$.

Испытание и наладка калориферов. Целью испытания калориферов является определение их фактической теплопроводности и сравнение ее с проектной.

Перед испытаниями необходимо очистить калорифер от пыли и довести расход воздуха через него до расчетного, затем включить подачу теплоносителя и довести его параметры до требуемых по температурному графику или значению давления пара по проекту.

Испытание калориферов производят при установившемся состоянии температур теплоносителя и воздуха после калориферов, что достигается примерно через 20 мин после включения их подачи.

В процессе испытаний измеряют: температуру воздуха до ($t_{н.ф}$) и после ($t_{к.ф}$) калорифера, °С; расход воздуха через установку (L , м³/ч); температуру воды на входе ($t_{г.ф}$) и выходе ($t_{о.ф}$), °С; расход воды или пара (G , кг/ч); сопротивление калорифера проходу воздуха Δp , Па.

Фактическая теплопроизводительность калорифера определяется по формуле

$$Q_{\phi} = Gc_{\phi}(t_{к.ф} - t_{н.ф}). \quad (\text{III.66})$$

Полученное значение Q_{ϕ} сравнивается с расчетной теплопроизводительностью (приведенной к расчетным условиям): при теплоносителе — воде

$$Q_{\phi.р} = Q_{\phi} \frac{t_{г.р} + t_{о.р} - 2t_{р}}{t_{г.ф} + t_{о.ф} - 2t_{н.ф}}; \quad (\text{III.67})$$

при теплоносителе — паре

$$Q_{\phi.р} = Q_{\phi} \frac{t_{п.р} - t_{р}}{t_{п.ф} - t_{н.ф}}, \quad (\text{III.68})$$

где $t_{р}$ — расчетная температура наружного воздуха, °С; $t_{г.р}$, $t_{о.р}$, $t_{п.р}$ — расчетные температуры соответственно горячей и обратной воды и пара, °С.

Если фактическая теплопроизводительность калорифера окажется отличной от расчетной, необходима наладка его теплоотдачи.

Увеличение теплоотдачи калориферной установки может быть достигнуто изменением расхода теплоносителя или его

начальной температуры. Если возможности каждого из этих способов ограничены и не дают нужного результата или полностью отсутствуют, то необходима реконструкция калориферной установки (изменение схемы установки, числа калориферов, их типа). Снижение теплоотдачи калорифера может быть получено путем пропуска части воздуха по обводному каналу или включением отдельных калориферов.

Сопротивление калорифера проходу воздуха определяется разностью полных давлений до и после него.

15.5. Техническое обслуживание систем вентиляции

Подготовка систем к работе в зимний и летний периоды. Условия и режимы работы систем вентиляции по временам года неодинаковы, так как производительность калориферов и вентиляторов в теплый и холодный периоды года различна.

При подготовке систем и оборудования к зимней эксплуатации необходимо: защитить помещения от проникания холодного воздуха через двери, неплотности в ограждающих конструкциях, вентиляционные и другие отверстия; проверить состояние утепленных клапанов в вентиляционных отверстиях и исправность систем управления ими; техническое состояние калориферов, трубопроводов теплоносителя, конденсатоотводчиков, арматуры; очистить их от пыли и промыть (непосредственно перед началом зимней эксплуатации следует произвести пробный пуск установки); разработать мероприятия, предотвращающие замерзание водяных калориферов при аварийном прекращении подачи теплоносителя; проверить исправность теплоизоляции воздуховодов наружного воздуха; промыть и зарядить масляные фильтры маслом с низкой температурой замерзания.

Перед началом летней эксплуатации следует предусмотреть возможность естественной вентиляции помещений через открываемые проемы. В районах с жарким климатом, где возможен перегрев помещений в результате действия солнечной радиации, следует предусмотреть ряд защитных мероприятий: забеливание облучаемых поверхностей, устройство тентов, орошаемых кровель и т. п.

Включение и выключение систем. Системы вентиляции должны включаться и выключаться с соблюдением определенных правил и последовательности пуска отдельных агрегатов и устройств. Несоблюдение этих правил может привести к нарушениям режима работы систем, порче оборудования, авариям.

При работе с системами вентиляции необходимо руководствоваться следующими основными правилами:

включение приточных и общеобменных вытяжных установок следует производить за 10—15 мин до начала работы цеха, при этом сначала включаются вытяжные установки, а затем

приточные (в помещениях с подпором порядок включения обратный);

выключение приточных и общеобменных вытяжных установок осуществляется через 10—20 мин после окончания работ в помещении, за исключением помещений с влаговыведениями, где вентиляция должна работать непрерывно до просушки строительных конструкций;

местные вытяжные установки должны включаться за 3—5 мин до начала работы технологического оборудования и выключаться через 3—5 мин после окончания его работы.

Порядок включения и выключения систем определяется инструкцией по эксплуатации, утвержденной органами санитарной и пожарной инспекций, и в зависимости от местных условий может отклоняться от указанных выше правил.

Перед включением системы в работу необходимо: проверить исходное положение выключателей, ключей и тумблеров на пульте управления, а также исходное положение воздушных клапанов, шиберов, вентилей, положение утепленного клапана (должен быть зимой закрыт, летом — открыт); убедиться в плотности закрытия камер и люков, отсутствии посторонних предметов в камерах и оборудовании; проверить подачу теплоносителя к калориферам, параметры тепло- и хладоносителя; убедиться в исправности передач от двигателей к вентиляторам.

После включения системы проверяются открытие проходных клапанов в воздуховодах, работа фильтров, вентиляторов, показания термометра за калорифером, соответствие показаний контрольно-измерительных приборов заданному режиму.

После выключения систем необходимо убедиться в закрытии утепленных клапанов (в зимний период), остановке самоочищающихся фильтров, включении системы автоматической защиты калориферов от замерзания (обеспечивает постоянную циркуляцию теплоносителя через калорифер). При ее отсутствии необходимо открыть вентили (краны, задвижки) на обводных линиях у регулирующих клапанов для обеспечения постоянного минимального притока теплоносителя в калориферы.

Калориферы, работающие на паре, практически редко замораживаются, поэтому они выключаются полностью, но после полного слива из них конденсата.

Если системы вентиляции 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 и оборудования. В процессе контроля проверяют эффективность работы систем и исправность работающего оборудования. Контроль заключается в измерении параметров воздушной среды в помещениях в про-

цессе работы систем. В случае отклонений фактических параметров воздуха от заданных необходимо найти и устранить причины, их вызывающие. Контроль за исправностью рабочего оборудования осуществляется дежурным персоналом.

Обслуживание вентиляторов. Вентиляторы должны иметь плавный и бесшумный ход. Наличие шума свидетельствует о ненормальной их работе. Причинами возникновения шума могут быть износ подшипников, ослабление креплений, поломка рабочего колеса, вмятины на корпусе или в лопатках, нарушение соосности валов вентилятора и электродвигателя, посторонние предметы в кожухе и т. п.

Рабочее колесо радиального вентилятора должно вращаться по направлению раскрутки спирали кожуха, а в осевых реверсивных вентиляторах — вперед вогнутой стороной лопаток. Надо тщательно следить за балансировкой рабочего колеса вентилятора, так как разбалансировка, биение вызывают не только излишний шум, но могут привести и к аварии. Хорошо сбалансированное рабочее колесо после проворачивания должно останавливаться в разных положениях.

Периодически необходимо проверять зазоры между кромкой рабочего колеса и кожухом как в радиальном направлении, так и в направлении оси вала, а также температуру подшипников, которая не должна превышать 60 °С, состояние соединений валов вентилятора и электродвигателя.

Открытые всасывающие отверстия вентиляторов должны иметь защитную металлическую сетку с ячейками 25—50 мм.

Электродвигатели вентиляторов, насосов, органов управления и т. п. должны обслуживаться в соответствии с правилами эксплуатации электрооборудования по специальным инструкциям.

Обслуживание калориферов. При работе с калориферами следует строго соблюдать правила их эксплуатации. В противном случае возможно замораживание водяных и даже взрыв паровых калориферов. Рекомендуется составить специальную инструкцию по эксплуатации этих установок с указанием порядка их включения и выключения, регулирования теплоотдачи, технического обслуживания, мер борьбы с замораживанием и т. п.

Последовательность включения и выключения калориферов должна быть следующей.

Для включения калориферов, работающих на воде, необходимо:

перекрыть спуск воды в нижней точке систем и трубопроводов калорифера; постепенно открыть запорную арматуру на обратном трубопроводе теплоносителя; открыть кран для выпуска воздуха в верхней точке трубной обвязки калорифера и после появления непрерывной струи воды закрыть его; открыть запорную арматуру на подающем трубопроводе теплоносителя;

убедиться в отсутствии подтеканий и парений; проверить температуру теплоносителя на подающей линии (если температура теплоносителя окажется значительно ниже требуемой по графику отпуска тепла, то включение вентиляции не допускается).

Для выключения калорифера надо сначала закрыть запорную арматуру на подающем трубопроводе — к калориферу, а затем на обратном трубопроводе — от калорифера. После этого открыть спускные устройства для слива воды и кран для выпуска воздуха.

Следует отметить, что калориферы, работающие на воде, полностью выключаются и из них сливается вода только при остановке на длительный период. При кратковременных остановках снижается только подача теплоносителя до пределов, устраняющих замораживание калориферов. В процессе работы водяных калориферов необходимо периодически выпускать воздух, скапливающийся в верхней части обвязки.

Для включения калориферов, работающих на паре, необходимо:

перекрыть проход через конденсатоотводчик и открыть проход через обводный канал; открыть контрольный ventиль, установленный после конденсатоотводчика; постепенно открыть паровой ventиль на паропроводе; после выпуска воздуха и появления пара закрыть контрольный ventиль; открыть проход пара через конденсатоотводчик и закрыть обводный канал.

Для включения этих калориферов надо прежде всего закрыть паровой ventиль на паропроводе, затем последовательно открыть обводный канал конденсатоотводчика и контрольный ventиль, после этого закрыть проход через конденсатоотводчик.

При длительной остановке калорифера необходимо вывернуть пробку в нижней части конденсатоотводчика для слива конденсата.

В процессе эксплуатации калориферов надо систематически следить за тем, чтобы между ними и строительными ограждениями не было зазоров; имеющиеся зазоры должны быть заделаны несгораемыми материалами.

Оребрение калориферов следует очищать от загрязнений струей сжатого воздуха, а при наличии плотно слежавшихся отложений — гидropневматическим способом.

Выявленные при систематических осмотрах парения и подтекания во всех узлах водяной или паровой установки должны быть немедленно устранены. Погнутые пластинки калориферов надо исправлять без нарушения оцинковки.

Обслуживание фильтров. Фильтры в процессе эксплуатации постепенно засоряются. Очистка их от загрязнений и перезарядка производятся в сроки, установленные рабочей инструкцией, или при достижении предельно допустимого сопротивления потоку воздуха.

Ячейковые масляные фильтры должны легко и плотно вставляться в установленные рамки; зазоры между рамками, а также между рамками и строительными конструкциями должны быть заделаны.

Очистка загрязненных фильтров и их перезарядка производятся в изолированном помещении. Сначала пыль из фильтров вытряхивают легким постукиванием деревянным молотком по корпусу фильтра, затем ячейку помещают в бак с 100 %-ным раствором каустической соды с температурой 60—70 °С, после чего промывают в баке с чистой горячей водой (40—50 °С) и просушивают.

Зарядка фильтра производится путем многократного погружения ячейки в масляную ванну. Затем для стока избытка масла ячейки подвешивают над ванной на сутки.

При обслуживании самоочищающихся фильтров следят за наличием масла в поддоне, его чистотой, исправностью привода фильтра, правильным направлением движения панелей (наружные панели должны двигаться сверху вниз).

Ремонт вентиляционных установок. Одной из мер, обеспечивающих долговечность и исправность работы вентиляционных установок, является планово-предупредительный ремонт (ППР), включающий плановые осмотры, текущие и плановые средние ремонты.

Плановые осмотры производятся для установления технического состояния вентиляционного оборудования и выявления дефектов, подлежащих устранению при очередном ремонте. При текущем и средних ремонтах устраняются отдельные дефекты и неисправности, производится замена изношенных деталей, очистка от пылевых и иных отложений, устранение неплотностей. Основные работы при этом выполняются на месте размещения вентиляционных установок. После проведения планового среднего ремонта проверяют работу всей вентиляционной установки.

Капитальный ремонт выполняется по мере необходимости по отдельным месячным заданиям. При этом производят демонтаж основного оборудования, его ремонт в мастерских, частичную замену оборудования или отдельных его частей, демонтаж и монтаж воздухопроводов, окраску всей сети и т. п. После капитального ремонта всей системы следует произвести ее регулирование и санитарно-гигиенические испытания, результаты испытаний должны быть занесены в паспорт вентиляционной установки.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

16.1. Сущность кондиционирования воздуха и классификация систем кондиционирования

Задачей кондиционирования воздуха является поддержание состояния воздушной среды в помещениях в соответствии с потребностями людей или иногда технологией производства. В определенной мере эту же задачу решает и система вентиляции, рассчитываемая на ассимиляцию и удаление вредностей, выделяющихся в помещениях. Однако не оборудованная комплексом устройств для кондиционирования воздуха вентиляция не может обеспечить поддержание заданного состояния воздуха в помещениях при меняющихся условиях наружного воздуха и режимах выделения вредностей в помещениях.

Таким образом, под кондиционированием воздуха понимают автоматическое поддержание параметров воздуха в помещениях. В системах кондиционирования эта задача решается по принципу общеобменной вентиляции с регулированием количества и параметров приточного воздуха в соответствии с режимом его изменения в помещениях. Поддержание необходимого газового состава и чистоты воздуха в помещениях обеспечивается при этом назначением соответствующего воздухообмена и очисткой вентиляционного воздуха, поддержание необходимых температурно-влажностных параметров — назначением воздухообмена и регулируемой тепловлажностной обработкой приточного воздуха. При наличии специальных требований системы кондиционирования могут осуществлять очистку воздуха от запахов, придание специальных запахов, ионизацию и т. д.

