

ОТОПЛЕНИЕ И ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Ф. С. Михайлов



стройиздат

Михайлов Федор Семенович

ОТОПЛЕНИЕ И ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

• • •

Стройиздат

Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9

• • •

Редактор издательства *Борщевская Н. М.*

Внешнее оформление художника *Дормидонтова Б. И.*

Технический редактор *Родионова В. М.*

Корректоры *Атавина Л. П., Морозовская Г. Г.*

| | |
|-----------------------------|--|
| Сдано в набор 10/II 1972 г. | Подписано к печати 28/IV 1972 г. |
| Т-08534 | Формат 84×108 ¹ / ₃₂ д. л. — 6,5 бум. л. |
| | 21,84 усл. печ. л. (уч.-изд. 23,10) |
| Тираж 40 000 экз. | Изд. № А-III-2793 Зак. № 84 Цена 1 р. |

Подольская типография Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

Тепло и чистый воздух имеют одно из первостепенных значений для жизни и деятельности человека.

Тепло необходимо для поддержания в помещениях в холодное время года температуры, благотворно влияющей на находящихся в них людей. Тепло также требуется для предохранения помещений от сырости, которая часто приводит к преждевременному разрушению строительных конструкций зданий.

Воздух, которым дышит человек, должен быть достаточно чист и не содержать каких-либо посторонних вредных примесей. Так как естественные климатические условия обычно не удовлетворяют этим требованиям, люди стали создавать такие условия искусственно. В результате стали появляться разнообразные отопительные и вентиляционные устройства, обеспечивающие нужную температуру и чистоту воздуха в помещениях.

Уровень современной техники теплоснабжения и вентиляции позволяет в настоящее время искусственно создавать в помещениях любой климат.

Климат на значительной части территории Советского Союза суровый, и отопительный период времени продолжителен, что приводит к значительным расходам топлива. На отопление и вентиляцию зданий расходуется около одной третьей части всего топлива, добываемого в нашей стране. Это обязывает правильно выбирать конструкцию той или иной системы отопления и вентиляции и правильно их эксплуатировать.

Настоящая книга является учебным пособием по курсу «Отопление и основы вентиляции» для учащихся техникумов по специальности «Санитарно-технические устройства зданий». В соответствии с учебным планом в книгу не включены материалы, изучаемые в смежных дисциплинах. Так, в разделе книги «Отопление» не рассмотрено устройство печного и газового отопления, котельных установок и тепловых сетей.

Во втором разделе книги «Основы вентиляции» рассмотрены основные вопросы вентилирования помещений жилых, общественных и производственных зданий. Во избежание дублирования смежных дисциплин в этом разделе книги приведены лишь общие типы калориферов, вентиляторов и кондиционеров, применяемых в вентиляционной технике.

Для лучшего усвоения курса «Отопление и основы вентиляции» в книге приведено достаточное количество всевозможных примеров расчета.

В действующих строительных нормах и правилах (СНиП), в справочниках и в технической литературе, которыми будут пользоваться учащиеся техникумов, принята техническая система единиц МКГСС (*м, кгс, сек*) и внесистемные единицы (*об/мин, мм рт. ст., мм вод. ст. и др.*). Все расчеты, приведенные в учебнике, составлены по этим единицам.

Соотношение указанных единиц с единицами Международной системы единиц СИ, которая должна применяться как более предпочтительная, приведено в приложении 26.

Краткий обзор развития отопительно-вентиляционной техники. Суровые климатические условия заставляли людей с очень давних времен заниматься обогревом своих жилищ. В первоначальном виде, на заре развития человечества, единственным способом обогрева жилища служил костер, а вентиляционным приспособлением являлось проделанное в кровле хижины отверстие. В дальнейшем с целью сохранения тепла в жилищах стали применяться так называемые печи-каменки и курные печи.

Печь-каменка представляла собой грудку валунов и булыжников, которые нагревались продуктами горения от расположенного под ними огневого очага. В Древней Руси для отопления жилищ применялась курная печь. Курная печь имела сводчатую глинобитную топку, сложенную из камней на глиняном растворе. Основанием под печь служила песчаная подушка в обвязке из четырех брусьев. Каменка и курная печь топились «по-черному», т. е. с выходом продуктов горения непосредственно в жилище.

При этом для отвода дыма из жилища использовались или входная дверь, или четырехугольное отверстие, оставляемое в кровле.

С середины XVII в. на Руси находит применение «русская печь». При простом устройстве она удовлетворяла все потребности крестьянского быта: обогревала жилище, служила для приготовления пищи, использовалась для сушки белья и одежды и пр. Эта печь топилась «по-белому», т. е. дым из нее попадал не в жилище, а выбрасывался наружу через трубу, сложенную из кирпичей на глиняном растворе и заканчивающуюся наверху колпаком, который предохранял печь от попадания в нее атмосферных осадков. Конструкция русской печи на протяжении целого ряда столетий вызывала восхищение иностранцев.

В первой половине XIX в. большое распространение получило так называемое амосовское воздушное отопление (по фамилии его автора Н. А. Амосова). Этой системой отопления были оборудованы такие крупные здания, как Зимний дворец в Петербурге, Большой Кремлевский дворец и Грановитая палата в Москве и др.

Интересные оригинальные конструкции печей и калориферов были созданы русскими зодчими Н. А. Львовым, С. Б. Лукашевичем и И. И. Свиязевым.

Первые попытки устройства системы парового отопления были сделаны в Англии. В 1802 г. в России была опубликована статья А. Нартова о возможности применения системы парового отопления, а в 1816 г. в Петербурге уже существовала теплица, отапливаемая паром.

К 1834 г. относится устройство первой в России системы водяного отопления с естественной циркуляцией по проекту П. Г. Соболевского. Однако широкого распространения эти системы в то время не нашли.

Во второй половине XIX в. крупные производственные здания, как правило, отапливались паровыми системами, наряду с которыми для отопления жилых и общественных зданий стали впервые применяться системы пароводяного отопления, весьма целесообразного из гигиенических соображений.

Проф. Московского высшего технического училища, основоположник русской отопительной школы В. М. Чаплин разработал и в 1903 г. применил оригинальную систему пароводяного отопления, в которой для побуждения движения воды был использован элеватор. Он же явился автором водоводяной системы теплоснабжения, получившей в настоящее время исключительно широкое распространение. В этой системе отопления теплоноси-

тель вода нагревается водой с более высокой температурой, либо пропускаемой через теплообменник, либо непосредственно подмешиваемой к нагреваемой воде водоструйным прибором.

В 1909 г. русский инженер Н. П. Мельников впервые использовал для отопления зданий водяную систему с насосным побуждением.

В начале XX в. в Петербурге для отопления ряда корпусов городской детской больницы была устроена система теплоснабжения. Проект этой системы был разработан проф. А. К. Павловским и инженером В. В. Дмитриевым. В 1905 г. инж. В. А. Яхимович изобрел и использовал на практике систему паро-бетонного отопления, в которой нагревательные приборы состояли из стальных труб, заделанных в бетонные панели, расположенные в наружных стенах здания и перегородках. Это устройство явилось прообразом современных систем панельного и лучистого отопления.

Большой путь развития прошла вентиляционная техника. В 1763 г. величайший русский ученый М. В. Ломоносов разработал теорию естественного движения воздуха в каналах (трубах). Еще в то время он доказал, что воздух движется в каналах (трубах) под действием разности веса столбов холодного и теплого воздуха и что при этом скорость движения воздуха прямо пропорциональна разности объемных весов наружного и нагретого воздуха и высоте канала. Современные методы расчета каналов (воздуховодов) систем вентиляции и воздушного отопления продолжают базироваться на этом положении.

Наш соотечественник В. Х. Фрибе в 1795 г. установил принцип вентилирования помещений через неплотности ограждений под влиянием температурного и ветрового давления, положив своими работами начало учения о нейтральной зоне.

В 1834 г. инженер А. А. Саблуков изобрел и применил для проветривания рудников первый центробежный вентилятор, получивший всемирную известность.

В 1861 г. инженер И. И. Флавицкий пересмотрел французские нормы воздухообмена для помещений применительно к нашим климатическим условиям и дал гигиеническую оценку состояния воздушной среды. Он же в 1874 г. разработал и построил систему приточной вентиляции с использованием нагревательных приборов

системы отопления, получившую широкое распространение не только в России, но и за рубежом, где она применяется и в наши дни.

Следует отметить, что отсутствие отечественной промышленности в дореволюционное время не давало возможности строителям использовать научные достижения русских ученых. В результате здания с центральными системами отопления были в России редкостью.

Рост благосостояния людей, увеличение жилого и промышленного строительства в нашей стране после Великой Октябрьской революции послужили толчком развитию отопительно-вентиляционной техники. В годы Советской власти отопительно-вентиляционная техника стала развиваться по новому пути, с использованием автоматического управления и новейших достижений науки и техники. В связи с огромным ростом промышленного и жилищного строительства стала применяться комбинированная выработка тепла (для систем отопления и вентиляции) и электроэнергии (для силовых установок), получившая название теплофикации. В настоящее время Советский Союз занимает первое место в мире по строительству теплоэлектроцентралей.