Приготовление приточного воздуха в системах кондиционирования осуществляется в специальных устройствах — кондиционерах, включающих в себя комплекс технических средств по требуемой обработке воздуха. В типовых кондиционерах, выпускаемых промышленностью, обеспечивается очистка и регулируемая обработка воздуха по температурно-влажностным параметрам.

Процесс поддержания в помещениях системой кондиционирования заданных температурно-влажностных параметров воздушной среды можно показать на Id -диаграмме следующей схемой.

Пусть заданное состояние воздушной среды в помещении характеризуется точкой C (рис. III.50). При избыточном выделении теплоты Q и водяного пара G_n в помещении возникает процесс CX , вызывающий изменение этого состояния воздуха. Для поддержания заданного состояния воздуха C неизменной система кондиционирования должна процессу CX про-

тивопоставить обращенный процесс CY так, чтобы последний нейтрализовал CX .

Создание процесса CY достигается подачей в помещение воздуха с параметрами точки B , лежащей на луче CY , для которой величина $\Delta t = t_c - t_b$ не превышала бы допустимой разницы температур между приточным и внутренним воздухом в помещении. Тогда приточный воздух, воспринимая выделяющееся тепло-и влагоизбытки, будет менять свое состояние по лучу BX . Количество воздуха должно быть таким, чтобы его состояние в помещении не изменилось бы далее точки C .

Исходя из этого расход приточного воздуха G , кг/ч, должен быть

$$G = Q_{изб} / (I_c - I_B), \quad (III.69)$$

где $Q_{изб}$ выражается в кДж/ч.

Полученное количество G должно быть проверено также на ассимиляцию газовых вредностей и пыли в соответствии с выражением (III.14). *стр 218*

В качестве приточного в системах кондиционирования используется воздух наружный, внутренний или их смесь.

В этих случаях, за редким исключением, параметры воздуха, забираемого для его кондиционирования (точка A), не соответствуют требуемым параметрам приточного воздуха (точка B). Следовательно, в системе кондиционирования воздух, забираемый для кондиционирования с произвольными изменяющимися во времени параметрами, должен обрабатываться до требуемого состояния приточного воздуха, т. е. необходима регулируемая тепловлажностная обработка в соответствии с лучом процесса AB .

Положение точки A для разных периодов года, времени суток и изменений погоды меняется. Кроме того, с изменением режима выделения вредностей в помещении меняется и направление луча процесса CX , а следовательно, и положение точки B . Таким образом, взаимное положение точек A и B направление в Id -диаграмме луча AB процесса обработки воздуха могут быть весьма разнообразными.

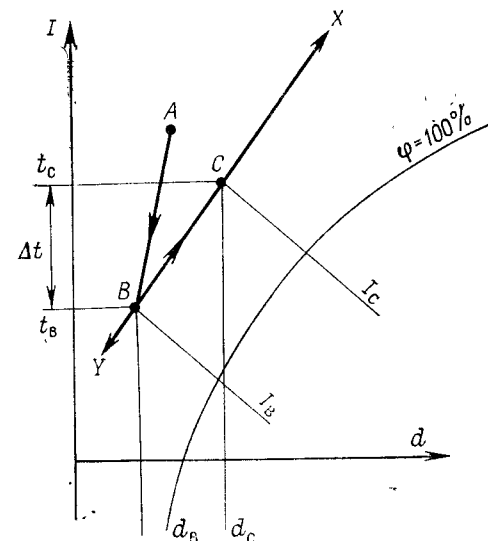


Рис. III.50. Расчетная схема задачи кондиционирования воздуха

В зависимости от возможного взаиморасположения точек *A* и *B* комплекс приборов по тепловлажностной обработке воздуха должен обеспечивать его нагревание, охлаждение, увлажнение, осушение или комбинацию некоторых из этих процессов. С этой целью в кондиционерах устанавливаются воздухонагреватели, воздухоохладители, камеры орошения воздуха водой и другие устройства.

В воздухонагревателях (калориферах) осуществляется сухое нагревание воздуха, в воздухоохладителях (калориферного типа) — охлаждение и охлаждение с осушением, в камерах орошения в результате тепло- и массообмена между воздухом и водой может происходить охлаждение, осушение, увлажнение воздуха, а также увлажнение с нагреванием, охлаждение с увлажнением или с осушением. Для осушения воздуха иногда применяют твердые или жидкие сорбенты, поглощающие влагу.

При проектировании тепловлажностной обработки воздуха в системах кондиционирования воздуха в качестве исходных данных принимают расчетные внутренний (микроклимат) и наружный климат.

Внутренний расчетный климат для проектирования систем кондиционирования в жилых, общественных и производственных зданиях, принимается по допустимым и оптимальным параметрам в соответствии с требованиями СНиП II-33-75 и ГОСТ 12.1.005-76. Значения этих параметров даются для холодного, переходного и теплого периодов года.

Наружный расчетный климат принимается по параметрам *A*, *B* или *B* (см. СНиП II-33-75) в зависимости от вида и назначения систем кондиционирования. При этом нормами предусматриваются для теплого и холодного периодов года расчетные значения температуры и теплосодержания воздуха.

Практика показывает, что максимальная возможная в некоторые периоды относительная влажность наружного воздуха для большинства районов СССР может быть принята равной 95—100 %, а минимальная влажность меняется в течение года и редко опускается ниже 30 %. Если известны для данной местности максимальные летние значения влагосодержания $d_{\text{расч}}^{\text{max}}$, то годовой наружный климат может быть изображен фигурой *avcdef* (рис. III.51).

В расчетах и особенно при построении на *Id*-диаграмме процессов обработки воздуха в системах кондиционирования используют так называемую климатическую кривую, показывающую осредненное значение наружного климата по данным многолетних наблюдений (пунктирная линия на рис. III.51).

В зависимости от выполняемых задач, периодичности работы и других факторов системы кондиционирования могут иметь различные схемы обработки воздуха, компоновку составляющих элементов и устройств, а также конструктивное оформление.

В общем случае в систему кондиционирования входят (рис. III.52): кондиционер, предназначенный для обработки воздуха (тепловлажностная обработка, очистка); воздухозаборная и

Рис. III.51. Расчетный климат для проектирования систем кондиционирования воздуха

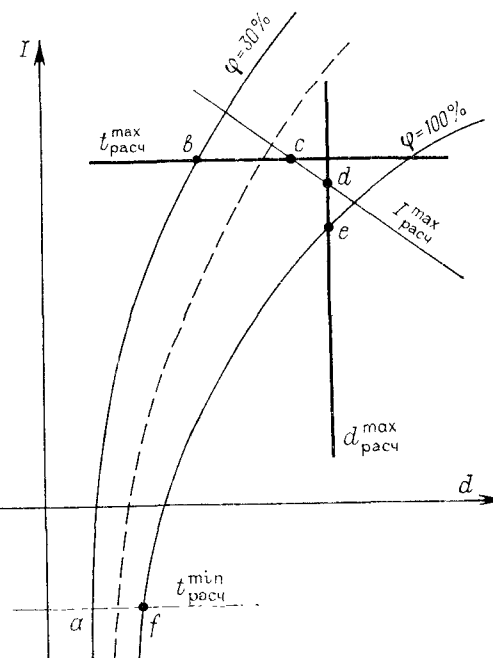
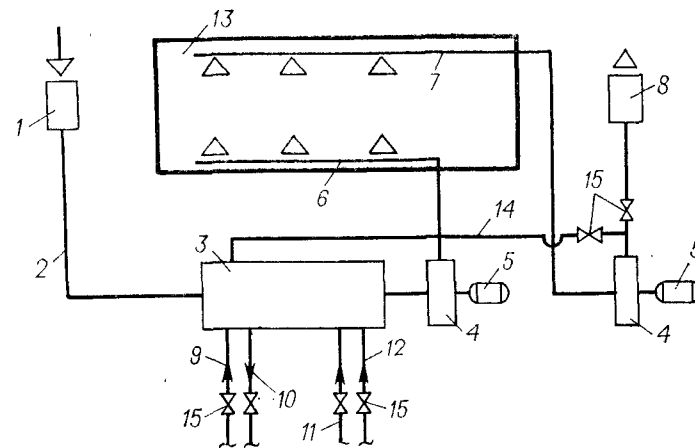


Рис. III.52. Схема системы кондиционирования

1 — воздухозаборное устройство; 2 — воздухозаборная шахта и каналы для подачи наружного воздуха в кондиционер; 3 — кондиционер для обработки приточного воздуха; 4 — вентилятор; 5 — электродвигатель; 6 — воздухопроводы с устройствами для раздачи приточного воздуха; 7 — воздухопроводы для вытяжного воздуха; 8 — воздуховыбросное устройство; 9 — подающий трубопровод от системы теплоснабжения; 10 — обратный трубопровод системы теплоснабжения; 11 — подающий трубопровод системы холодоснабжения; 12 — обратный трубопровод системы холодоснабжения; 13 — кондиционируемое помещение; 14 — воздуховод рециркуляционного воздуха; 15 — запорно-регулирующая арматура и устройства на трубопроводах и в воздуховодах



распределяющая сеть воздуховодов; вентиляторные агрегаты (вентиляторы, электродвигатели) для транспортирования воздуха; системы тепло- и холодоснабжения для обеспечения кондиционера теплом и холодом нужных параметров; запорно-ре-

гулирующие устройства на воздушных каналах, трубопроводах систем тепло- и холодоснабжения; система автоматического регулирования, блокировки, защиты калориферов от замерзания и др.

Системы кондиционирования могут иметь полный или сокращенный набор составляющих элементов и устройств, определяемый различным назначением таких систем, применяемых в жилых, общественных и производственных зданиях.

Системы кондиционирования воздуха можно классифицировать по нескольким признакам.

По назначению системы кондиционирования подразделяются на комфортные, технологические и комфортно-технологические. Первые предназначены для обеспечения оптимальных (комфортных) санитарно-гигиенических условий для людей и применяются в жилых, общественных и промышленных зданиях. Технологические системы должны обеспечивать поддержание в производственных помещениях условий воздушной среды, необходимых для выполнения технологических процессов, надежности работы оборудования, хранения изделий и т. п. В некоторых случаях создают локальные системы технологического кондиционирования, обеспечивающие нужные условия воздушной среды, непосредственно у технологического оборудования или внутри его. Комфортно-технологические системы обеспечивают необходимые параметры воздушной среды для людей и технологического оборудования.

По сезонности обеспечения требуемых параметров воздуха в помещениях системы кондиционирования подразделяются на круглогодичные и сезонные: круглогодичные системы обеспечивают режим во все периоды года, сезонные — в один из периодов (теплый или холодный), в зависимости от климатических особенностей района.

По месту обработки воздуха системы кондиционирования могут быть центральными и местными: в центральных системах воздух обрабатывается в кондиционерах, размещаемых в отдельных помещениях, и по системе воздухопроводов подается в обслуживаемые данной системой помещения, в местных — кондиционер располагается в обслуживаемом им помещении.

В больших общественных и промышленных зданиях иногда применяют комбинированные (многозональные) системы. В этом случае первичная обработка воздуха осуществляется в центральных кондиционерах, а приведение параметров приточного воздуха в соответствие с требованиями для каждого помещения — в местных доводчиках. В однозональных системах обработка наружного воздуха до необходимых параметров приточного воздуха осуществляется окончательно в центральном кондиционере. Такая схема применима в случаях, когда во все помещения можно подавать воздух с одинаковыми параметрами.

По принципу централизации систем тепло- и холодоснабжения системы кондиционирования воздуха подразделяются на автономные и неавтономные; в автономных системах каждый кондиционер имеет свою систему тепло- и холодоснабжения, в неавтономных — тепло и холод готовятся централизованно и по трубопроводам подводятся к кондиционерам.

В зависимости от использования наружного и рециркуляционного воздуха из помещений системы кондиционирования бывают прямоточные и с рециркуляцией воздуха. В прямоточных системах используется только наружный воздух, который обрабатывается в кондиционере, подается в помещения и после отработки в них выбрасывается наружу. В системах с рециркуляцией в кондиционер поступает наружный воздух и воздух из помещений. После обработки смесь подается в кондиционируемые помещения, откуда воздух частично выбрасывается наружу, а частично вновь подается в кондиционер на рециркуляцию. Существуют системы кондиционирования, где используется только рециркуляционный воздух из помещений, который после обработки в кондиционере вновь поступает в них.

16.2. Тепло- и массообмен между воздухом и водой в камерах орошения

В системах кондиционирования широкое распространение получила обработка воздуха водой, основанная на том, что при соприкосновении воздуха с открытой поверхностью воды в общем случае происходит перенос массы вещества (влаги) и теплоты, сопровождающийся изменением его тепловлажностного состояния.

Перенос влаги происходит вследствие ее испарения с открытой поверхности воды или конденсации из воздуха у поверхности воды; в соответствии с этим влагосодержание воздуха увеличивается или уменьшается.

Направление переноса влаги зависит от количества водяных паров в воздухе и температуры поверхности воды. При температуре поверхности воды ниже температуры точки росы воздуха последний при соприкосновении с водой охлаждается и водяной пар в нем превращается в конденсат, переходящий (выпадающий) из воздуха в воду. В результате воздух осушается. При температуре поверхности воды выше точки росы воздуха будет происходить обратный процесс, приводящий к испарению воды и увлажнению воздуха.