Одновременно с развитием теплофикации в нашей стране были сооружены крупные системы газоснабжения, использующие природный газ, значительная часть которого расходуется на нужды отопления.

Для создания комфортных условий в общественных и ряде жилых зданий стали применяться установки кондиционирования воздуха, позволяющие поддерживать в помещениях искусственный климат.

Уже с середины тридцатых годов в СССР начат выпуск отопительно-вентиляционного оборудования. За последние годы Советский Союз по выпуску санитарно-технического оборудования занял второе место в мире.

За годы Советской власти у нас в стране создана большая сеть научно-исследовательских и проектных институтов, успешно развивающих отопительно-вентиляционную технику и методы расчета систем отопления и вентиляции.

Для проектирования и сооружения систем теплоснабжения, отопления и вентиляции разработаны строительные нормы и правила «СНиП», а также целый ряд других нормативов,

Раздел первый

ОТОПЛЕНИЕ

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

§ 1. ВИДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Основными элементами любой системы отопления являются генератор тепла, нагревательные приборы и теплопроводы (каналы или трубопроводы).

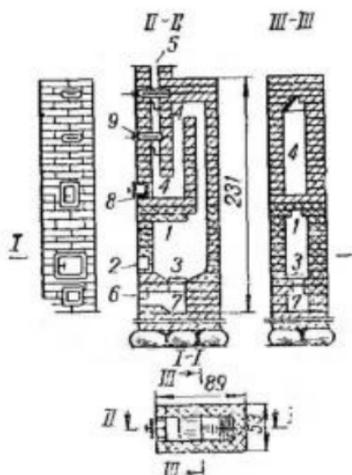
В генераторе тепла происходит сжигание топлива, а выделяемое при этом тепло передается теплоносителю, т. е. среде, переносящей тепло от генератора к нагревательным приборам. Нагревательные приборы передают полученное от генератора тепло воздуху помещений. По теплопроводам теплоноситель перемещается от генератора тепла к нагревательным приборам.

Системы отопления подразделяются на местные и центральные.

В местной системе отопления генератор тепла, нагревательные приборы и теплоотдающие поверхности конструктивно объединены в одном устройстве. Примером местного отопления может служить комнатная печь (рис. I.1). В ней генератором тепла является топливник, в котором происходит сгорание топлива, теплопроводом служат дымообороты, прогревающие стенки печи и отводящие продукты сгорания из топки, а воздух помещений нагревается при его непосредственном соприкосновении с горячими поверхностями стенок печи. К местным системам отопления относятся также газовое отопление (при сжигании газа в нагревательных приборах, находящихся в отапливаемом помещении) и электрическое, если электрическая энергия переходит в тепловую непосредственно в самих нагревательных приборах. Радиус действия местных систем отопления невелик и ограничивается одной или двумя-тремя смежными комнатами.

Рис. 1.1. Комнатная отопительная печь

1 — топливник; 2 — топочная дверка; 3 — колосниковая решетка; 4 — дымооборот; 5 — дымовая труба; 6 — поддувальная дверка; 7 — поддувало; 8 — дверка для чистки; 9 — шибер



Центральными системами отопления называются системы, в которых генератор тепла (например, котел) находится вне отапливаемых помещений, а теплоноситель к местам потребления подается по трубопроводам.

В центральных системах отопления одним генератором тепла, состоящим из одного котла или группы котлов, могут отапливаться не только отдельное здание, но и группы зданий. Система отопления, которая обслуживает целую группу зданий от одной котельной, называется районной.

В зависимости от вида теплоносителя центральные системы отопления подразделяются на системы водяного, парового, воздушного и комбинированного отопления.

Если в системе водяного отопления циркуляция воды в трубопроводах и нагревательных приборах происходит под действием разности объемных весов охлажденной и нагретой воды, то она называется *системой с естественной циркуляцией*.

В системах большой протяженности применять естественную циркуляцию воды экономически нецелесообразно, так как это привело бы к необходимости установки труб слишком больших диаметров. Поэтому в этих случаях устраивают системы водяного отопления с *искусственной циркуляцией* воды при помощи насосов (или насосные). Эти системы отопления в качестве теплоносителя могут использовать воду с температурой до 100°C или высокотемпературную воду (с температурой более 100°C).

В системах парового отопления пар из котла по трубопроводам поступает в нагревательные приборы, где конденсируется и, выделяя скрытую теплоту парообразования, нагревает эти приборы. Конденсат же возвращается в котел и вновь превращается в пар.

Системы парового отопления различаются по величине первоначального давления и бывают *вакуум-паровыми* (с давлением пара от 1 ат), низкого давления (от 0,5 до 0,7 ати) и высокого давления (более 0,7 ати). В системах парового отопления пар перемещается под действием разности давлений на выходе из котла и перед нагревательным прибором.

Системы воздушного отопления в зависимости от вида первичного теплоносителя подразделяются на *водовоздушные, паровоздушные, огневоздушные, электровоздушные и газовоздушные*. По способу передвижения воздуха воздушные системы могут быть с естественным и механическим побуждением. Во втором случае используются вентиляторы.

Комбинированной системой отопления называют систему, в которой применены либо два различных теплоносителя, либо один теплоноситель, но с разными параметрами. К ней относятся пароводяные, водоводяные и все воздушные системы отопления.

Системы водяного и парового отопления различаются также по способу разводки магистральных трубопроводов (с верхней, нижней и средней разводкой), по способу присоединения нагревательных приборов к стоякам (двухтрубные и однотрубные), по способу теплоотдачи нагревательных приборов (конвекционные и лучистые) и по типу применяемых нагревательных приборов (радиаторные, конвекторные, панельные, из гладких труб и др.).

Требования, предъявляемые к теплоносителям систем отопления. Основные требования, предъявляемые к теплоносителям; это способность аккумулировать тепло, подвижность и незначительное потребление электроэнергии на их перемещение. Применяемые в качестве теплоносителя горячая вода, пар и воздух наиболее близко соответствуют этим требованиям.

К тому же температура теплоносителя (при воздействии ее на нагревательные приборы) не должна ухудшать гигиенические условия воздуха помещения.

Вода, пар и воздух обладают различными физическими свойствами. Вода характеризуется большой теплоемкостью, значительным объемным весом и большой подвижностью, что дает возможность передавать на большие расстояния значительное количество тепла при сравнительно небольшом объеме воды. При использова-

нии в качестве теплоносителя горячей воды температуру поверхности нагревательных приборов (а следовательно, и их теплоотдачу) можно регулировать из одного общего центра (например, котельной), что позволяет экономней расходовать топливо.

При паровом отоплении большое количество тепла, выделяющегося при конденсации пара, и малый объемный вес последнего позволяют передавать на большие расстояния значительное количество тепла с минимальными затратами электроэнергии на перемещение теплоносителя. Кроме того, при использовании в качестве теплоносителя пара существенно сокращается количество нагревательных приборов, так как температура последних значительно выше, чем при теплоносителе горячей воде. К недостаткам пара, как теплоносителя, следует отнести невозможность центрального регулирования теплоотдачи нагревательных приборов, высокую температуру на поверхности последних и возможность пригорания на них органической пыли, что ухудшает санитарно-гигиенические условия отапливаемых помещений. Кроме того, потери тепла паропроводами и конденсаторопроводами значительно превышают потери тепла трубопроводами водяных систем отопления.

Воздушное отопление с использованием в качестве теплоносителя нагретого воздуха, имеющего сравнительно небольшие температуру ($50\text{--}70^\circ\text{C}$), теплоемкость и объемный вес, потребляет много электроэнергии на перемещение больших количеств воздуха. К недостаткам его можно отнести также шум, возникающий при работе вентиляторов.

По экономическим соображениям воздушное отопление предпочтительнее водяного и парового, так как не требует установки нагревательных приборов, стоимость которых составляет около 60% стоимости всей системы отопления.