Количество переносимой влаги (пара) при контакте воздуха и воды g_n , кг/(м²·ч), можно определить по формуле Дальтона (для единичной поверхности):

$$g_n = \beta (p_{\text{нас}} - p_{\text{нач}}) \cdot 1013/p_6. \quad (\text{III.70})$$

где $p_{\text{нас}}$ — парциальное давление паров у поверхности жидкости (при 100%-ном насыщении и фактической температуре поверхности жидкости),

Па; $p_{нач}$ — парциальное давление паров воды в окружающем воздухе до контакта с водой, Па; β — коэффициент массообмена, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па})$; p_6 — барометрическое давление воздуха, гПа.

Вместо уравнения (III.70) с некоторым упрощением (на основе исследований А. А. Гоголина) для диапазона температуры воды от 0 до 20 °С можно записать

$$g_n = \beta' (d_{нас} - d_{нач}); \quad (III.71)$$

здесь вместо парциальных давлений $p_{нас}$ и $p_{нач}$ приняты соответственно влагосодержания воздуха $d_{нас}$ и $d_{нач}$.

Обмен теплотой между воздухом и водой происходит в основном за счет конвекции q_k и переноса скрытой теплоты q_c при испарении или конденсации влаги:

$$q = q_k + q_c. \quad (III.72)$$

На основании использования общей теории теплообмена и формул (III.71) и (III.72) для единичной поверхности получено выражение

$$q = \beta' (I_{нас} - I_{нач}), \quad (III.73)$$

где $I_{нас}$ — теплосодержание воздуха в состоянии насыщения (при фактической температуре поверхности воды), $\text{кДж}/\text{кг}$, $I_{нач}$ — то же, в окружающем воздухе до контакта с водой, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Для получения на I - d -диаграмме уравнения линии, изображающей процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой, запишем выражение баланса теплоты и влаги для некоторого элементарного изменения тепло- и влагосодержания воздуха:

$$dQ = GdI = \beta' (I_{нас} - I_{нач}) dF, \quad (III.74)$$

$$dG_n = Gd(d) = \beta' (d_{нас} - d_{нач}) dF, \quad (III.75)$$

Разделив почленно первое уравнение на второе, получим основное дифференциальное уравнение изменения состояния воздуха при контакте с водой:

$$\frac{dI}{d(d)} = \frac{I_{нас} - I_{нач}}{d_{нас} - d_{нач}} = \text{const}. \quad (III.76)$$

Если в ходе процесса $I_{нас}$ и $d_{нас}$ остаются постоянными, то выражение (III.76) есть уравнение прямой линии (линия AC на рис. III.53). Это возможно, если температура воды не изменяется. Тогда для любой промежуточной точки B процесса изменения состояния воздуха можно записать

$$\frac{I_{нач} - I_B}{d_{нач} - d_B} = \frac{I_{нач} - I_{нас}}{d_{нач} - d_{нас}}. \quad (III.77)$$

Таким образом, при постоянной температуре воды линия процесса обработки воздуха будет направлена на точку C , лежащую на линии $\varphi = 100\%$ и соответствующую температуре поверхности воды τ . Конечное состояние, соответствующее точке C , является теоретическим и достигается при длительном контакте воздуха с водой и большой площади контакта.

Постоянство температуры поверхности воды является характерным случаем для адиабатических процессов, часто встречающихся в природе и технике кондиционирования воздуха.

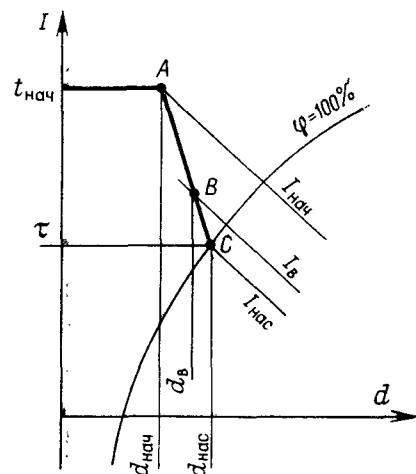


Рис. III.53. Процесс тепло- и массообмена между воздухом и водой, имеющей постоянную температуру

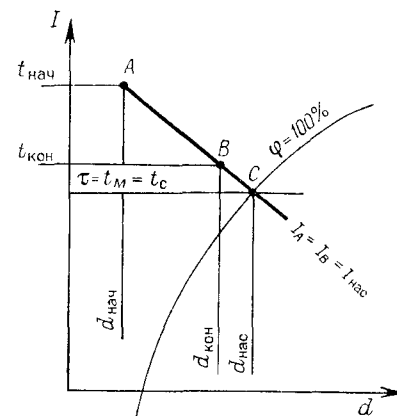


Рис. III.54. Адиабатический процесс обработки воздуха водой

Сущность адиабатического процесса состоит в том, что устанавливается равновесие между количеством явной теплоты, которое отдает воздух воде, и количеством скрытой теплоты, которое воздух получает обратно от воды с водяным паром. Вся теплота, отдаваемая охлаждающимся воздухом воде, идет на испарение, и поэтому температура воды не меняется.

Луч процесса изменения состояния воздуха направлен в сторону уменьшения температуры по адиабате (рис. III.54). Воздух с начальным состоянием, соответствующим точке A , теоретически охлаждается до температуры воды τ . Фактически достигаемое состояние воздуха соответствует некоторой точке B . Условием такого процесса является его течение в некотором замкнутом объеме (системе) без отвода и подвода теплоты извне.

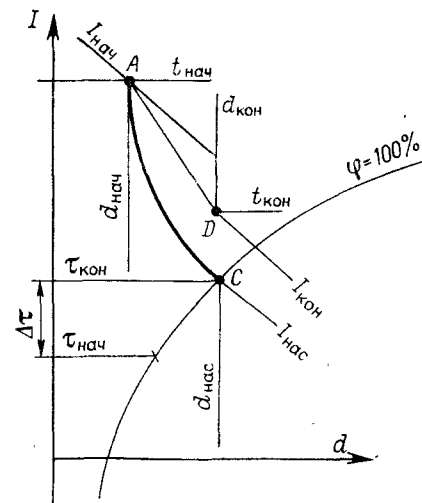


Рис. III.55. Политропический процесс обработки воздуха водой

Как видно, при адиабатическом процессе без использования искусственных источников холода и подвода холодной воды охлаждение и увлажнение воздуха достигается за счет применения воды, находящейся внутри изолированной системы или объема.

Температура воды при адиабатическом процессе устанавливается равной t_c (рис. III.54) и в ходе процесса не меняется. Она называется температурой по мокрому термометру t_m для воздуха состояния A , являющейся пределом охлаждения воды при адиабатическом процессе*.

При контакте воздуха с водой, температура которой отличается от температуры воздуха по мокрому термометру, в случае отсутствия при этом условий для адиабатического процесса, устанавливается так называемый политропический процесс, в ходе которого происходит изменение температуры воды. Ход политропического процесса изображен на рис. III.55.

Температура воды при контакте с воздухом состояния A меняется от $t_{нач}$ до $t_{кон}$, воздух изменяет свое состояние по кривой AC . Состояние C , соответствующее конечной температуре воды и полному насыщению воздуха водяным паром, является теоретическим и при обработке воздуха водой в системах кондиционирования реально не достигается. Фактически достигаемое состояние воздуха соответствует некоторой точке D .

В политропических процессах в зависимости от температуры воды можно обеспечивать увлажнение воздуха, увлажнение с нагреванием или охлаждением, осушение, осушение с охлаждением.

Обработка воздуха водой в системах кондиционирования осуществляется в специальных камерах, называемых камерами орошения. В них воздух обрабатывается при прохождении через дождевое пространство, образованное разбрызгиванием воды, или через смачиваемый наполнитель.

Преимущественное распространение получили форсуночные камеры, выпускаемые серийно как секции кондиционеров. В таких камерах, представляющих собой емкости в виде параллелепипеда (рис. III.56), разбрызгивание воды осуществляется форсунками, монтируемыми на гребенках из двух или трех рядов труб.

На входе и выходе из камеры устанавливаются сепараторы, предназначенные для выравнивания потока воздуха на входе, улавливания капель воды на выходе, а также для защиты рабочего объема камеры от облучения калориферами, которые в кондиционере монтируются по концам камеры. Сепараторы представляют собой набор зигзагообразных пластин, между

* Можно считать, что адиабатический процесс происходит при испарении воды с поверхности шарика мокрого термометра, поэтому он показывает для воздуха состояния A температуру $t_m = \tau = t_c$, устанавливающуюся в некотором малом объеме воздуха непосредственно у шарика термометра.

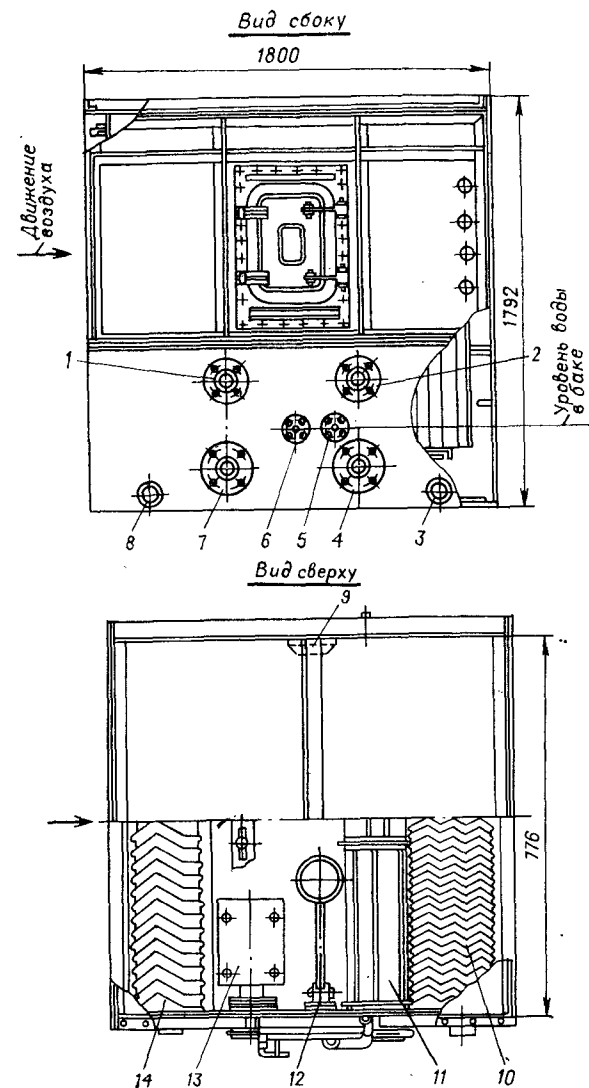


Рис. III.56. Схема двухрядной форсуночной камеры орошения

1, 2 — подвод воды к форсункам; 3, 8 — слив воды из поддона; 4 — отвод к насосу через фильтр; 5 — подвод воды к шаровому клапану; 6 — подвод воды для ускоренного наполнения поддона; 7 — перелив воды; 9 — светильник; 10 — сепаратор на выходе; 11 — фильтр; 12 — шаровой клапан; 13 — переливное устройство; 14 — сепаратор на входе

которыми проходит воздух. Камеры оборудуются системами трубопроводов, запорной и регулирующей арматурой, обеспечивающими работу на заданном режиме.

В форсуночной камере могут происходить адиабатический процесс (рис. III.54) — при циркуляции воды из поддона к форсункам и обратно в поддон, а также политропические процессы (рис. III.55) — при подаче воды в камеру извне с соответствующей нужному режиму температурой.

В типовых камерах орошения, выпускаемых промышленностью, при фактически имеющих место расходах воды происходит отклонение луча процесса от линии AC, показанной на рис. III.55. Расчетный процесс можно изобразить линией AD.

Положение точки D на луче процесса зависит от расхода воды и коэффициента эффективности работы камеры E, который определяется по следующим формулам:

для политропических процессов

$$E_n = 1 - \frac{t_{м.кон} - t_{кон}}{t_{м.нач} - t_{нач}}; \quad (III.78)$$

для адиабатических процессов

$$E_a = \frac{t_{нач} - t_{кон}}{t_{нач} - t_{м.нач}}, \quad (III.79)$$

где $t_{м.нач}$ и $t_{м.кон}$ — соответственно начальная (до входа в камеру орошения) и конечная (после камеры) температуры воздуха по мокрому термометру, °C; $t_{нач}$ и $t_{кон}$ — соответственно температуры воздуха по сухому термометру до и после камеры орошения, °C; $t_{нач}$ и $t_{кон}$ — соответственно температуры воды, подаваемой и удаляемой из камеры.

Эффективность работы камеры обеспечивается расчетом и зависит от числа рядов форсунок, количества распыляемой воды, тонкости распыления, вида процесса, осуществляемого в камере. В типовых форсуночных камерах коэффициент эффективности составляет 75—99 %.

Для получения нужного направления процесса обработки воздуха температура воды $t_{нач}$, подаваемой в камеру, определяется из выражения (III.78).

Нужная начальная температура воды обеспечивается регулированием смешивания циркуляционной воды из поддона и воды, подводимой извне, с температурой, обеспечивающей получение требуемой температуры смеси ($t_{нач}$).

16.3. Тепло- и массообмен в поверхностных воздухоохладителях

Поверхностные водоохладители по своей конструкции и принципу действия аналогичны калориферам, рассмотренным в гл. 12 настоящего раздела. В них, как и в калориферах, обрабатываемый воздух проходит между трубами. Охлаждаю-

щая среда, отводящая от воздуха теплоту и поддерживающая температуру поверхности труб на нужном уровне, движется внутри труб. В качестве охлаждающей среды в поверхностных воздухоохладителях используются холодная вода, растворы солей или жидкости, кипящие при низкой температуре (фреоны и др.).

В системах кондиционирования воздуха применяются воздухоохладители, трубы которых имеют оребрение, выполненное из стали, меди или алюминия.

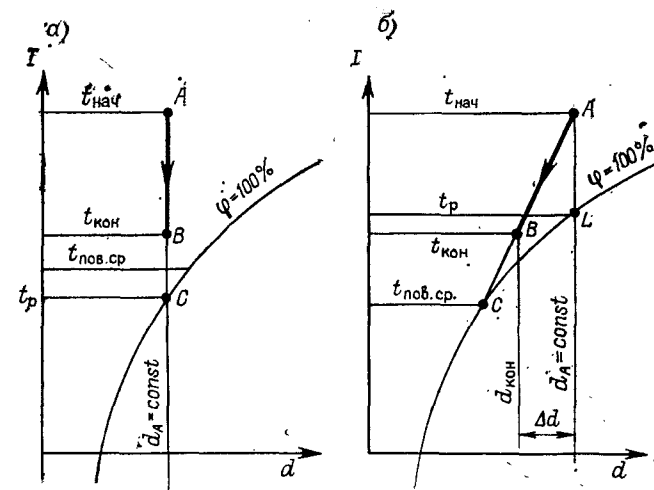


Рис. III.57. Процесс обработки воздуха в поверхностных воздухоохладителях
а — охлаждение; б — охлаждение с осушением

Поверхностные воздухоохладители имеют некоторые конструктивные отличия от калориферов (размеры, шаг ребер и др.). Однако в качестве воздухоохладителей могут использоваться обычные калориферные секции при подаче в них холодной воды.

В системах кондиционирования воздуха применяются неорошаемые и орошаемые воздухоохладители. В неорошаемых воздухоохладителях могут осуществляться процессы обработки воздуха двух видов: охлаждение без изменения влагосодержания и охлаждение с осушением.

Охлаждение без изменения влагосодержания происходит, если средняя температура охлаждающей поверхности $t_{пов.ср}$ выше температуры точки росы t_p воздуха (рис. III.57, а). Лучом процесса будет AB. Если средняя температура охлаждающей поверхности воздухоохладителя ниже температуры точки росы воздуха (рис. III.57, б), то вместе с охлаждением воздуха будет происходить осушение его на величину Δd за счет

выпадения на рабочей поверхности труб воздухоохладителя конденсата из воздуха. Таким образом, процесс обработки воздуха будет осуществляться в результате его контакта с водой, стекающей по трубам воздухоохладителя. На *Id*-диаграмме процесс изобразится некоторой линией *AB*, положение которой зависит от температуры поверхности труб, времени контакта воздуха с рабочей поверхностью воздухоохладителя и др. Линия *AB* практически имеет отклонение от прямой *AC*, зависящее от режима работы установки.

В орошаемых воздухоохладителях вода разбрызгивается из форсунок на рабочую поверхность охладителя и, стекая по ней в поддон, получает ту же температуру, что и рабочая поверхность. Поэтому орошение поверхности труб можно производить циркуляционной водой из поддона.

В орошаемых воздухоохладителях можно получить те же процессы обработки воздуха, что и в камерах орошения. Для этого необходимо в трубы подавать холодоноситель нужной температуры. При необходимости получения адиабатического процесса подача холодоносителя в трубы не производится.

16.4. Центральные однозональные системы кондиционирования воздуха

Такие системы кондиционирования воздуха применяются для обслуживания одного или нескольких помещений с одинаковыми нормативами температурно-влажностных параметров.

Центральные кондиционеры, в которых осуществляется обработка воздуха, собираются на месте из отдельных типовых секций, изготавливаемых на заводах. Они имеют производительность по воздуху до 250 тыс. м³/ч. Намечаются к выпуску кондиционеры производительностью до 500 тыс. м³/ч.

Кондиционеры производительностью сотни тысяч кубических метров в час имеют длину десятки метров и высоту до 5—6 м. Для монтажа секций таких кондиционеров поставляются отдельные их элементы, причем корпуса некоторых секций выполняются на месте из монолитного железобетона и отделяются кафелем или другим материалом. Схема компоновки центрального кондиционера из типовых металлических секций и аксонометрическая схема смонтированного кондиционера приведены на рис. III.58 и III.59.

В центральных кондиционерах используют различные схемы тепловлажностной обработки воздуха. В соответствии с этим кондиционеры могут быть прямоточными, обрабатывающими только наружный воздух, а также с одной или двумя рециркуляциями — обрабатывающими смесь наружного и рециркуляционного воздуха.

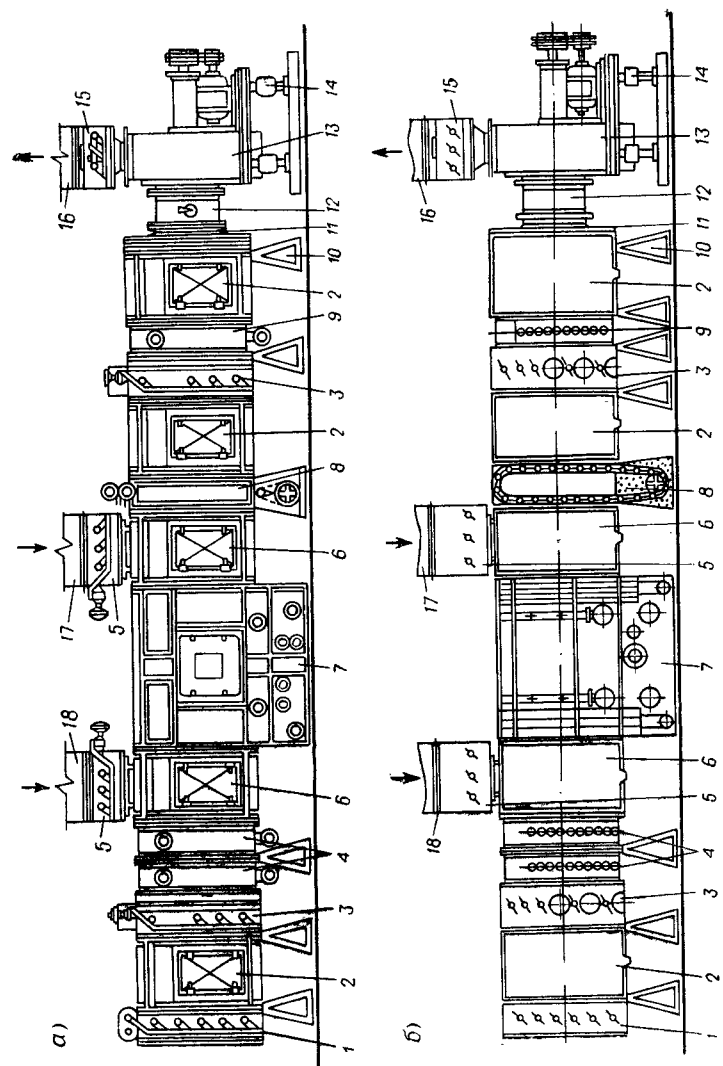


Рис. III.58. Центральный кондиционер из металлических секций
а — общий вид; б — разрез; 1 — клапан теплый; 2 — секция промежуточная; 3 — клапан двойной (секционный); 4 — секция подогрева воздуха; 5 — клапан проходной; 6 — секция смешивающая; 7 — камера орошения; 8 — фильтр масляный самоочищающийся; 9 — секция второго подогрева воздуха; 10 — подставка; 11 — секция переходная к вентилятору; 12 — направляющий аппарат; 13 — вентиляторная установка; 14 — виброизолирующее основание; 15 — клапан вентилятора; 16 — воздуховод приточного воздуха; 17 — воздуховод второй рециркуляции; 18 — воздуховод первой рециркуляции

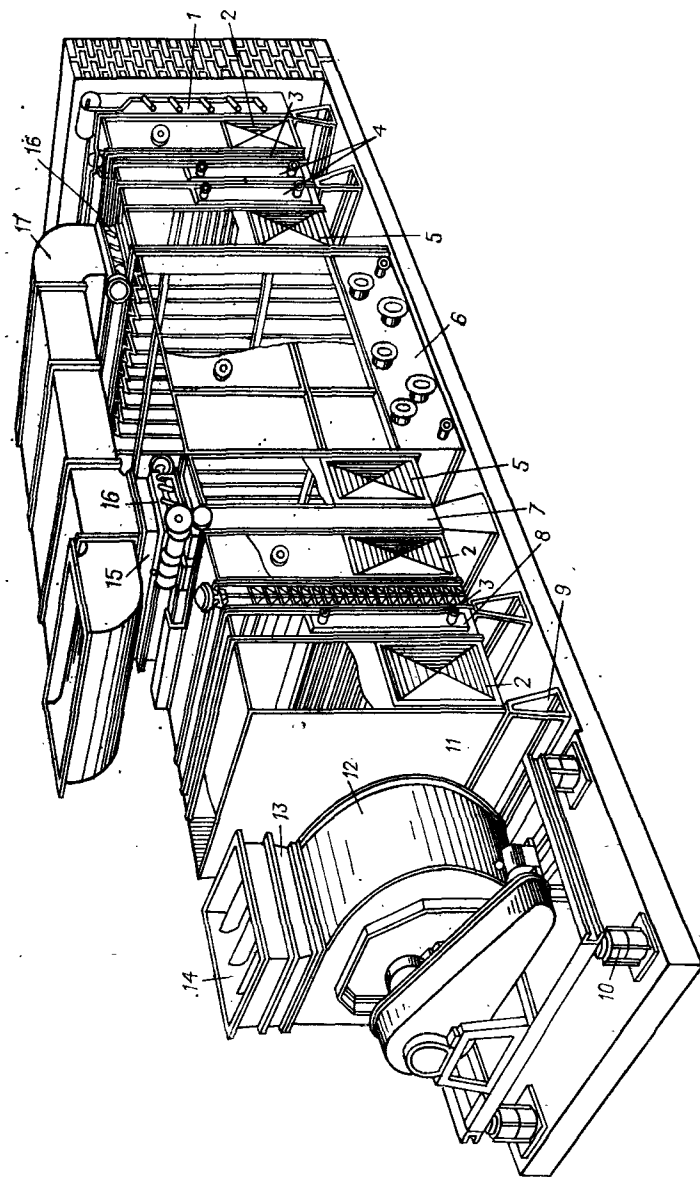


Рис. III.59. Внешний вид центрального кондиционера из типовых секций

1 — приемный утепленный клапан; 2 — промежуточная секция; 3 — двойной клапан с пневматическим приводом; 4 — секция первого подогрева; 5 — смешительная секция; 6 — камера орошения; 7 — секция самоочищающихся фильтров; 8 — секция второго подогрева воздуха; 9 — подставка под секции; 10 — вентилятор; 11 — переходная секция к вентилятору; 12 — вентиляторная установка; 13 — клапан рециркуляции; 14 — воздуховод, подающий воздух в кондиционируемое помещение; 15 — воздуховод второй рециркуляции; 16 — проходной клапан с пневматическим приводом; 17 — воздуховод первой рециркуляции

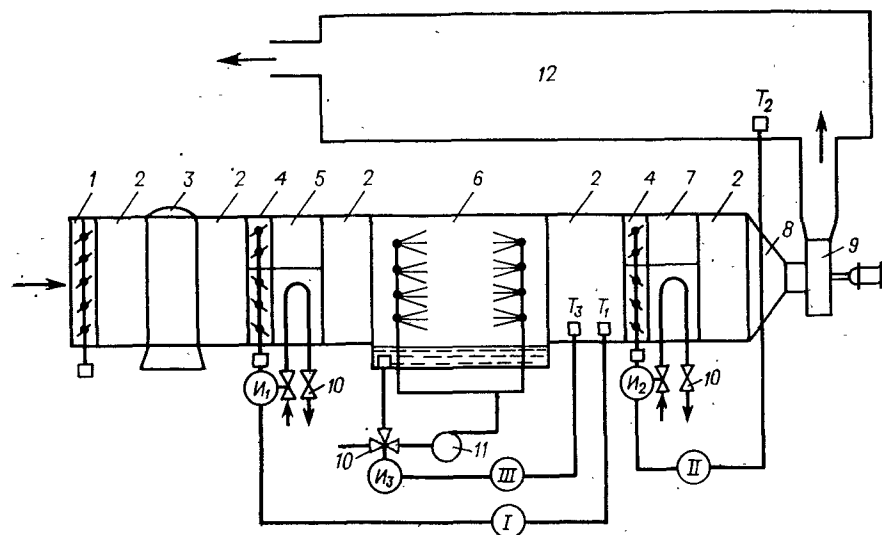


Рис. III.60. Схема проточной системы кондиционирования

1 — утепленный клапан; 2 — промежуточные секции; 3 — секция фильтров; 4 — двухпозиционные клапаны; 5 — секции первого подогрева; 6 — камера орошения; 7 — секции второго подогрева; 8 — переходная секция; 9 — вентилятор; 10 — регулирующие устройства; 11 — насос; 12 — кондиционируемое помещение; T_1 , T_2 , T_3 — датчики температуры; I, II, III — контуры регулирования; I_1 , I_2 , I_3 — исполнительные органы

в помещения. Секции подогрева имеют калорифер со двояным (двухпроходным) клапаном около него, позволяющим регулировать теплосъем с калорифера путем изменения расхода воздуха через калорифер и через байпас в обход калорифера.

В секции фильтров для очистки воздуха от пыли устанавливаются часто самоочищающиеся масляные фильтры (особенно при большей запыленности воздуха). Промежуточные секции кондиционера предназначены для обслуживания рабочих секций.

Для рассмотрения процессов тепловлажностной обработки воздуха на рис. III.61, а кондиционер представлен в виде схемы, состоящей из секций, обеспечивающих тепловлажностную обработку воздуха, системы воздуховодов и кондициони-

руемых помещений. Цифрами 1, 2, 3, 4, 5 обозначены состояния воздуха после соответствующей обработки в разных секциях и его изменения в помещении.