§ 2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

На рис. 1.2 приведена схема системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды. Система состоит из теплового генератора (котла), нагревательных приборов и разводящей сети трубопроводов. Нагретая в котле 1 горячая вода по подающим трубопроводам 3

поступает в нагревательные приборы 2, установленные в помещениях двухэтажного здания. В нагревательных приборах вода охлаждается и передает часть тепла через стенки приборов воздуху помещений, а затем охлаж-

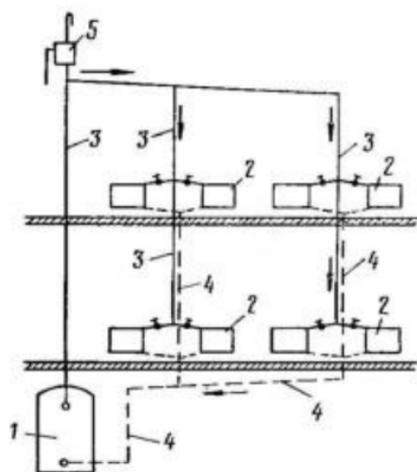


Рис. I.2. Схема водяного отопления с естественной циркуляцией

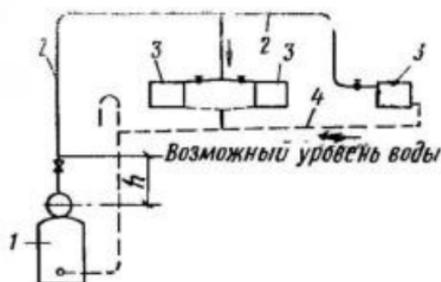


Рис. I.3. Схема парового отопления низкого давления

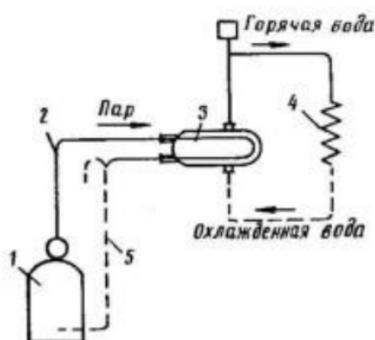


Рис. I.4. Схема пароводяного отопления

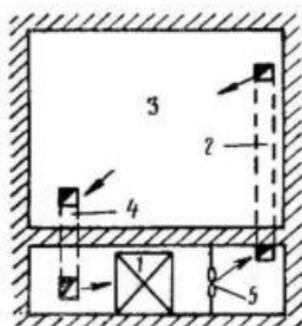


Рис. I.5. Схема воздушного отопления

денная вода по трубопроводам 4 возвращается в котел, где вновь подогревается. Расширительный сосуд 5 предназначен для аккумуляции прироста объема воды, возникающего при ее нагревании, и для удаления воздуха из системы. Вода циркулирует в системе под действи-

ем разности объемных весов охлажденной воды в трубопроводах 4 и горячей воды в трубопроводах 3.

Схема системы парового отопления показана на рис. I.3. В этой системе пар из котла 1 поступает по паропроводам 2 к нагревательным приборам 3, в которых в результате охлаждения конденсируется, т. е. превращается в воду. Скрытая теплота парообразования освобождается и через стенки приборов передается воздуху помещения. Конденсационная вода из нагревательных приборов по конденсатопроводу 4 отводится в котел.

На рис. I.4 представлена схема пароводяного отопления. Пар из котла 1 поступает по паропроводу 2 в теплообменник 3, предназначенный для нагревания воды в системе водяного отопления 4. Охладившись в теплообменнике, пар конденсируется, и конденсационная вода по конденсатопроводу 5 поступает в котел. Такая комбинированная система отопления отличается от системы отопления, показанной на рис. I.2, лишь тем, что в ней теплоноситель нагревается не в котле, а в пароводяном теплообменнике.

В системе воздушного отопления (рис. I.5) наружный воздух, подогреваясь в воздухоподогревателе (калорифере) 1, поступает по приточному каналу 2 в отапливаемое помещение 3. Поступивший воздух охлаждается до температуры помещения и по вытяжному каналу 4 возвращается обратно в калорифер, где вновь подогревается. В ряде случаев прибегают к искусственному перемещению воздуха, устанавливая для этого вентилятор 5.

Глава II

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ПО СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕПЛОТЕХНИКЕ

§ 3. ВИДЫ ПЕРЕХОДА ТЕПЛА

Передача тепла от одного тела к другому происходит теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Теплопроводностью называется процесс передачи тепла внутри тела или от одного тела к другому при

соприкосновении частиц тела или двух тел, имеющих различную температуру.

Конвекцией называют передачу тепла движущимися частицами газа или жидкости. Соприкасаясь с нагретым телом, эти частицы нагреваются, перемещаются в пространстве и передают тепло другим телам с более низкой температурой. Например, воздух помещения, соприкасающийся с поверхностью отопительного радиатора, нагревается, расширяется и в результате уменьшения объемного веса поднимается кверху, а на смену ему из нижней части помещения поступает более холодный воздух.

При излучении тепло передается лучистой энергией от одного нагретого тела к другому, менее нагретому, через воздух без нагревания последнего. Излучение имеет большое значение при передаче тепла от нагревательных приборов к наружным стенам помещений, внутренним перегородкам, мебели. Внутренние перегородки и мебель, повышая свою температуру, отдают тепло воздуху помещения путем конвекции.

Теплопроводность. В соответствии с законом Фурье количество тепла, проходящего в единицу времени через поверхность твердого тела, пропорционально коэффициенту теплопроводности материала, площади поперечного сечения тела, разности температур ограничивающих его плоскостей и обратно пропорционально толщине тела.

По закону Фурье количество тепла, проходящее через твердое тело, в *ккал/ч*

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F (t_1 - t_2), \quad (\text{II.1})$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала в *ккал/м·ч·град*;

δ — толщина тела или материального слоя в *м*;

F — площадь в *м²*;

$t_1 - t_2$ — разность температур плоскостей, ограничивающих тело, в *град*.

Если $\delta = 1 \text{ м}$, $F = 1 \text{ м}^2$ и $t_1 - t_2 = 1^\circ$, то $Q = \lambda \text{ ккал/м·ч·град}$.

Следовательно, коэффициент теплопроводности материала показывает, какое количество тепла проходит в течение 1 ч через 1 м² поверхности тела толщиной 1 м при разности температур на границах тела 1°.

Величина коэффициента теплопроводности зависит от объемного веса, влажности и температуры материала. При увеличении объемного веса материала, его влажности и температуры значение коэффициента теплопроводности возрастает. Значения коэффициента теплопроводности строительных материалов приводятся в Строительных нормах и правилах (см. СНиП II-A.7-62, табл. 1 и 2).

Отношение λ/δ в уравнении (II.1) называют *тепловой проводимостью материального слоя*. Оно показывает, какое количество тепла проходит за 1 ч через 1 м² материального слоя при разности температур 1°. Отношение δ/λ , т. е. обратную величину, называют *термическим сопротивлением материального слоя*. Эта величина имеет размерность м²·ч·град/ккал.

Конвекция. Количество тепла, передаваемое конвекцией, определяется по формуле

$$Q_k = \alpha_k F \Delta t, \quad (II.2)$$

где Q — количество передаваемого тепла в ккал/ч;
 α_k — коэффициент конвекции в ккал/м²·ч·град;
 F — поверхность, участвующая в теплообмене, в м²;
 Δt — разность температур поверхности и окружающего воздуха в град.

Коэффициент конвекции α_k зависит в основном от скорости движения воздуха и разности температур у тепловоспринимающей или теплоотдающей поверхности. Конвективный поток может быть естественным и вынужденным. В первом случае конвекция возникает под воздействием разности объемных весов воздуха, а во втором — под воздействием какого-либо постороннего побудителя (например, движения воздуха у поверхности наружных стен здания под действием ветра).

В строительной теплотехнике для определения коэффициента конвекции пользуются эмпирической формулой

$$\alpha_k = 13 \sqrt{v} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}, \quad (II.3)$$

где v — скорость ветра для данной местности в м/сек.

Для ориентировочных расчетов скорость ветра на открытом месте можно принимать равной 1,5 м/сек.

Излучение. Теплообмен излучением может происходить только между телами с различной температурой. По закону Стефана — Больцмана энергия теплоизлучения E в ккал/ч пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры тела, т. е.

$$E = C F \left(\frac{T}{100} \right)^4 \text{ ккал/ч}, \quad (\text{II.4})$$

где C — коэффициент пропорциональности, называемый *коэффициентом теплоизлучения*, в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \times \text{°K}^4$ (по температурной шкале Кельвина);

F — поверхность излучения в м^2 ;

T — абсолютная температура в °K .

Коэффициент теплоизлучения зависит от природы тела, обработки его поверхности и температуры тела. Наибольшим коэффициентом теплоизлучения обладает абсолютно черное тело: для него $C_0 = 4,96 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°K}^4$. Значение коэффициента теплоизлучения основных строительных материалов (за исключением бетона) находится в пределах 4 — $4,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°K}^4$; коэффициент теплоизлучения бетона равен $3,1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°K}^4$.

Если теплообмен излучением происходит между двумя параллельными поверхностями, то количество тепла, отданное излучением более нагретой поверхности (температура T_1) менее нагретой (температура T_2), составит

$$Q_{\text{изл}} = C_{\text{пр}} F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (\text{II.5})$$

где $C_{\text{пр}}$ — *приведенный коэффициент теплоизлучения* в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°K}$, определяемый по формуле

$$C_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}, \quad (\text{II.6})$$

в которой C_1 — коэффициент теплоизлучения поверхности с температурой T_1 ;

C_2 — то же, с температурой T_2 ;

C_0 — коэффициент теплоизлучения абсолютно черного тела.

Взамен уравнения (II.5) иногда пользуются равнозначным ему уравнением

$$Q_{\text{изл}} = \alpha_{\text{изл}} (t_1 - t_2), \quad (\text{II.7})$$

где $\alpha_{\text{изл}}$ — коэффициент теплообмена излучением в ккал/м²·ч·град.

Из уравнений (II.5) и (II.7) следует, что

$$\alpha_{\text{изл}} = \frac{C_{\text{пр}} \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{t_1 - t_2}. \quad (\text{II.8})$$

Значения коэффициента $\alpha_{\text{изл}}$ изменяются в довольно широких пределах в зависимости от температуры поверхностей, участвующих в процессе теплообмена.