При расчетном режиме для холодного периода года наружный воздух на Id -диаграмме характеризуется расчетной точкой 1 (рис. III.62, б), требуемое состояние воздуха в помеще-

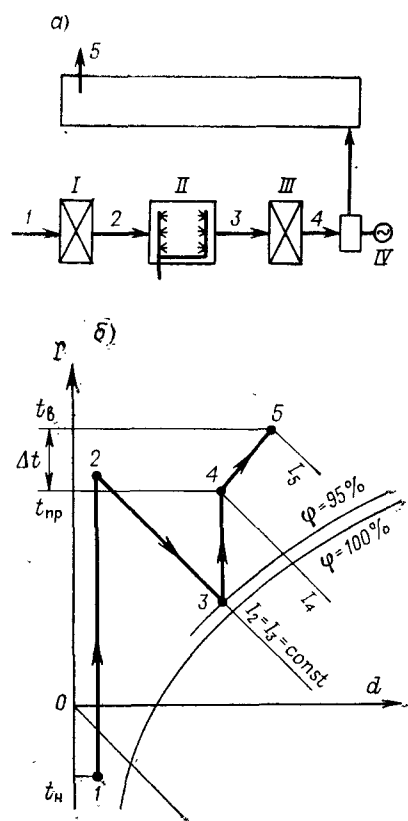
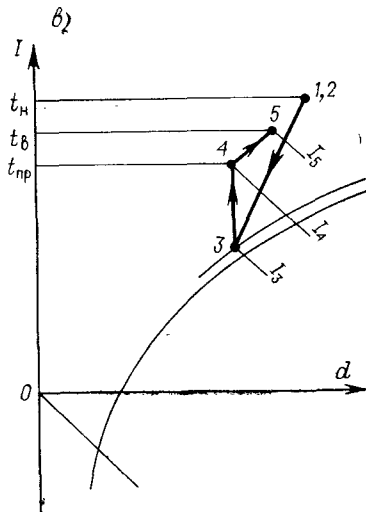


Рис. III.61. Тепловлажностная обработка воздуха в приточных СКВ
а — схема кондиционера; б — обработка воздуха в холодный период; в — обработка воздуха в теплый период; I — калорифер первого подогрева; II — камера орошения; III — калорифер второго подогрева; IV — вентилятор



нии — точкой 5. В соответствии с расчетным режимом выделения вредных находится угловой коэффициент луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в помещении, для чего записывается отношение

$$\frac{Q_{изб}}{G_n} = \frac{G(I_{кон} - I_{нач})}{G(d_{кон} - d_{нач})} = \frac{\Delta I}{\Delta d} \quad (III.80)$$

Тогда, учитывая формулу (I.52), можно записать

$$\varepsilon = Q_{изб}/G_n \quad (III.81)$$

Этому процессу система кондиционирования должна противопоставить, как указывалось в § 16.1 настоящего раздела, обратный процесс путем подачи приточного воздуха. Для создания такого процесса параметры приточного воздуха должны соответствовать точке 4, лежащей на линии 4—5, имеющей угловой коэффициент ε , найденный по формуле (III.81).

Таким образом, система кондиционирования при данном режиме должна забираемый наружный воздух из состояния точки 1 перевести в состояние, характеризуемое точкой 4, для чего требуется его нагревание и увлажнение. Увлажнение воздуха осуществляется в камере орошения с использованием в холодный период года адиабатического режима.

Учитывая, что последней ступенью обработки воздуха является калорифер, необходимо, чтобы после камеры орошения параметры воздуха соответствовали точке 3, лежащей на вертикали 3—4, в таком случае калорифер может довести воздух до состояния приточного (точка 4). Для этого наружный воздух в калорифере первого подогрева нагревается до состояния 2, в камере орошения увлажняется до состояния 3, в калорифере второго подогрева доводится до состояния 4*. Точка 3 в данном процессе называется условно точкой росы и лежит на линии относительной влажности $\varphi=90-95\%$.

При расчетном режиме для теплого периода года (рис. III.62, в) наружный воздух состояния 1 поступает в камеру орошения, где осуществляется политропический процесс охлаждения 1—3 (с увлажнением или осушением). Далее воздух нагревается в калорифере второго подогрева до состояния 4 и направляется в помещения.

Системы кондиционирования с первой рециркуляцией применяются при необходимости снижения требуемой теплоотдачи калориферов первого подогрева в холодный период, а также холодопроизводительности камеры орошения в теплый период года. Применение рециркуляции целесообразно в холодный период, если обеспечивается существенное снижение теплопроизводительности калориферов, и в теплый период — если теплосодержание внутреннего воздуха ниже, чем наружного.

Схема системы с первой рециркуляцией и режимы тепловлажностной обработки воздуха показаны на рис. III.62. Отличие процессов обработки воздуха в кондиционере с первой рециркуляцией от приточного заключается в том, что первым процессом в кондиционере с рециркуляцией является смешивание наружного воздуха 1 с внутренним (рециркуляционным) 6

* В некоторых случаях, в соответствии с расчетом, в калорифере второго подогрева воздух нагревается до температуры на 1—1,5 °С ниже температуры приточного воздуха. Догрев воздуха на эту величину происходит в вентиляторе и в воздуховоде за счет перехода в теплоту механической энергии.

и получение смеси состояния точки 2. После этого воздух состояния 2 подвергается обработке, как в проточном кондиционере, для холодного (рис. III.62, б) и теплого (рис. III.62, в) периодов.

Применение в системах кондиционирования второй рециркуляции позволяет в ряде случаев избежать необходимости постановки калориферов второго подогрева. Схема такой системы и расчетные режимы обработки воздуха показаны на

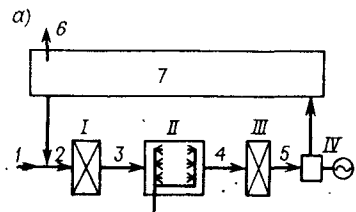


Рис. III.62. Тепловлажностная обработка воздуха в СВК с первой рециркуляцией

а — схема СВК; б — обработка воздуха в холодный период; в — обработка воздуха в теплый период; I — калорифер первого подогрева; II — камера орошения; III — калорифер второго подогрева; IV — вентилятор

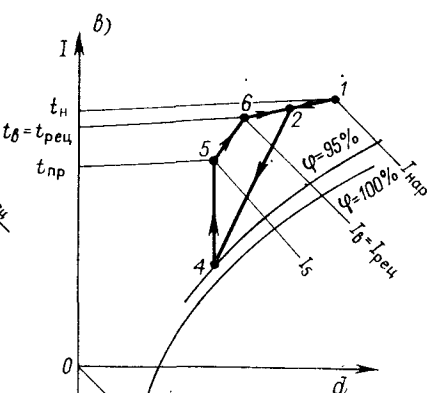
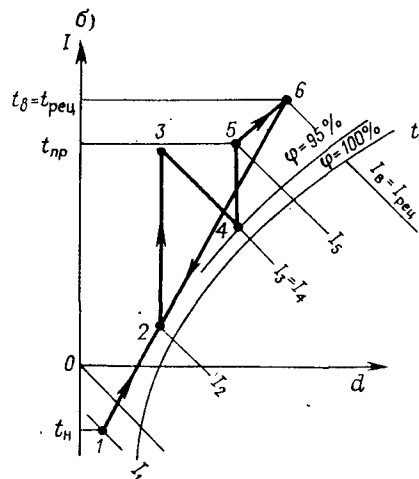


рис. III.63. Первая ступень обработки воздуха (калорифер первого подогрева и камера орошения) такая же, как в проточном кондиционере. Далее путем смешивания камерного воздуха 3 и рециркуляционного воздуха из помещений 5 добиваются получения смеси, соответствующей параметрам точки 4. Линия 3—4—5 должна иметь угловой масштаб, определяемый формулой (III.81). В системах кондиционирования вторая рециркуляция применяется обычно вместе с первой.

Схема кондиционера с первой и второй рециркуляцией и схемы обработки воздуха в таком кондиционере представляют собой сочетание схем, показанных на рис. III.62 и III.63.

Кроме рассмотренных выше кондиционеров, применяются и другие: с байпасом, замкнутые, двухступенчатые.

Схема с байпасом может использоваться для проточного кондиционера и кондиционера с первой рециркуляцией. При такой схеме калориферы второго подогрева не предусматри-

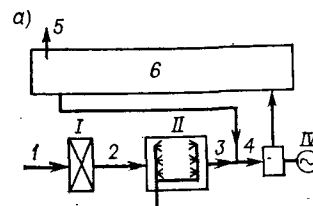
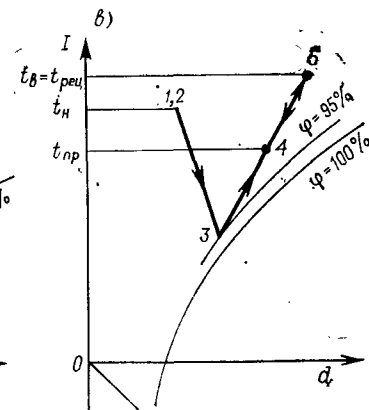
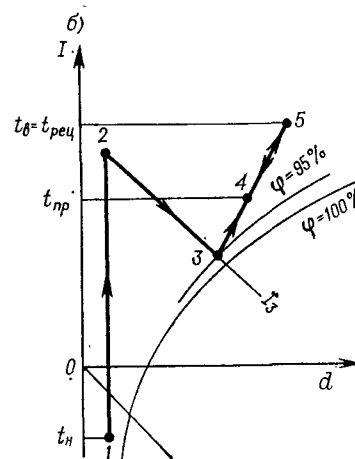


Рис. III.63. Тепловлажностная обработка воздуха в СВК со второй рециркуляцией

а — схема СВК; б — обработка воздуха в холодный период; в — обработка воздуха в теплый период; I — калорифер первого подогрева; II — камера орошения; IV — вентилятор



ваются и подогрев камерного воздуха 3 осуществляется теплым воздухом 2, пропускаемым по байпасу в обход камеры (рис. III.64).

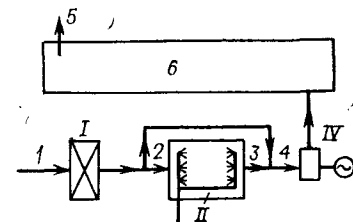


Рис. III.64. Схема кондиционера с обводным каналом (байпасом) у камеры орошения

I — калорифер первого подогрева; II — камера орошения; IV — вентилятор

В замкнутой системе используются только рециркуляционный воздух из помещений, который проходит обработку в кондиционере и вновь подается в помещения. При этом отпадает необходимость в калорифере первого подогрева.

При двухступенчатой схеме, применяемой для летнего кондиционирования, охлаждение воздуха осуществляется в две ступени: предварительное нерегулируемое охлаждение в камере I орошения или в поверхностном охладителе и окончательное регулируемое охлаждение в камере II орошения с последующим доведением камерного воздуха до состояния приточного по обычным схемам. При этом холодная вода из системы холодоснабжения подается в камеру II, а предварительное охлаждение в первой ступени осуществляется отработавшей водой из второй ступени. В результате происходит более глубокое охлаждение.

16.5. Центральные многозональные системы

Многозональные системы применяются при необходимости подачи в отдельные кондиционируемые помещения приточного воздуха с различными температурно-влажностными параметрами.

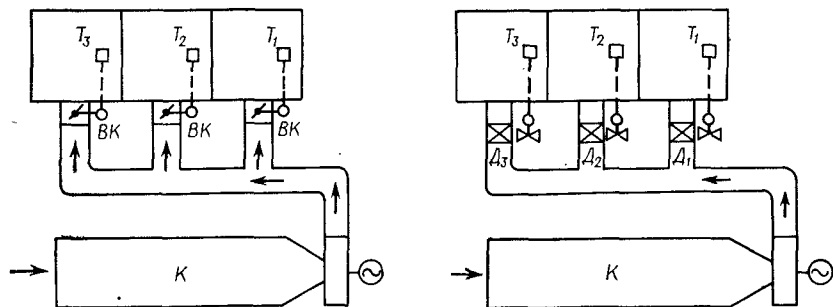


Рис. III.65. Схема многозональной СКВ с регулированием расхода воздуха

T_1, T_2, T_3 — датчики температуры; BK — воздушные клапаны; K — кондиционер

Рис. III.66. Схема многозональной СКВ с зональными теплообменниками-доводчиками D_1, D_2, D_3

рами. Такая необходимость возникает в случае разных требований к воздушной среде в помещениях, а иногда даже и при одинаковых требованиях — в помещениях с разной ориентацией по сторонам света или расположенных на разной высоте в высотных зданиях и др.

В многозональных системах воздух, обработанный в центральном кондиционере, окончательно доводится до нужных параметров непосредственно перед поступлением в отдельные зоны или в помещения с разными требованиями к воздушной среде.

Применяется несколько схем многозональных СКВ. Простейшая из них — многозональная система с регулированием расхода воздуха (рис. III.65). Она рассчитывается на макси-

мальные расходы приточного воздуха для каждой зоны, но с учетом коэффициента одновременности этих расходов. Регулирование параметров приточного воздуха осуществляется изменением его расхода в каждой зоне. От датчиков температуры, установленных в кондиционируемых помещениях, командный импульс поступает на исполнительные механизмы, регулирующие степень открытия воздушных клапанов.

В многозональных системах с позонным подогревом или охлаждением приточного воздуха (рис. III.66) в каждой зоне устанавливается доводчик — нагреватель или охладитель воздуха. Регулирование степени подогрева (охлаждения) воздуха осуществляется изменением количества циркулирующего через доводчик теплоносителя (хладоносителя). Объем приточного воздуха в этом случае остается постоянным.

На рис. III.67 приведена схема межзональной системы с эжекционными кондиционерами-доводчиками. В таких системах к приточному воздуху в зонах подмешивается рециркуляционный

воздух за счет эжектирующего действия основного потока воздуха. В некоторых случаях подмешивание рециркуляционного воздуха осуществляется вентилятором.

В многозональных двухканальных системах имеется два центральных кондиционера. В одном из них готовится горячий воздух, в другом — холодный, подаваемые самостоятельными воздуховодами к специальным смесительным устройствам. Терморегуляторы, устанавливаемые в помещениях, обеспечивают получение смеси необходимой температуры.

16.6. Местные кондиционеры

Местные кондиционеры ставятся непосредственно в обслуживаемом помещении или вблизи него. Они имеют меньшую производительность по воздуху, меньшие габариты по сравнению с центральными кондиционерами, стоимость их существенно меньше стоимости центральных СКВ.

Местные кондиционеры рекомендуется применять в зданиях, где имеются помещения с различными режимами работы или разными требованиями к воздушной среде, а также при

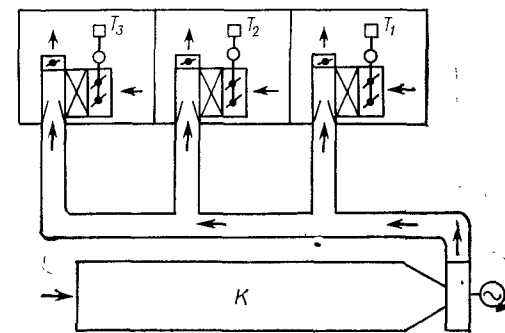


Рис. III.67. Схема многозональной СКВ с эжекционными кондиционерами-доводчиками

дооборудовании кондиционирования воздуха для существующих домов, где прокладка воздуховодов и других коммуникаций ранее не предусматривалась и вызывает затруднения. Местные кондиционеры монтируются также в кабинах крановщиков, в транспортных машинах.

В зависимости от характера помещений и габаритов кондиционеров их можно монтировать на полу помещений, в ограждающих конструкциях, подвешивать к потолку или стенам. Разновидностью местных кондиционеров, применяемых для жилых и административных зданий, являются подоконные и оконные кондиционеры.

Промышленность выпускает местные кондиционеры различной производи-

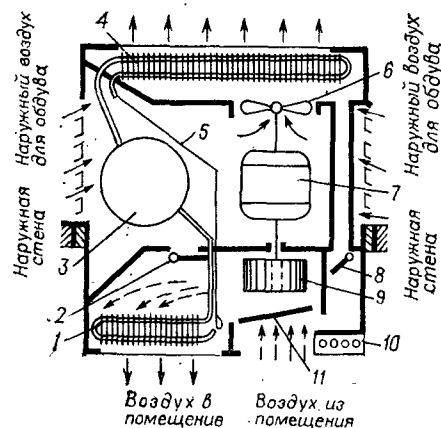


Рис. III.68. Схема оконного кондиционера «Азербайджан»

1 — испаритель; 2 — заслонка выпускная; 3 — компрессор; 4 — конденсатор; 5 — капиллярная трубка; 6 — осевой вентилятор; 7 — электродвигатель; 8 — заслонка вентиляционная; 9 — центробежный вентилятор; 10 — панель управления; 11 — фильтр капроновый

тельности по воздуху и холоду, предназначенные для комфортного и технологического кондиционирования воздуха. Малую производительность имеют оконные и подоконные кондиционеры, а также кондиционеры для кабин.

Производительность кондиционеров по воздуху для производственных, административных и общественных помещений составляет от 2,5 до 10 и более тыс. м³/ч.

Широкое распространение в промышленных помещениях получили автономные местные кондиционеры, в которых источниками холода являются встроенные в агрегаты фреоновые холодильные машины, а источниками теплоты — электрокалориферы.

Недостатком работы автономных кондиционеров является шум от компрессорного агрегата и вентилятора, который уменьшают, применяя звукоизоляцию внутренних поверхностей корпуса.

Примером местного автономного бытового кондиционера может служить оконный кондиционер «Азербайджан» (рис. III.68), предназначенный для помещений объемом 50—100 м³. Кондиционер состоит из двух отсеков: наружного, располагаемого за окном, снаружи здания, и внутреннего, находящегося в помещении. В нем размещены холодильная машина, ох-

лаждающая воздух, фильтр и нагнетающий вентилятор. Кондиционер снабжен автоматическим регулированием температуры воздуха в помещении. Устанавливается в окне помещения, заданную температуру воздуха поддерживает автоматическим включением и выключением электродвигателя холодильной машины.

Кондиционер с помощью специальных заслонок, управляемых вручную, может работать на наружном и рециркуляционном воздухе.

Промышленностью выпускаются также крупные неавтономные кондиционеры, оборудованные камерой орошения или поверхностными воздухоохладителями (воздухонагревателями), например кондиционеры типа КНЦ и др. В таких кондиционерах могут быть осуществлены все режимы обработки воздуха, как в типовых центральных кондиционерах.

16.7. Сушение воздуха сорбентами

Сорбенты как поглотители влаги в технике кондиционирования применяются для глубокого осушения воздуха, а также в случаях необходимости осушения воздуха без его охлаждения.

В качестве сорбентов используются: твердые поглотители влаги (адсорбенты), которые при поглощении не меняют своего агрегатного состояния (к ним относятся различные гели); жидкие поглотители (абсорбенты) — растворы хлористолитиевой, хлористокальциевой, бромистолитиевой солей и др.; твердо-жидкие поглотители, переходящие в процессе сушки воздуха из твердого состояния в жидкое (кристаллические хлористый кальций и хлористый литий).

Твердые поглотители применяются чаще. Из них наиболее активным является силикагель, имеющий сильно развитую сеть капилляров, объем которых составляет 70 % от общего объема геля. Несколько меньшей поглотительной способностью обладает алюмогель.

Осушение воздуха твердыми сорбентами происходит вследствие того, что парциальное давление водяного пара над мениском воды в порах гелей меньше его парциального давления в воздухе. В результате образовавшегося градиента давлений водяной пар из воздуха поступает в гель, где конденсируется.

Осушение воздуха адсорбентами сопровождается его нагреванием. Процесс осушения происходит приблизительно как адиабатический ($I_{нач} = const$) в сторону уменьшения влагосодержания и сопровождается выделением тепла, вследствие чего осушаемый воздух нагревается. При помощи гелей может быть получено конечное влагосодержание воздуха менее 1 г/кг.

После насыщения капилляров геля влагой необходимо восстановить его поглотительную способность (регенерация). Это осуществляется нагреванием геля до 120 °С, которое обычно

производится продувкой через адсорбент газов с температурой 180—250 °С.

Учитывая необходимость регенерации геля для непрерывной работы, следует применять как минимум два осушителя.

Нагретый в осушителях воздух в случае необходимости охлаждается в поверхностных воздухоохладителях или обрабатывается до нужных параметров в системах кондиционирования (иногда снова увлажняется, так как после осушения силикагелем воздух может иметь очень низкое влагосодержание).

Осушение воздуха жидкими сорбентами в системах кондиционирования может обеспечивать его регулируемую обработку по всем тепловлажностным параметрам в большом диапазоне при высокой экономической эффективности. Это объясняется тем, что парциальное давление насыщенных водяных паров над поверхностью раствора значительно ниже, чем над поверхностью воды. Поэтому осушение воздуха может идти при высоких температурах раствора абсорбента (до +20 °С), что позволяет использовать воду из природных источников без охлаждения в холодильных установках.

Однако при этом возникают некоторые трудности с защитой камер орошения от коррозии, недопущением попадания ионов хлора в воздух, регенерацией раствора. В силу практической нерешенности до сих пор многих из этих вопросов метод кондиционирования с использованием жидких сорбентов пока не получил распространения.

16.8. Холодоснабжение систем кондиционирования воздуха

Для холодоснабжения систем кондиционирования воздуха используются естественные и искусственные источники холода. К естественным источникам относятся артезианские воды, воды холодных рек и озер; лед; естественное испарение воды в устройствах испарительного охлаждения.

Артезианскую воду, а также воды холодных рек и озер экономически оправдано использовать, если их температуры позволяют получить нужные параметры воздуха при нагреве воды в кондиционере не менее чем на 3 °С. Для непосредственного контакта с воздухом вода должна быть питьевого качества.

Артезианские воды имеют постоянную и достаточно низкую температуру, что делает их хорошим, устойчивым и надежным источником холодоснабжения. Так, например, в Москве температура артезианских вод равна 8—9 °С, в Ленинграде — 10 ÷ 11 °С.

Из артезианской скважины холодная вода подается в кондиционер (в камеру орошения или в поверхностный воздухоохладитель). Отопленная в кондиционере вода может использоваться для технических нужд, выбрасываться в канализацию

или подаваться в так называемую диффузионную скважину, через которую вода возвращается в толщу земных пород, где вновь приобретает качества артезианской.

Подземные артезианские воды в нашей стране залегают на обширных территориях в Средней Азии, на Кавказе, Украине, в Сибири.

Воды холодных рек и озер (обычно в горных районах) по своим качествам и особенностям использования в СКВ приближаются к артезианским, однако их наличие определяется региональными климатическими, географическими и другими особенностями районов. Лед для использования в системах кондиционирования намораживается толщиной 2,5—3 м в зимний период и закрывается слоем теплоизоляции для сохранения на теплое время года. В системах кондиционирования воздуха при помощи льда охлаждается вода, подаваемая в кондиционер для охлаждения воздуха. Охлаждение воды льдом осуществляется в специальных теплообменниках или танках, через которые пропускается охлаждаемая вода.

Лед экономически целесообразно применять для систем с холодопроизводительностью до 650 000 кДж/ч в районах севернее линии Ленинград—Волгоград—Алма-Ата.

Охлаждение воды в системах испарительного охлаждения (брызгальные бассейны, градирни, камеры орошения) происходит за счет отдачи скрытого тепла при ее испарении в воздухе. Охлажденная таким образом вода используется в системе кондиционирования.

В брызгальных бассейнах охлаждаемая вода разбрызгивается под давлением из труб через форсунки вверх в виде фонтана. При движении капель воды в воздухе происходит ее испарение и, следовательно, охлаждение. Охлажденная вода собирается в бассейне и подается для использования. Брызгальные бассейны эффективно работают при небольшом ветре, увеличивающем интенсивность испарения.

В градирнях вода в виде пленки и капель стекает сверху вниз по развитой поверхности и испаряется. Развитая поверхность внутри градирни образуется путем установки многочисленных решеток из дерева или другого материала, перекрывающих многими ярусами внутренний объем градирни. По внешнему виду градирня представляет собой параллелепипед, усеченный конус или усеченную многоугольную пирамиду, в верхнюю часть которой на решетчатое заполнение подается теплая вода. Охлажденная вода собирается в нижней части градирни. Для увеличения интенсивности испарения, а следовательно, и охлаждения, производят продувку воздуха через градирню вентилятором. В этом случае градирня называется вентиляционной.

Камеры орошения для охлаждения воды работают в режиме возможно большего испарения воды, что достигается

подбором соответствующих расходов воздуха и воды, а также тонкости распыления воды форсунками.

Системы испарительного охлаждения эффективны в районах с сухим и жарким климатом. Однако охлаждения воды, достигаемого в рассматриваемых системах, обычно недостаточно для ее использования при кондиционировании для непосредственного охлаждения воздуха до нужных параметров. Поэтому системы испарительного охлаждения обычно используются в сочетании с системами искусственного холодоснабжения для отвода теплоты от конденсаторов холодильных машин. Воду, подаваемую в кондиционер, охлаждает в этом случае холодильная машина.

В качестве искусственных источников холодоснабжения для систем кондиционирования воздуха используются компрессионные, абсорбционные и парожеткорные холодильные установки.

Наиболее широкое распространение для холодоснабжения систем кондиционирования воздуха имеют компрессионные холодильные машины.

Принципиальная схема холодильной машины этого типа представлена на рис. 1.25.

В качестве холодильных агентов используются жидкости, кипящие в испарителе при температуре, обеспечивающей охлаждение среды, от которой должна быть отведена теплота, до нужной температуры. К таким жидкостям относятся фреон, аммиак и др. Наибольшее распространение для систем кондиционирования воздуха получили фреоновые холодильные машины. В случае применения аммиачных машин в силу ядовитости аммиака должно применяться двухконтурное охлаждение. В испарителе, в котором находится аммиак, должен охлаждаться промежуточный холодоноситель (вода, соляной раствор). Охлаждение холодоносителя, используемого непосредственно для охлаждения воздуха в системе кондиционирования, производится в дополнительном теплообменнике, устанавливаемом в системе холодоснабжения.

Принципиальная схема холодоснабжения систем кондиционирования воздуха с использованием фреоновых холодильных машин показана на рис. III.69.

Отепленная в кондиционерах вода собирается в бак отепленной воды, из которого насосами холодильной установки подается в испарители холодильных машин. Из них охлажденная вода направляется в бак холодной воды, являющийся аккумулятором холода, из которого по мере необходимости насосами кондиционеров подается в камеры орошения или воздухоохладители для обработки воздуха.

В систему холодоснабжения часто включают несколько холодильных установок, что обеспечивает возможность работы их на оптимальных режимах в зависимости от требуемой хо-

лодопроизводительности в различные периоды, а также лучшие условия эксплуатационного содержания.

На схеме рис. III.69 показаны две холодильные машины, которые могут работать одновременно или поодиночке. Показанная система холодоснабжения обеспечивает холодом два кондиционера, которые также могут работать вместе или раздельно. Наличие у каждого из них своего насоса обеспечивает работу кондиционеров на различных режимах. Возможны также схемы с одним насосом.