Теплообмен конвекцией и излучением. Если тепло передается одновременно конвекцией и излучением, то для определения общего количества тепла в ккал/ч, получаемого или отдаваемого телом, следует сложить почленно уравнения (II.2) и (II.7):

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{к}} + Q_{\text{изл}} = (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{изл}}) F (t_1 - t_2).$$

Полагая $\alpha = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{изл}}$, получим

$$Q_{\text{общ}} = \alpha F (t_1 - t_2). \quad (\text{II.9})$$

Если поверхность площадью F воспринимает тепло, то коэффициент теплообмена α , входящий в уравнение (II.9), называют *коэффициентом тепловосприятости* и обозначают $\alpha_{\text{в}}$. Если же от поверхности площадью F тепло передается ограждающему воздуху, то коэффициент теплообмена α называют *коэффициентом теплоотдачи* и обозначают $\alpha_{\text{н}}$. Коэффициенты $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ измеряются в ккал/м²·ч·град. Обратные им величины (т. е. $1/\alpha_{\text{в}}$ и $1/\alpha_{\text{н}}$) называют соответственно *термическим сопротивлением тепловосприятости* ($R_{\text{в}}$) и *термическим сопротивлением теплоотдаче* ($R_{\text{н}}$).

Значения коэффициента тепловосприятости $\alpha_{\text{в}}$ или сопротивления тепловосприятости $R_{\text{в}}$ можно определить по данным табл. II. 1 в зависимости от характера внут-

Таблица П.1

| Поверхность | $\alpha_{в} \cdot$ ккал/м ² ·ч × град | $R_{в} \cdot$ м ² ·ч·град/ккал |
|---|---|--|
| Стен и потолков, гладкая или со слабо выступающими редко расположенными ребрами ($h/a < 0,2$) | 7,5 | 0,133 |
| Потолков ($h/a = 0,2 \div 0,3$) | 7 | 0,143 |
| Потолков с выступающими часто расположенными ребрами ($h/a > 0,3$) | 6,5 | 0,154 |

Примечания: 1. h — высота ребра, a — расстояние между гранями соседних ребер.

2. Для потолков с кессонами при отношении $h/a > 0,3$ (a — меньшая сторона кессона) следует принимать $\alpha_{в} = 6$ и $R_{в} = 0,167$.

ренной поверхности ограждения. Значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{н}$ или сопротивления теплоотдаче $R_{н}$ в зависимости от особенностей расположения наружной поверхности ограждения приведены в табл. П.2.

Таблица П.2

| Расположение наружных поверхностей | $\alpha_{н} \cdot$ ккал/м ² ·ч × град | $R_{н} \cdot$ м ² ·ч·град/ккал |
|---|---|--|
| Поверхности, непосредственно соприкасающиеся с наружным воздухом: наружные стены, бесчердачные перекрытия (совмещенные крыши) и др. | 20 | 0,05 |
| Поверхности, непосредственно не соприкасающиеся с наружным воздухом: выходящие на чердак | 7 | 0,143 |
| над холодными подвалами и подпольями | 5 | 0,2 |

Термическое сопротивление замкнутых воздушных прослоек. Воздух — плохой проводник тепла. Поэтому чтобы увеличить термическое сопротивление ограждений (стен, перекрытий), в них часто устраивают замкнутые воздушные прослойки. Количество тепла, проходящее через воздушную прослойку, зависит в основном от его расположения (вертикального или горизонтального) и толщины, а также и от направления теплового потока.

Значения термического сопротивления замкнутых воздушных прослоек для зимнего и летнего времени (с учетом теплопроводности, конвекции и лучеиспускания) приведены в табл. II.3.

Таблица II.3

| Толщина прослойки в мм | Термическое сопротивление $R_{в.п}$ в $м^2 \cdot ч \cdot град / ккал$ | | | |
|------------------------|---|-------|--|-------|
| | для вертикальных прослоек и горизонтальных (при потоке тепла снизу вверх) | | для горизонтальных прослоек (при потоке тепла сверху вниз) | |
| | летом | зимой | летом | зимой |
| 10 | 0,15 | 0,17 | 0,15 | 0,18 |
| 20 | 0,16 | 0,18 | 0,18 | 0,22 |
| 30 | 0,16 | 0,19 | 0,19 | 0,24 |
| 50 | 0,16 | 0,2 | 0,2 | 0,26 |
| 100 | 0,17 | 0,21 | 0,21 | 0,27 |
| 150 и более | 0,18 | 0,21 | 0,22 | 0,28 |

Примечание. Величины $R_{в.п}$ соответствуют разности температур на поверхностях прослоек 10° . Для уточнения расчета их необходимо умножить на коэффициент 1,05 — при разности температур 8° , 1,1 — при разности температур 6° , 1,15 — при разности температур 4° и 1,2 — при разности температур 2° .

§ 4. ПЕРЕХОД ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ПЛОСКУЮ СТЕНКУ

Строительные ограждения зданий состоят из одного или нескольких материальных слоев. К ним относятся наружные стены, чердачные перекрытия и др. В этих случаях процесс перехода тепла через ограждения к более холодному наружному воздуху зависит от лучистого и конвективного теплообмена у внутренней и наружной поверхностей ограждения, а также от теплопроводности и толщины материальных слоев самого ограждения.

Рассмотрим простейший случай перехода тепла через однородную плоскую стенку (рис. II.1) площадью F $м^2$, толщиной δ м с коэффициентом теплопроводности λ $ккал/м \cdot ч \cdot град$. При постоянных температурах внут-

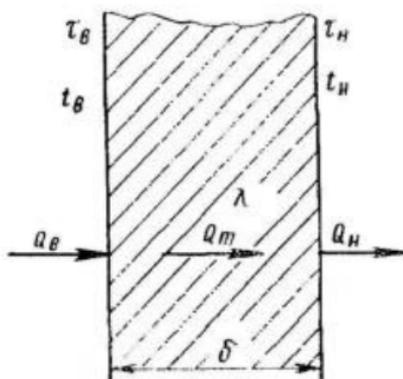


Рис. II.1. Переход тепла через однородную наружную стену

ренного t_v и наружного t_n воздуха будут неизменными и температуры поверхностей τ_v и τ_n . Если $\tau_v > \tau_n$, то тепловой поток Q направится из помещения наружу. В этом случае количество тепла Q_v , воспринятого в единицу времени внутренней поверхностью стенки, будет равно количеству тепла Q_τ , переданного через материальный слой стенку, и количеству тепла Q_n , отданному от наружной ее поверхности наружному воздуху.

В соответствии с этим для установившегося теплового потока можно написать следующие уравнения:

$$Q_v = \alpha_v F (t_v - \tau_v) \quad \text{или} \quad \frac{Q_v}{\alpha_v F} = t_v - \tau_v;$$

$$Q_\tau = \frac{\lambda}{\delta} F (\tau_v - \tau_n) \quad \text{или} \quad \frac{\delta Q_\tau}{\lambda F} = \tau_v - \tau_n;$$

$$Q_n = \alpha_n F (\tau_n - t_n) \quad \text{или} \quad \frac{Q_n}{\alpha_n F} = \tau_n - t_n.$$

Сложив последние уравнения и учтя, что $Q_v = Q_\tau = Q_n$, получим

$$\frac{Q}{F} = \left(\frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n} \right) = t_v - t_n. \quad (\text{II.10})$$

В этом уравнении слагаемые в скобках представляют собой сумму термических сопротивлений, которые преодолевает тепловой поток: $1/\alpha_v = R_v$ — термическое сопротивление тепловосприятию, $\delta/\lambda = R$ — термическое сопротивление материальной толщи стенки и $1/\alpha_n = R_n$ — термическое сопротивление теплоотдаче.

Заменив в уравнении (II.10) выражение в скобках на термические сопротивления и произведя соответствующие преобразования, получим

$$Q = F \frac{1}{R_v + R + R_n} (t_v - t_n). \quad (\text{II.11})$$

Сумму термических сопротивлений, преодолеваемых тепловым потоком через ограждение, называют общим термическим сопротивлением (или сопротивлением теплопередаче), обозначаемым R_o . Для однородных плоских ограждений

$$R_o = R_v + R + R_n. \quad (\text{II.12})$$

Из уравнений (II.11) и (II.12) следует, что

$$Q = F \frac{1}{R_o} (t_v - t_n). \quad (\text{II.13})$$

Следовательно, количество тепла, проходящего через плоскую стенку в течение 1 ч, прямо пропорционально поверхности стенки F , разности температур воздуха с обеих сторон стенки $(t_b - t_n)$ и обратно пропорционально общему термическому сопротивлению R_0 .