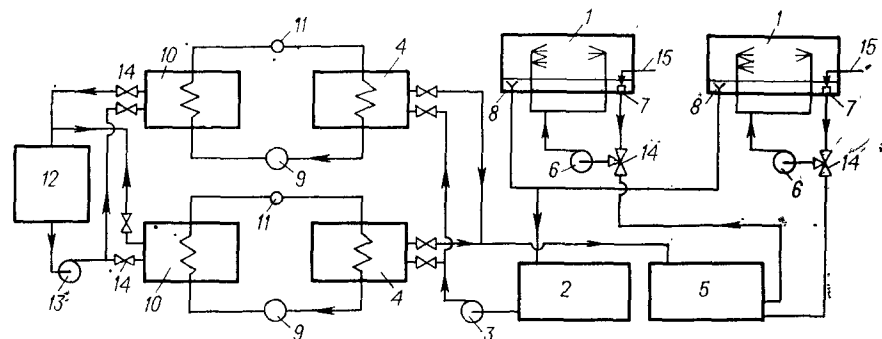


Рис. III.69. Принципиальная схема системы охлаждения с фреоновыми холодильными машинами

1 — камеры орошения (или поверхностные воздухоохладители); 2 — бак отепленной воды; 3 — насосы холодильной установки; 4 — испарители холодильных машин; 5 — бак холодной воды; 6 — насосы кондиционеров (камер орошения или поверхностных воздухоохладителей); 7 — фильтры водяные; 8 — слив воды из поддона камер орошения в бак отепленной воды; 9 — компрессоры холодильных машин; 10 — конденсаторы холодильных машин; 11 — регулирующий вентиль; 12 — устройство испарительного охлаждения (брызгальный бассейн, градирня); 13 — насосы установки испарительного охлаждения; 14 — запорно-регулирующая арматура; 15 — подача воды из водопровода

Аккумулятор холода в системе холодоснабжения необходим для экономической работы холодильных машин. В этом случае холодильные машины могут работать периодически на наиболее оптимальных режимах, создавая запас холода в аккумуляторе на некоторый период работы кондиционеров. Управление работой систем холодоснабжения, как и кондиционеров, осуществляется системой автоматики.

ГЛАВА 17

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

17.1. Регулирование работы систем кондиционирования

Оборудование систем кондиционирования воздуха подбирается для крайних расчетных режимов, какими являются состояния наружного воздуха в теплый и холодный периоды года с учетом количества выделяющихся в помещениях вредных веществ.

В процессе эксплуатации эти условия изменяются, на что система кондиционирования должна отвечать изменением режима своей работы, осуществляемым системами автоматики.

В технике кондиционирования воздуха применяют качественное и количественное регулирование: при качественном — изменяются параметры приточного воздуха при его неизменном расходе в системе, при количественном — требуемое состояние воздушной среды в помещениях достигается изменением расхода воздуха при его неизменных параметрах. Возможности количественного регулирования ограничены, поэтому широко применяют качественное регулирование или его сочетание с количественным (в многозональных системах).

Рассмотрим способ качественного регулирования на примере приточной однозональной системы кондиционирования воздуха (рис. III.70).

Точки $I^I, I^{II}, \dots, I^{VII}$, лежащие на климатической кривой, характеризуют расчетное в различные периоды года состояние наружного воздуха, область изменения которого ограничена пунктирной линией и линией $\varphi=100\%$. Точка I^I соответствует расчетному зимнему, а точка I^{VII} — расчетному летнему состояниям наружного воздуха.

Заданное состояние внутреннего воздуха характеризуется точками 5_x (холодный период) и 5_T (теплый период). Сначала примем неизменным в пределах каждого периода расчетный режим выделения вредностей. Из этих условий может быть найдено (см. § 16.1 настоящего раздела и рис. III.61) положение точек (5_x и 5_T), соответствующих необходимым состояниям приточного воздуха, и построены расчетные режимы работы в холодный ($I^I \rightarrow 2^I \rightarrow 3_x \rightarrow 4_x$) и теплый ($I^{VII} \rightarrow 3_T \rightarrow 4_T$) периоды года.

При изменении текущего состояния наружного воздуха, например, до параметров точки I^{II} работа кондиционера для получения требуемого состояния приточного воздуха 4_x должна соответствовать режиму $I^{II} \rightarrow 2^{II} \rightarrow 3_x \rightarrow 4_x$. При теплосодержании наружного воздуха, равном I_{3_x} (например, точки I^{III}), работа кондиционера производится по схеме $I^{III} \rightarrow 3_x \rightarrow 4_x$.

Рассмотренный период изменения состояния наружного воздуха, при котором его энтальпия $I \leq I_{3_x}$, характеризуется работой калорифера с переменной теплопроизводительностью, а также неизменными адиабатическим режимом работы камеры и работой калорифера второго подогрева. В этот период регулированию подлежит теплоотдача калорифера первого подогрева, которая должна изменяться от максимального значения в расчетный период до нуля на границе холодного периода (при $I = I_{3_x}$).

Если теплоотдачу калорифера оставить неизменной, то точка 2 при изменившемся состоянии наружного воздуха не

попадет на адиабату I_{3_x} , что приведет к изменению режима работы камеры орошения и смещению точки 3_x . Так, для наружного воздуха параметров I^{III} в этом случае после калорифера будет получено состояние 2^{II} , и после камеры — 3_{x1} , что не позволит получить далее параметры приточного воздуха 4_x .

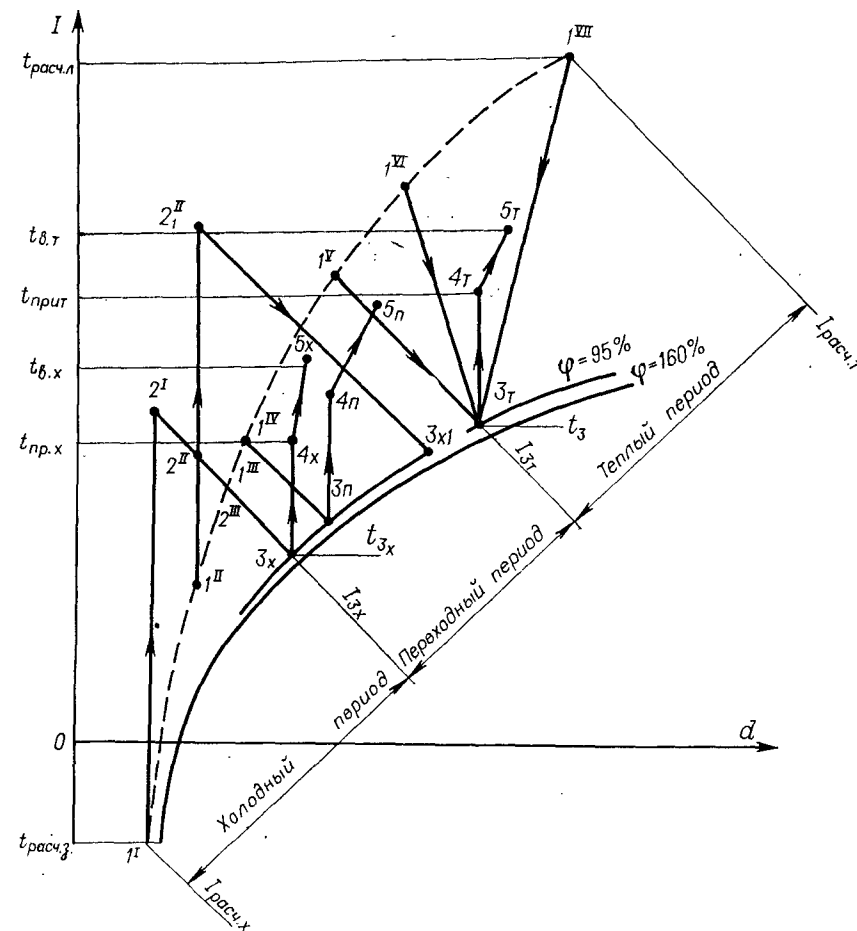


Рис. III.70. Режим работы приточного кондиционера при качественном регулировании.

Таким образом, точка 3_x должна быть неподвижной; факт ее смещения свидетельствует о несоответствии теплоотдачи калориферов изменившемуся состоянию наружного воздуха. Смещение точки 3_x обнаруживается по изменению температуры. Следовательно, для регулирования теплоотдачи калорифера первого подогрева необходимо терморегулятор T_1 (рис. III.60),

установленный в промежуточной секции после камеры орошения, настроить на температуру t_{3x} , равную точке росы приточного зимнего воздуха. Исполнительный механизм I_1 , изменяющий расход теплоносителя в калорифере или воздуха, проходящего через калорифер, по сигналам датчика T_1 будет изменять теплоотдачу калорифера, обеспечивая неизменное положение 3_x .

В теплый период при изменении состояния наружного воздуха до параметров I^{VII} кондиционер должен работать по схеме $I^{VII} \rightarrow 3_T \rightarrow 4_T$, а при состоянии I^V — по схеме $I^V \rightarrow 3_T \rightarrow 4_T$. Как видим, в этот период при $I \geq I_{3T}$, называемый летним, изменению и регулированию подлежит режим работы камеры орошения. На нижней границе летнего периода этот режим должен перейти в адиабатический. Необходимо, чтобы во всех случаях луч процесса обработки воздуха в камере проходил через точку 3_T , которая (по аналогии с зимним режимом) должна быть неподвижной.

Очевидно, что отклонение луча процесса от точки 3_T может быть зафиксировано по температуре t_{3T} . В гл. 16 настоящего раздела было установлено, что направление луча политропических процессов обработки воздуха определяется температурой орошающей воды. Следовательно, в теплый период регулированию подлежит температура воды, подаваемой в камеру. С этой целью в секции после камеры орошения устанавливается терморегулятор T_3 (рис. III.60), который при эксплуатации кондиционера должен настраиваться на температуру t_{3T} , равную точке росы для приточного воздуха. Терморегулятор по линии автоматической связи III , воздействуя на исполнительный механизм I_3 у автомата смешивания воды, обеспечит получение ее температуры, необходимой для прохождения процесса через точку 3_T .

Промежуток изменения состояния наружного воздуха при $I_{3x} < I < I_{3T}$ называется переходным. В этот период обработка воздуха осуществляется по схеме $I^V \rightarrow 3_{II} \rightarrow 4_{II}$. Камера орошения работает на переменном нерегулируемом адиабатическом режиме, складывающемся произвольно в зависимости от положения точки I^V . В этом случае точка камерного воздуха становится переменной. Состояние приточного воздуха при этом меняется от 4_x до 4_T , состояние внутреннего воздуха — соответственно от 5_x до 5_T . Последнее допустимо и целесообразно с гигиенической точки зрения для переходного периода.

В рассмотренных схемах был принят неизменным режим выделения вредностей в помещениях. Если количество теплоизбытков и выделяющейся в помещениях влаги оказывается переменным, тогда меняется направление луча 4—5 и переменным должно быть положение точки 4, а следовательно, ме-

няется и положение точки 3 камерного воздуха. В этом случае регулирование работы кондиционера существенно осложняется.

Для упрощения регулирования допускают некоторое колебание влажности внутреннего воздуха, которое будет вызвано изменением угла наклона линии 4—5 при изменении выделения тепла и влаги в помещениях, но строго поддерживают температуру. В этом случае предусматривается установка в помещении терморегулятора T_2 , который в холодный период должен быть настроен на температуру $t_{в.х}$, в летний — на $t_{в.т}$. По линии связи II через исполнительный механизм I_2 терморегулятор обеспечивает изменение теплопроизводительности калорифера второго подогрева так, чтобы при любом наклоне линии 5—6 температура воздуха в помещениях оставалась неизменной.

Регулирование работы систем кондиционирования с рециркуляцией или байпасом и других осуществляется по тем же принципам. В более сложных системах предусматриваются дополнительные контуры регулирования для обеспечения требуемого соотношения смешивания наружного и рециркуляционного воздуха, воздуха, прошедшего через камеру орошения и байпас и т. д.

17.2. Особенности технического обслуживания систем кондиционирования

Организация, а также общие приемы и правила технического обслуживания систем кондиционирования воздуха аналогичны рассмотренным в гл. 15 настоящего раздела по отношению к вентиляционным системам. В соответствии с этими приемами осуществляется эксплуатационное обслуживание общего вентиляционного оборудования, имеющегося в системах кондиционирования воздуха (испытания, наладка и обслуживание вентиляторов, воздухопроводов, калориферов, фильтров и т. д.). Однако при обслуживании систем кондиционирования возникает необходимость в проведении и дополнительных работ на специальных видах оборудования (камеры орошения, системы холодоснабжения и др.).

Подготовка камер орошения к зимней эксплуатации заключается в проверке их работы в адиабатическом режиме и, в частности, проверке постоянства температуры воды. Кроме камер, необходимо проверить системы теплоснабжения секций первого и второго подогрева в соответствии с правилами проверки и обслуживания калориферов.

Перед началом летней эксплуатации следует убедиться в исправности системы холодоснабжения (холодильных машин, насосов, трубопроводов и т. п.), опробовать работу холодильных машин, камер орошения на политропических режимах, воздухоохладителей.

В процессе эксплуатации СКВ необходим постоянный контроль параметров внутреннего воздуха. Если последние имеют отклонения от заданных, то необходимо выявить причины этого. Обследование следует начинать с проверки работы системы автоматики, затем последовательно проверить параметры тепло- и холодоносителя, работу отдельных агрегатов тепло-влажностной обработки, расход воздуха.