При расчетах теплопотерь через плоские стенки вместо термического сопротивления R_0 обычно принимают обратную ему величину, называемую общим коэффициентом теплопередачи ограждений K :

$$K = \frac{1}{R_0} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}. \quad (\text{II.14})$$

При этом уравнение (II.13) преобразуется так:

$$Q = K F (t_b - t_n) \text{ ккал/ч}. \quad (\text{II.15})$$

Если ограждение многослойно и состоит из нескольких плоских слоев, расположенных перпендикулярно направлению теплового потока, то величину общего термического сопротивления для него определяют по формуле

$$R_0 = R_b + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_n, \quad (\text{II.16})$$

где R_1, R_2, \dots, R_n — термические сопротивления отдельных слоев ограждения в $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$, вычисляемые по формуле

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}. \quad (\text{II.17})$$

При наличии в многослойном ограждении замкнутой воздушной прослойки ее также следует учесть в сумме термических сопротивлений. Таким образом, в общем случае термическое сопротивление многослойного ограждения с воздушной прослойкой

$$R_0 = R_b + \Sigma R + R_{\text{в.п}} + R_n, \quad (\text{II.18})$$

где $R_{\text{в.п}}$ — термическое сопротивление воздушной прослойки, а коэффициент теплопередачи этого ограждения

$$K = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} \sum_1^n \left(\frac{\delta}{\lambda_n} \right) + R_{\text{в.п}} + \frac{1}{\alpha_n}}, \quad (\text{II.19})$$

где δ и λ — толщины и коэффициенты теплопроводности отдельных материальных слоев.

Сложнее обстоит дело с определением термического сопротивления ограждения, состоящего из нескольких неоднородных слоев. Если поверхность такого ограждения разбить плоскостями, параллельными направлению теплового потока, на отдельные однородные по материалу площади, то термическое сопротивление ограждения можно определить по формуле

$$R_{\parallel} = \frac{F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n}{\frac{F_1}{R_1} + \frac{F_2}{R_2} + \frac{F_3}{R_3} + \dots + \frac{F_n}{R_n}}, \quad (\text{II.20})$$

где $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ — площади отдельных участков на поверхности ограждения;

$R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$ — термические сопротивления этих площадей, вычисляемые по формулам (II.16) или (II.17) (но без учета сопротивлений тепловосприятию и теплоотдаче).

Если же ограждение, состоящее из нескольких неоднородных слоев, разбить перпендикулярными направлению теплового потока плоскостями на отдельные слои, из которых одни будут состоять только из одного материала, а другие из различных материалов, то термическое сопротивление однородных слоев определяют по формуле (II.17), а неоднородных слоев — по формуле (II.20).

Термическое сопротивление всего ограждения R_{\perp} является суммой термических сопротивлений отдельных слоев. Если величина R_{\parallel} превышает величину R не более чем на 25%, то термическое сопротивление ограждения вычисляют по формуле

$$R = \frac{R_{\parallel} + 2R_{\perp}}{3}. \quad (\text{II.21})$$

Если R_{\parallel} превышает R_{\perp} на большую величину и если ограждение не является плоским, а имеет выступы в плане, то его термическое сопротивление определяют методом расчета температурного поля¹.

Пример II.1. Определить сопротивление теплопередаче наружной кирпичной нештукатуренной стены с кладкой на тяжелом растворе толщиной 640 мм.

Решение. По табл. II.1 сопротивление тепловосприятию $R_{в}$ равно 0,133. Сопротивление теплоотдаче $R_{н}$ по табл. II.2 составляет

¹ К. Ф. Фокин. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. Госстройиздат, 1953.

0,05. Коэффициент теплопроводности λ кирпичной кладки на тяжелом растворе 0,7.

Подставляя указанные величины в формулу (II.12), имеем

$$R_0 = 0,133 + \frac{0,64}{0,7} + 0,05 = 1,1 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

Коэффициент теплопередачи при этом

$$K = \frac{1}{1,1} \approx 0,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Пример II.2. Определить термическое сопротивление и коэффициент теплопередачи той же наружной кирпичной стены толщиной 640 мм, но с внутренней штукатуркой толщиной 15 мм.

Решение. Так же как и в предыдущем примере, $R_n = 0,133$, $R_{вн} = 0,05$ и λ кирпичной кладки 0,7. Принимая для известковой внутренней штукатурки $\lambda = 0,6$, получим

$$R_0 = 0,133 + \frac{0,015}{0,6} + \frac{0,64}{0,7} + 0,05 = 1,12 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал};$$

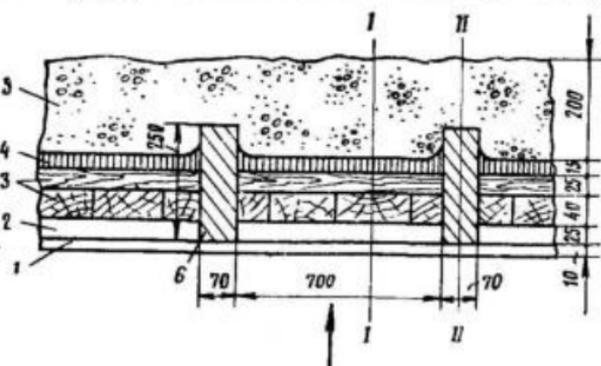
$$K = \frac{1}{1,12} = 0,88 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Пример II.3. Определить значение R_0 и K чердачного перекрытия, представленного на рис. II.2.

Решение. Коэффициенты теплопроводности материалов, из которых состоит перекрытие для сухой гипсовой штукатурки $\lambda = 0,2$; для сосновой древесины $\lambda = 0,15$; для глино-песчаной смазки $\lambda = 0,6$; для

Рис. II.2. Переход тепла через чердачное перекрытие (к примеру расчета II.3)

1 — сухая гипсовая штукатурка; 2 — воздушная прослойка; 3 — деревянный накат; 4 — глино-песчаная смазка; 5 — топливный шлак; 6 — деревянная балка



топливного шлака $\lambda = 0,225$. По табл. (II.3) сопротивление воздушной прослойки $R_{в.п} = 0,185$. По табл. II.1 и II.2 $R_n = 0,133$ и $R_{вн} = 0,143$.

Расчет проведем с учетом термического сопротивления балок по данным рис. II.2.

Сопротивление теплопередаче перекрытия в сечении I—I по формуле (II.18).

$$R_{0I} = 0,133 + \frac{0,01}{0,2} + 0,185 + \frac{0,04}{0,15} + \frac{0,025}{0,15} + \frac{0,015}{0,6} + \frac{0,2}{0,225} + 0,143 = 1,85 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал},$$

а коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{1,85} = 0,54 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Сопротивление теплопередаче перекрытия в сечении II—II (по балкам и между ними)

$$R_{o II} = 0,133 + \frac{0,01}{0,2} + \frac{0,25}{0,15} + \frac{0,065}{0,225} + 0,143 = 2,28 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал},$$

$$\text{а} \quad K = \frac{1}{2,28} = 0,43 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

При учете влияния балок более точными величинами термического сопротивления и коэффициента теплопередачи являются их средние величины $R_{o, \text{ср}}$ и $K_{\text{ср}}$, вычисляемые как среднеарифметические значения, полученные для сечений I—I и II—II, т. е. между балками и по балкам:

$$R_{o, \text{ср}} = \frac{1,85 \cdot 0,7 + 2,28 \cdot 0,07}{0,07 + 0,7} = 1,88 \cdot \text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{град/ккал};$$

$$K_{\text{ср}} = \frac{1}{1,88} = 0,53 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

§ 5. ТРЕБУЕМОЕ ТЕРМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

Минимально допустимое термическое сопротивление ограждения, отвечающее санитарно-гигиеническим требованиям и оптимальное с технико-экономической точки зрения, принято называть *требуемым термическим сопротивлением*, обозначаемым $R_o^{\text{тp}}$. С увеличением термического сопротивления наружных ограждений уменьшаются теплопотери и расход тепла на отопление здания.

Принимая ту или иную конструкцию наружных ограждений, следует иметь в виду, что при недостаточной величине их термического сопротивления температура на внутренней поверхности ограждения может оказаться ниже допустимой нормами. Чрезмерное понижение температуры на внутренних поверхностях ограждений не только отрицательно влияет на теплообмен человеческого организма с окружающими его поверхностями (стенами, потолками, полом и др.), но и может вызвать конденсацию влаги на этих поверхностях. Следовательно, температура на внутренних поверхностях ограждений должна быть выше *температуры точки росы* $\tau_{\text{т.р}}$ воздуха в помещении, т. е. такой температуры, при которой относительная влажность воздуха достигает 100%.

Зависимость между температурой внутренней поверхности τ_b и сопротивлением теплопередаче наружного ограждения R_b при установившемся тепловом потоке определится из уравнения

$$\frac{1}{R_b} (t_b - \tau_b) = \frac{1}{R_o} (t_b - t_n), \quad (\text{II.22})$$

где левая часть представляет собой количество тепла, воспринимаемого поверхностью, а правая — количество тепла, теряемого ограждением.

Из этого уравнения

$$\tau_b = t_b - \frac{R_b}{R_o} (t_b - t_n), \quad (\text{II.23})$$

или

$$R_o = R_b \frac{t_b - t_n}{t_b - \tau_b}, \quad (\text{II.24})$$

где $t_b - \tau_b$ — разность температур воздуха помещения и внутренней поверхности ограждения, обозначаемая в строительной теплотехнике $\Delta t''$.

Величину температурного перепада $\Delta t''$, который не должен превышать известного предела, принимают по СНиП II-A.7-62.