В ходе технического обслуживания форсуночных камер орошения необходимо следить за техническим состоянием и исправностью работы оборудования камер, систем водоснабжения и холодоснабжения. Причинами нарушения режима работы камер чаще всего бывают отклонения в работе водяных насосов, засорение форсунок, фильтров для воды, что приводит к нарушению режима обработки воздуха. Фильтры и форсунки должны своевременно прочищаться.

Отклонение расхода воздуха через камеру от расчетного может происходить вследствие негерметичности камеры, особенно ее дверки, а также нарушения работы клапана в байпасе.

В поверхностных воздухоохладителях режим их работы может быть нарушен в результате засорения труб, поломки и засорения ребер, изменения расхода воздуха и т. п.

Обнаруженные дефекты следует устранять своевременно при текущем обслуживании или в порядке планово-предупредительного ремонта.

17.3. Годовые расходы тепла и холода в системах кондиционирования

Расходы тепла и холода, а также электроэнергии являются важнейшими показателями экономичности работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха. При проектировании систем обычно выявляют максимальные расходы тепла и холода для расчетных параметров обрабатываемого воздуха. Однако в течение года и даже суток эти расходы меняются.

Для расчета годовых расходов тепла и холода необходимы графики изменения параметров наружного воздуха. Анализ многолетних метеоданных показывает, что годовое изменение параметров наружного воздуха носит периодический характер. Поэтому представляется возможным описать годовой ход энтальпии наружного воздуха I_n тригонометрическим рядом. При этом достаточным оказывается ряд с одной гармоникой:

$$I_n = I_{n, \text{ср. год}} \pm A \cos \frac{2\pi}{365} (z - 197), \quad (\text{III.82})$$

где z — время в исчислении от 1 января, сутки; $I_{n, \text{ср. год}}$ — среднегодовое значение энтальпии; A — годовая амплитуда колебаний энтальпии.

Определим для примера расход теплоты в прямоточном кондиционере. Тепловая нагрузка на секции первого подогрева

$$Q_I = G (I_{3_x} - I_n). \quad (\text{III.83})$$

Продолжительность потребления теплоты Δz_1 при $I_n < I_{3_x}$ определяется решением уравнения (III.81) относительно z :

$$\Delta z_1 = 116 \arccos \frac{I_{n, \text{ср. год}} - I_{3_x}}{A}. \quad (\text{III.84})$$

Тогда годовой расход теплоты

$$Q_I^{\text{год}} = \frac{n}{7} m \int Q_I dz = \frac{n}{7} m G \left[(I_{3_x} - I_{n, \text{ср. год}}) \Delta z_1 + 116 A \sin \frac{\pi}{365} \Delta z_1 \right], \quad (\text{III.85})$$

где n — число рабочих дней в неделю; m — число часов работы системы в течение суток.

Эта формула справедлива и для годовой тепловой нагрузки на калориферы систем вентиляции, только вместо I_{3_x} следует подставить $I_{\text{ср}}$.

Тепловая нагрузка на секции второго подогрева определяется разностью энтальпий приточного воздуха и воздуха после камеры

$$Q_{II} = G (I_{4_x} - I_{3_x}) \quad \text{и} \quad Q_{II} = G (I_{4_T} - I_{3_T}). \quad (\text{III.86})$$

В рассматриваемой системе секция второго подогрева работает весь год, т. е. $\Delta z_{II} = 365$. Тогда

$$Q_{II}^{\text{год}} = \frac{n}{7} m \left(G \frac{I_{4_x} + I_{4_T} - I_{3_x} - I_{3_T}}{2} \right) 365. \quad (\text{III.87})$$

Величина холодильной нагрузки на камеру орошения

$$Q_x = G (I_n^{\text{II}} - I_{3_T}). \quad (\text{III.88})$$

Продолжительность потребления холода определяется решением уравнения (III.82) при $I_n = I_{3_T}$:

$$\Delta z_x = 116 \arccos \frac{I_{3_T} - I_{n, \text{ср. год}}}{A}. \quad (\text{III.89})$$

Годовой расход холода определяется выражением

$$Q_x^{\text{год}} = \frac{n}{7} m \int Q_x dz = (I_{n, \text{ср. год}} - I_{3_T}) \Delta z_x + 116 A \sin \frac{\pi}{365} \Delta z_x. \quad (\text{III.90})$$

Таким же образом могут быть определены годовые расходы тепла и холода СКВ с рециркуляцией, байпасом и т. п. В этих случаях необходимо принимать значения энтальпий с учетом подогрева наружного воздуха рециркуляционным.

Системы кондиционирования воздуха характеризуются достаточно высоким потреблением тепла и холода. Поэтому снижение этих расходов в общей задаче повышения экономичности СКВ является важным.

Выше отмечалось, что применение в системах кондиционирования первой рециркуляции является эффективным способом снижения расхода тепла. Вторая рециркуляция и байпасирование камеры орошения позволяют резко снизить расход тепла на второй подогрев воздуха или вообще отказаться от него. Следовательно, надо всемерно стремиться к использованию рециркуляционного воздуха, сводя подачу наружного воздуха до санитарного минимума.

Список литературы

1. Андреевский А. К. Отопление. Высшая школа. Минск, 1974.
2. Аше Б. М. Отопление и вентиляция. Стройиздат, 1939.
3. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Стройиздат, 1971.
4. Белоусов В. В. Пуск и наладка систем центрального отопления. Госстройиздат, 1939.
5. Богословский В. Н., Щеголев В. П., Разумов Н. Н. Отопление и вентиляция. М., Стройиздат, 1980.
6. Богословский В. Н., Новожилов В. П., Симаков Б. Д., Титов В. П. Вентиляция. М., Стройиздат, 1976.
7. Вукалович М. П. Теплофизические свойства воды и водяного пара. М., Машиностроение, 1967.
8. Гусев В. М. Теплоснабжение и вентиляция. М., Стройиздат, 1975.
9. Дроздов В. Ф. Отопление. М., Высшая школа, 1976.
10. Каменев П. Н., Богословский В. Н., Сканава А. Н., Егизаров А. Г., Щеглов В. П. Отопление. М., Стройиздат, 1975.
11. Литвин А. М. Теоретические основы теплотехники. Госэнергоиздат, 1964.
12. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. ч. II. М., Высшая школа, 1966.
13. Максимов Г. А., Орлов А. Н. Отопление. М., Госстройиздат, 1954.
14. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. Высшая школа, 1971.
15. Попов В. П. Вентиляция и кондиционирование воздуха. ЛВИКА им. А. Ф. Можайского, 1972.
16. Сканава А. Н. Отопление. М., Стройиздат, 1979.
17. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Л., 1970 (ВВИТКУ).
18. Тимофеев К. В. Общая теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. М., Стройиздат, 1969.
19. Щеголев М. М., Гусев Ю. Л., Иванова М. С. Котельные установки. М., Госэнергоиздат, 1972.
20. Справочник проектировщика. Отопление, водопровод и канализация/Под ред. И. Г. Старовойтова. М., Стройиздат, 1975.
21. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха/Под ред. И. Г. Старовойтова. М., Стройиздат, 1977.
22. Справочник по специальным работам. Наладка, регулировка и эксплуатация систем промышленной вентиляции. М., Стройиздат, 1962.

Предисловие	3
Введение	5
Раздел I. ТЕПЛОТЕХНИКА	8
Глава 1. Основы технической термодинамики	8
1.1. Предмет и метод термодинамики	8
1.2. Термодинамическая система и параметры	8
1.3. Уравнение состояния идеальных и реальных газов	10
1.4. Газовые смеси	11
1.5. Энергетические превращения. Первый закон (начало) термодинамики	12
1.6. Теплоемкость	14
1.7. Процессы изменения состояния газа	16
1.8. Второй закон (начало) термодинамики	19
1.9. Энтропия. Ts -диаграмма	21
1.10. Водяной пар. is -диаграмма	24
1.11. Влажный воздух. Id -диаграмма	28
1.12. Истечение и дросселирование газов и паров. Смешение потоков	33
Глава 2. Компрессоры, тепловые двигатели, холодильные машины и тепловые насосы	36
2.1. Сжатие газа или пара	36
2.2. Двигатели внутреннего сгорания	40
2.3. Газотурбинные установки	42
2.4. Паросиловые установки	43
2.5. Холодильные установки	45
2.6. Термотрансформаторы и тепловые насосы	48
Глава 3. Основы тепломассообмена	50
3.1. Виды теплопереноса	50
3.2. Теплопроводность	50
3.3. Конвективный теплообмен	54
3.4. Тепловое излучение	58
3.5. Теплопередача через разделяющую стенку	62
3.6. Теплообменные аппараты	65
3.7. Массоперенос	67

Глава 4. Котельные установки	68
4.1. Топливо, его виды и характеристики	68
4.2. Горение топлива	69
4.3. Котельные установки	70
4.4. Тепловой баланс котельного агрегата	72
4.5. Параметры котельных агрегатов	73
4.6. Поверхности нагрева котельных агрегатов	74
4.7. Вспомогательное оборудование	75
4.8. Компоновка котельных установок	78
Раздел II. Отопление	79
Глава 5. Тепловой режим и теплопотери помещений и зданий	79
5.1. Тепловая обстановка в помещениях	79
5.2. Выбор и теплотехническая оценка строительных ограждений	84
5.3. Выбор ограждений из условий паро- и воздухопроницаемости	89
Диффузия влаги, ее конденсация в ограждениях	89
Фильтрация воздуха (воздухопроницаемость)	91
5.4. Теплоустойчивость ограждений и помещений	93
5.5. Теплопотери ограждений помещений	97
5.6. Укрупненный расчет теплопотерь зданий	102
Глава 6. Виды и основное оборудование систем центрального отопления	104
6.1. Требования к системам отопления	104
6.2. Виды нагревательных приборов. Их показатели	108
6.3. Выбор, установка и расчет поверхности нагревательных приборов	115
6.4. Трубопроводы. Запорно-регулирующая арматура	119
Глава 7. Системы водяного отопления	124
7.1. Классификация систем водяного отопления	124
7.2. Определение расходов и температур воды на участках систем. Использование принудительного давления	137
7.3. Гидравлический расчет диаметров отопительных трубопроводов	143
7.4. Специфическое оборудование систем водяного отопления	155
7.5. Гидравлический режим и тепловая устойчивость систем водяного отопления	163
Глава 8. Основные разновидности центральных систем отопления с местными приборами	167
8.1. Принципы действия и классификации паровых систем. Основное их оборудование	167
8.2. Расчет диаметров и оборудования трубопроводов паровых систем отопления	174
8.3. Лучисто-панельное отопление	178
Глава 9. Эксплуатация систем центрального отопления	183
9.1. Основные задачи и виды работ при эксплуатации систем. Организационные мероприятия	183
9.2. Пуск систем отопления в действие	187

9.3. Виды и порядок технического обслуживания центрального отопления	194
9.4. Основные причины непрогревов в системах отопления и их устранение	197
Причины ухудшения работы системы, возникающие при проектировании и монтаже	197
Причины ухудшения работы системы, возникающие в процессе ее эксплуатации	199
Раздел III. Вентиляция и кондиционирование воздуха	206
Глава 10. Общие сведения о вентиляции	206
10.1. Гигиенические основы вентиляции	206
10.2. Способы поддержания требуемого состояния воздушной среды в помещениях и классификация вентиляционных систем	208
10.3. Определение расчетных расходов воздуха в системах вентиляции	214
Общеобменная вентиляция	214
Локализуемая вентиляция	220
Глава 11. Конструктивное оформление систем общеобменной вентиляции	221
11.1. Основные элементы вентиляционных систем	221
11.2. Воздухоприемные и воздуховыбросные устройства	222
11.3. Воздуховоды и их расчет	223
11.4. Приточные и вытяжные устройства	232
11.5. Вентиляторы	233
11.6. Вентиляционные камеры	236
11.7. Устройства для борьбы с шумом в системах вентиляции	239
Глава 12. Нагревание воздуха в системах вентиляции. Воздушное отопление	242
12.1. Способы и расчет нагревания воздуха	242
12.2. Калориферы	242
12.3. Расчет калориферов	247
12.4. Системы воздушного отопления	251
12.5. Воздушно-тепловые и воздушные завесы	255
Глава 13. Очистка вентиляционного воздуха от пыли	256
13.1. Общие сведения о запыленности воздуха и способах его очистки	256
13.2. Фильтры	258
13.3. Пылеуловители	264
Глава 14. Особенности вентиляции зданий различного назначения	266
14.1. Вентиляция жилых зданий	266
14.2. Вентиляция общественных зданий	272
14.3. Вентиляция предприятий бытового обслуживания и общественного питания	275
14.4. Вентиляция убежищ гражданской обороны	278
Глава 15. Эксплуатация систем вентиляции	284
15.1. Задача эксплуатации систем	284

15.2. Измерение параметров воздушного потока	285
15.3. Виды испытаний вентиляционных систем	291
15.4. Испытание и наладка вентиляционных установок	294
15.5. Техническое обслуживание систем вентиляции	299
Глава 16. Кондиционирование воздуха	304
16.1. Сущность кондиционирования воздуха и классификация систем кондиционирования	304
16.2. Тепло- и массообмен между воздухом и водой в камерах орошения	309
16.3. Тепло- и массообмен в поверхностных воздухоохладителях	314
16.4. Центральные однозональные системы кондиционирования воздуха	316
16.5. Центральные многозональные системы	324
16.6. Местные кондиционеры	325
16.7. Осушение воздуха сорбентами	327
16.8. Холодоснабжение систем кондиционирования воздуха	328
Глава 17. Эксплуатация систем кондиционирования воздуха	331
17.1. Регулирование работы систем кондиционирования	331
17.2. Особенности технического обслуживания систем кондиционирования	335
17.3. Годовые расходы тепла и холода в системах кондиционирования	336
Список литературы	339