В зависимости от положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху на температурный перепад $t_b - t_n$ вводят поправочный коэффициент n , значения которого приводятся в табл. II.4.

Таблица II.4

| Ограждения | Коэффициент n |
|---|-----------------|
| Наружные стены, бесчердачные перекрытия (совмещенные крыши) и перекрытия над проездами | 1 |
| Чердачные перекрытия и бесчердачные перекрытия (совмещенные крыши) с вентилируемыми продухами | 0,9 |
| Перекрытия над холодными подпольями, расположенными выше уровня земли | 0,75 |
| Перекрытия над неотапливаемыми подвалами с оконными проемами | 0,6 |
| Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без оконных проемов | 0,4 |

Таким образом, формула для определения требуемого (минимального) сопротивления теплопередаче (термического сопротивления) наружного ограждения окончательно записывается в виде:

$$R_o^{TP} = R_b \frac{(t_b - t_n)}{\Delta t''} n. \quad (\text{II.25})$$

Величина сопротивления теплопередаче наружных ограждений должна быть не менее R_o^{TP} , определенного по этой формуле.

Пример II.4. Определить требуемое термическое сопротивление R_o^{TP} кирпичной стены жилого здания в Москве.

Решение. В соответствии с назначением и расположением здания за расчетные температуры принимаем $t_b = 18^\circ\text{C}$ и $t_n = -26^\circ\text{C}$. По данным табл. II.1 величина сопротивления теплопередаче внутренней поверхности стены $R_b = 0,133$.

Принимая коэффициент $n = 1$ и $\Delta t'' = 6$ по формуле (II.25) получим

$$R_o^{TP} = 0,133 \frac{[18 - (-26)]1}{6} = 0,98 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

Для наружных дверей, а также полов на лагах и на грунте R_o^{TP} не нормируется. Для остекленных поверхностей наружных ограждений величины R_o^{TP} , а также число стекол в таких ограждениях должно удовлетворять требованиям СНиП II-V.6-62. Для внутренних ограждений величина R_o^{TP} нормируется только в случаях, когда разность температур в смежных помещениях не превышает 10° .

При наличии в наружном ограждении теплопроводных элементов (так называемых включений), имеющих прямоугольное сечение (толстых сквозных швов раствора, колонн и ригелей железобетонного каркаса, стыков панелей и пр.), температура внутренней поверхности на этих участках определяется по формуле

$$t'_b = t_b - \frac{R'_o + \eta (R_o + R'_o)}{R'_o R_o} R_b (t_b - t_n), \quad (\text{II.26})$$

где R_o — сопротивление теплопередаче ограждения без теплопроводного включения;

R'_o — сопротивление теплопередаче в местах нахождения теплопроводного включения;

η — коэффициент, зависящий от соотношения толщины слоя a теплопроводного включения в на-

правлении, перпендикулярном тепловому потоку, к полной толщине наружного ограждения δ .

Температура $\tau'_в$ должна быть выше температуры точки росы воздуха в помещении, если относительная влажность последнего меньше 75%.

Возможные схемы теплопроводных включений в ограждающих конструкциях показаны на рис. II.3. Значения коэффициента η для этих схем приведены в табл. II.5.

При расчете теплопроводных включений наружных ограждающих конструкций разрешается назначать относительную влажность внутреннего воздуха ϕ в жилых зданиях, детских яслях и садах, а также школах равной 55%, а в других общественных зданиях 50%.

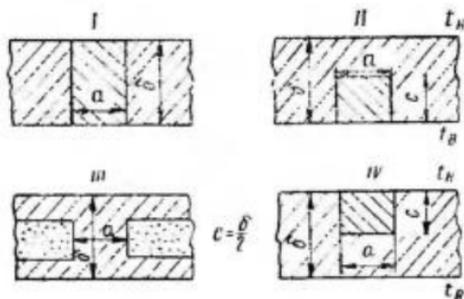


Рис. II.3. Возможные схемы теплопроводных включений

Таблица II.5

| Схемы теплопроводных включений (рис. II. 3) | Коэффициент η при a/δ | | | | | | | | |
|---|-----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0,02 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1 | 1,5 |
| I | 0,12 | 0,24 | 0,38 | 0,55 | 0,74 | 0,83 | 0,87 | 0,9 | 0,95 |
| II | 0,07 | 0,15 | 0,26 | 0,42 | 0,62 | 0,73 | 0,81 | 0,85 | 0,94 |
| III | 0,25 | 0,5 | 0,96 | 1,26 | 1,24 | 1,21 | 1,15 | 1,1 | 1 |
| IV | 0,04 | 0,1 | 0,17 | 0,32 | 0,5 | 0,62 | 0,71 | 0,77 | 0,89 |

Примечания: 1. При $a/\delta > 1,5$ теплопроводное включение следует рассматривать как самостоятельную часть ограждения и проверять по формуле (II.25).

2. Если площадь включений на поверхности ограждения превышает 15% всей площади, то термическое сопротивление такого ограждения надлежит рассчитывать по формуле (II.24).

Величину R_{0}^{TP} для остекленных поверхностей наружных ограждений следует принимать по СНиП II-V.6-62. Значение R_{0}^{TP} для внутренних ограждений нормируется

лишь при разности температур в смежных помещениях, не превышающей 10° .

Термические сопротивления R_0 и коэффициенты теплопередачи $K=1/R_0$ некоторых строительных ограждений приведены в приложении 1. Более подробные сведения о них для промышленных конструкций изложены в работе А. М. Шимановича «Теплотехнический расчет ограждающих конструкций». Промстройпроект Госстроя СССР, 1964.

§ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ РОСЫ НА ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ОГРАЖДЕНИЯ

Отношение веса содержащихся в воздухе водяных паров к их весу при полном насыщении для данной температуры называется относительной влажностью.

Относительную влажность в % определяют по формуле

$$\varphi = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нас}}} 100, \quad (\text{II.27})$$

где $p_{\text{п}}$ — упругость водяного пара в воздухе в мм рт. ст.;
 $p_{\text{нас}}$ — упругость водяного пара в воздухе при полном его насыщении водяными парами (100%), определяемая по приложению 2.

Как уже отмечалось, точкой росы называется температура, при которой относительная влажность воздуха с постоянным влагосодержанием в нем достигает полного насыщения, т. е. 100%.

Пример II.5. Проверить, не происходит ли конденсации водяных паров (т. е. не образуется ли точка росы) на внутренней поверхности наружной стены, изображенной на рис. II.4, при $t_{\text{в}} = -18^\circ\text{C}$; $t_{\text{н}} = -26^\circ\text{C}$ и $\varphi = 50\%$.

Решение. По формуле (II.26) определяем температуру внутренней поверхности стены $t_{\text{в.и}}$, предварительно подсчитав термические сопротивления в сечениях I—I и II—II (см. рис. II.4) и приняв для кирпичной кладки $\lambda = 0,7$, бетона — $\lambda = 1,4$ и известковой штукатурки $\lambda = 0,8$.

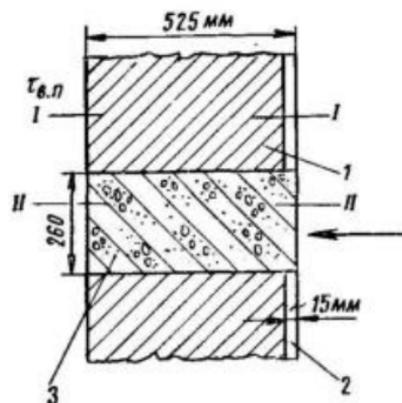


Рис. II.4. Кирпичная стена с железобетонной колонной (к примеру расчета II.5.)

1 — кирпичная кладка; 2 — штукатурка; 3 — железобетонная колонна

Для сечения I—I

$$R_o^I = 0,133 + \frac{0,015}{0,8} + \frac{0,51}{0,7} + 0,05 = 0,93.$$

Для сечения II—II

$$R_o^{II} = 0,133 + \frac{0,525}{1,4} + 0,05 = 0,56.$$

При соотношении $a/\delta = 260/525 = 0,5$, интерполируя данные табл. (II.5), находим для схемы I (см. рис. II.3) $\eta = 0,78$.

Подставляя найденные значения в формулу (II.26), получим

$$\begin{aligned} \tau_{в.п} &= 18 - \frac{0,56 + 0,78 (0,93 - 0,56) 0,133 [18 - (-26)]}{0,93 \cdot 0,56} = \\ &= 18 - 4,3 = 13,7 \text{ } ^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

По приложению 2 находим значение упругости водяного пара при $t = 18^\circ\text{C}$ и полном насыщении $p_{нас} = 15,48$ мм рт. ст. При заданной относительной влажности воздуха $\varphi = 50\%$ упругость водяного пара будет равна $p_n = 15,48 \cdot 0,5 = 7,74$ мм рт. ст. Этому значению при полном насыщении воздуха будет соответствовать температура точки росы $t_{т.р} = 7,4^\circ\text{C}$.

Так как $\tau_{в.п}(13,7^\circ\text{C}) > t_{т.р}(7,4^\circ\text{C})$, конденсации влаги на внутренней поверхности не будет. В противном случае при $\tau_{в.п} < t_{т.р}$ потребовалось бы железобетонную колонну утеплить с наружной стороны дополнительной кирпичной кладкой.

Пример II.6. Определить точку росы $t_{т.р}$ воздуха помещения, имеющего $t_{в} = 20^\circ\text{C}$ и $\varphi = 65\%$.

По приложению 2 максимальная упругость водяного пара при $t_{в} = 20^\circ\text{C}$ и полном насыщении $p_{нас} = 17,54$ мм рт. ст.

Для относительной влажности $\varphi = 65\%$ упругость водяного пара $p_n = 17,54 \cdot 0,65 = 11,4$ мм рт. ст., что соответствует упругости водяного пара при полном насыщении $p_{нас}$ при температуре точки росы $t_{т.р} = 13,3^\circ\text{C}$.

Значительно проще можно определять температуру точки росы, пользуясь так называемой $I-d$ -диаграммой тепловлажностного состояния воздуха, составленной проф. Л. К. Рамзиным (см. далее § 64).

§ 7. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР В ТОЛЩЕ НАРУЖНОГО ОГРАЖДЕНИЯ

Как известно из предыдущего, в установившемся тепловом потоке количество тепла, воспринятого внутренней поверхностью ограждения, всегда равно количеству тепла, проходящего через толщу ограждения, и количеству тепла, отдаваемого его наружной поверхностью.

Следовательно, через плоскость $x-x$ (см. рис. II.5) в единицу времени будет проходить такое же количество тепла, как и через все ограждение, т. е. можно написать

$$\frac{1}{R_{в-x}} F (t_{в} - t_x) = \frac{1}{R_0} F (t_{в} - t_{н}),$$

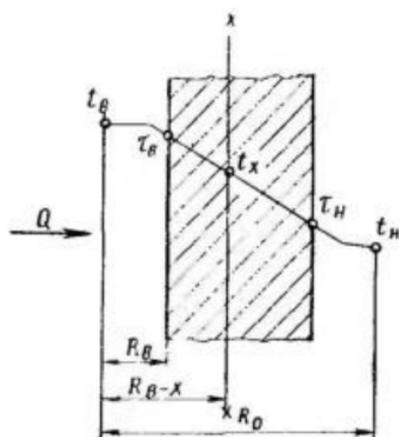


Рис. II.5. Распределение температур в толще наружного ограждения

$R_{в}$ — сопротивление теплопередаче от внутреннего воздуха до внутренней поверхности стены; $R_{в-x}$ — сопротивление теплопередаче от внутреннего воздуха до сечения $x-x$ в толще ограждения; R_0 — сопротивление теплопередаче от внутреннего до наружного воздуха

где $R_{в-x}$ — сумма термических сопротивлений части стены от внутренней ее поверхности до плоскости $x-x$ в толще ограждения;

t_x — температура в плоскости $x-x$ в °С.

Из этого уравнения следует, что

$$t_x = t_{в} - \frac{R_{в-x}}{R_0} (t_{в} - t_{н}). \quad (\text{II.28})$$

Таким образом, применяя это уравнение, можно будет определить температуру в любой точке толщи ограждения.

Глава III

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЙ

§ 8. РАСЧЕТНЫЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ТЕПЛА, ТЕРЯЕМОГО ПОМЕЩЕНИЯМИ

При определении потерь тепла (теплопотерь) помещениями зданий за расчетную наружную температуру принимают среднюю температуру воздуха наиболее холодной пятидневки в данной местности. Эта расчетная тем-

пература значительно выше, чем абсолютная минимальная температура в данной местности. Так, для Москвы она принимается равной — 26°C, тогда как абсолютная минимальная температура доходит до — 41°C (для Ленинграда соответственно — 24°C против — 36°C).

Теплотехнический расчет наружных ограждений по минимальной температуре, которая наблюдается всего в течение нескольких часов и один раз за несколько лет, нецелесообразен по экономическим соображениям. Кроме того, строительные ограждения обладают большой тепловой инерцией (т. е. способностью сохранять тепло), благодаря которой кратковременное понижение наружной температуры не вызывает заметного понижения внутренней температуры воздуха в помещении.

Несколько иначе определяется расчетная зимняя температура наружного воздуха в зависимости от степени массивности ограждающих конструкций здания, влияющей на их промерзание (см. СНиП II-A.7-62 «Строительная теплотехника»). Так, при расчете «массивных» ограждений в качестве расчетной наружной температуры принимается средняя температура наиболее холодной пятидневки, при «легких» — уже более низкая температура, т. е. средняя для наиболее холодных суток, а при ограждениях «средней массивности» — средняя из приведенных выше двух температур.

Степень массивности наружных ограждающих конструкций характеризуется величиной их тепловой инерции D , вычисляемой по формуле

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + R_3 S_3 + \dots + R_n S_n, \quad (\text{III.1})$$

где $R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$ — термические сопротивления отдельных слоев ограждения в $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$, принимаемые по приложению 1;

$S_1, S_2, S_3, \dots, S_n$ — коэффициенты теплоусвоения материалов слоев ограждения при периоде колебаний теплопоступления 24 ч в $\text{ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ (значения S приведены в СНиП II-A.7-62).

Коэффициент теплоусвоения можно вычислить по формуле

$$S = \sqrt{0,51 \lambda c \gamma}, \quad (\text{III.2})$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала в $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

c — удельная теплоемкость материала в $\text{ккал/кг} \times \text{град}$;

γ — объемный вес материала в кг/м^3 .

Наружные ограждения считаются легкими при $D \leq 4$, средней массивности при $4 < D \leq 7$ и массивными при $D > 7$.

Для перекрытий над холодными подвалами и подпольями расчетную зимнюю температуру наружного воздуха принимают равной средней температуре наиболее холодной пятидневки независимо от степени массивности перекрытия.

Для определения расчетных температур наружного воздуха можно пользоваться приложением 3.

Внутренняя расчетная температура определяется назначением помещения и должна поддерживать нормальное самочувствие человека. При ее выборе учитываются условия пребывания и деятельности человека в помещении, величина тепло- и влаговыделений, а также возможность возникновения конденсации влаги из воздуха на внутренних поверхностях ограждений.

В помещениях жилых зданий температура внутреннего воздуха принимается равной 18°C , в детских комнатах (яслях, детских садах и др.) и больничных помещениях — от 18 до 25°C , в служебных помещениях (учреждениях, аудиториях и др.) от 16 до 18°C (в зависимости от скопления в них людей), в производственных помещениях — в соответствии с санитарными требованиями и учетом условий труда и технологического процесса. Так, при легкой работе принимают температуру 16°C , а при тяжелой 12°C . В нерабочее время внутренняя температура в производственных помещениях допускается равной 5°C . В некоторых промышленных предприятиях (прядильно-ткацком, полиграфическом) требуется поддерживать такую внутреннюю температуру воздуха, которая определяется требованиями технологического процесса. В этих случаях для создания нормальных условий труда приходится устраивать вентиляцию.

За расчетную внутреннюю температуру помещений принимают температуру воздуха на высоте $1,5$ м от пола и на расстоянии не ближе 1 м от наружной стены. В других точках помещения температура воздуха несколько отличается от расчетной.

В производственных помещениях расчетная внутренняя температура воздуха должна быть обеспечена в так называемой рабочей зоне, т. е. пространстве высотой 2 м от пола, в котором находятся постоянные рабочие места (постоянным рабочим местом считается место, где работающий находится большую часть своего рабочего времени).

Следует отметить, что в производственных помещениях внутренняя температура воздуха под перекрытием может существенно отклоняться от температуры в двухметровой рабочей зоне. В этих случаях ориентировочно температуру под перекрытием в °С можно определять по формуле

$$t_{\text{пер}} = t_{\text{н.з}} + \Delta t (h - 2), \quad (\text{III.3})$$

где $t_{\text{н.з}}$ — температура в нижней двухметровой зоне в °С;

Δt — температурный перепад (градиент), приходящийся на 1 м высоты, в °С/м;

h — высота от пола до перекрытия в м.

Градиент температуры Δt может доходить до нескольких градусов, особенно в случаях неравенства поступающего тепла (от нагревательных приборов, технологического оборудования и пр.) и теплопотерь.

При определении потерь тепла через световые фонари и покрытия производственных помещений за расчетную внутреннюю температуру принимают температуру воздуха под перекрытием, т. е. $t_{\text{расч}} = t_{\text{пер}}$, а через стены и остекленные поверхности, отстоящие более чем на 2 м от пола, — температуру, среднюю между температурами воздуха под перекрытием и в рабочей зоне помещения.

В неотапливаемых складских и производственных зданиях необходимо предусматривать помещения для обогрева рабочих с температурой воздуха не менее 18°С.

Значения температуры внутреннего воздуха для помещений жилых и общественных зданий можно принимать по данным приложения 4.

При определении теплопотерь ограждениями на разность температур $t_{\text{в}} - t_{\text{н}}$ вводится коэффициент n (см. табл. II.4).

Расчетную разность температур $t_{\text{в}} - t_{\text{н}}$ для перекрытий над неотапливаемыми подвалами, у которых часть

наружных стен расположена над поверхностью земли, определяют с учетом температуры воздуха в подвале. Эту температуру рассчитывают по балансу тепла, поступающего в подвал и теряемого через ограждения. Таким же образом подсчитывают температуру воздуха в неотапливаемых помещениях, граничащих с отапливаемыми.

Теплообмен через стены, разделяющие смежные отапливаемые помещения, следует учитывать лишь при разности расчетных температур воздуха в них не менее 5° .

§ 9. ИЗМЕРЕНИЕ ОГРАЖДАЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗДАНИЙ

Площади поверхностей F м² наружных ограждений зданий при подсчете потерь тепла измеряют по планам и разрезам здания (см. рис. III.1) следующим образом:

1) поверхность потолков и полов — по размерам между осями внутренних стен и по расстоянию от внутрен-

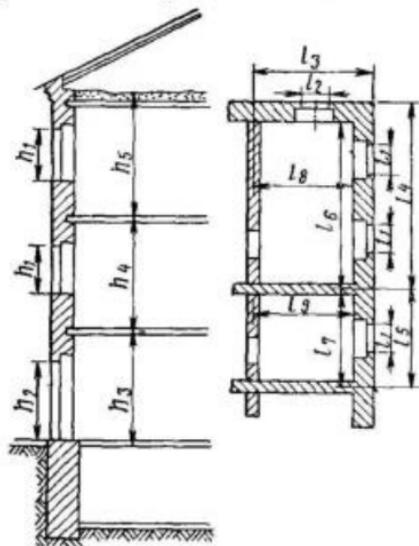


Рис. III.1. Правила измерения теплоотдающих поверхностей ограждений

(l_1, h_1 — ширина и высота окон;
 l_2, h_2 — ширина и высота двери;
 l_3, l_4, l_5 — длины наружных стен;
 h_3, h_4, h_5 — высоты наружных стен;
 l_6, l_7, l_8, l_9 — размеры полов и потолков)

них поверхностей наружных стен до осей внутренних стен;

2) высоту стен первого этажа — по расстоянию от уровня чистого пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа, если пол расположен непосредственно на грунте; по расстоянию от уровня подготовки первого этажа до уровня чистого пола второго этажа, если пол на лагах; по расстоянию от уровня нижней по-

верхности конструкции пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа, если имеется неотапливаемый подвал или подполье;

3) высоту стен промежуточного этажа — по расстоянию между уровнями чистых полов данного и лежащего выше этажей;

4) высоту стен верхнего этажа (или одноэтажного здания) с бесчердачным покрытием — по расстоянию от уровня чистого пола до пересечения внутреннего обреза стены с верхней плоскостью бесчердачного покрытия;

5) высоту стен верхнего этажа с чердачным покрытием — по расстоянию от уровня чистого пола до верха утепляющего слоя чердачного перекрытия;

6) длину наружных стен неугловых помещений — по расстоянию между осями внутренних стен, а угловых помещений — от внешних поверхностей до осей внутренних стен;

7) длину внутренних стен — по расстоянию от внутренних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен или по расстоянию между осями внутренних стен;

8) поверхность окон, дверей и фонарей — по наименьшим размерам проемов в свету.

При обмере ограждений допускается принимать линейные размеры с точностью до 0,1 м, а размеры площади — с точностью до 0,1 м².

§ 10. ОСОБЕННОСТИ ПОДСЧЕТА ТЕПЛОПOTЕРЬ ЧЕРЕЗ ПОЛЫ, РАСПОЛОЖЕННЫЕ НЕПОСРЕДСТВЕННО НА ГРУНТЕ ИЛИ НА ЛАГАХ, И ЧЕРЕЗ СТЕНЫ, ЗАГЛУБЛЕННЫЕ В ГРУНТ

Потери тепла через наружные ограждения, соприкасающиеся не с воздухом, а с грунтом, определяют приблизительно. Так, теплопотери через неутепленные полы, расположенные на грунте или на лагах, определяют по зонам шириной 2 м в зависимости от того, насколько данная зона удалена от наружной стены (см. рис. III.2,а). Чем ближе полоса расположена к наружной стене, тем меньшее термическое сопротивление теплопередаче она имеет.

Условная величина термического сопротивления теплопередаче отдельных зон неутепленных полов, расположенных непосредственно на грунте, при $\lambda > 1$ ккал/м·ч×
×град принимается независимо от толщины пола.

Так, для зоны I (см. рис. III.2, а) $R_{н.п}^1 = 2,5$, зоны II — $R_{н.п}^2 = 5$, зоны III — $R_{н.п}^3 = 10$ и для последующих зон — $R_{н.п}^n = 16,5 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$.

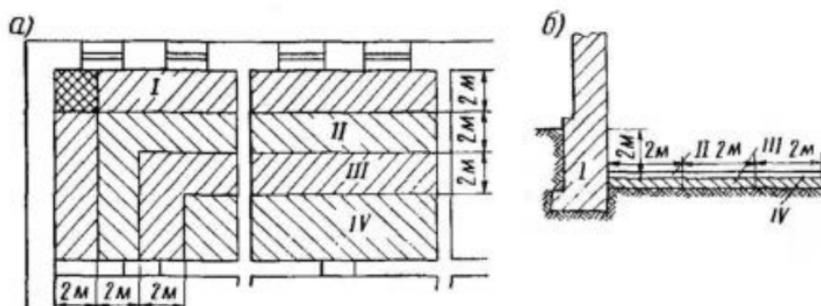


Рис. III.2. Теплотери через полы, расположенные непосредственно на грунте (а), и через стены и полы, находящиеся ниже уровня земли (б)

I — IV зоны

Основная расчетная формула (II.13) при подсчете теплотерь в ккал/ч через пол, расположенный на грунте, примет следующий вид:

$$Q = \left(\frac{F_1}{R_{н.п}^1} + \frac{F_2}{R_{н.п}^2} + \frac{F_3}{R_{н.п}^3} + \dots + \frac{F_n}{R_{н.п}^n} \right) (t_b - t_n), \quad (\text{III.4})$$

где $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ — площади расчетных зон в м^2 ;

$R_{н.п}^1, R_{н.п}^2, R_{н.п}^3, \dots, R_{н.п}^n$ — термические сопротивления соответствующих зон пола в $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$;

$t_b - t_n$ — расчетная разность температур, принимаемая так же, как и при расчете теплотерь через наружные стены.

Сопротивление теплопередаче утепленных полов $R_{у.п}$, расположенных непосредственно на грунте, следует определять для каждой зоны по формуле

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \Sigma \frac{\delta_{у.сл}}{\lambda_{у.сл}}, \quad (\text{III.5})$$

где $R_{н.п}$ — сопротивление теплопередаче отдельных зон неутепленного пола в $м^2 \cdot ч \cdot град/ккал$;

$\sum \frac{\delta_{у.сл}}{\lambda_{у.сл}}$ — сумма термических сопротивлений утепляющих слоев в $м^2 \cdot ч \cdot град/ккал$. При этом утепляющими считаются слои из материалов, имеющих коэффициент теплопроводности $\lambda < 1$ $ккал/м \cdot ч \cdot град$.

Сопротивление теплопередаче конструкций полов на лагах находят по формуле

$$R_{л} = \frac{1}{0,85} R_{у.п} = 1,18 R_{у.п}, \quad (III.6)$$

где $R_{у.п}$ определяется по формуле (III.5), причем в качестве утепляющего слоя здесь учитывается воздушная прослойка и дощатый пол, уложенный по лагам.

При подсчете потерь тепла через полы, расположенные на грунте или на лагах, поверхность пересечения зон возле угла наружных стен (в первой двухметровой зоне) вводится в расчет дважды, т. е. по направлению обеих стен, составляющих угол.

Теплопотери через подземную часть наружных стен и полы отапливаемого подвала здания должны подсчитываться так же, как и теплопотери через полы, расположенные на грунте, т. е. по зонам шириной 2 м с отсчетом от уровня земли (рис. III.2, б). Полы в этом случае (при отсчете зон) рассматриваются как продолжение подземной части наружных стен.

§ 11. ДОБАВОЧНЫЕ ТЕПЛОПОТЕРИ

Потери тепла, подсчитанные по формуле (II.13), принято называть основными в отличие от дополнительных потерь, не учитываемых этой формулой, но оказывающих существенное влияние на внутреннюю температуру помещений. Эти дополнительные расходы тепла принято учитывать путем так называемых добавок в процентах к основным теплопотерям (см. СНиП-II.Г. 7-62). Рассмотрим основные виды тепловых добавок.

1. На ориентацию ограждений (вертикальных и наклонных) по отношению к странам света (рис. III.3) для зданий любого назначения.

2. На обдувание ограждения ветром. Если расчетная зимняя скорость ветра не превышает 5 м/сек, то добавка на обдувание принимается в размере 5% теплопотерь

для ограждений, защищенных от ветра, и 10% — для незащищенных. Ограждение считается защищенным, если расстояние по высоте от верха ограждения до верха защищающего его противоположно-го здания больше $\frac{1}{5}$ расстояния между ними.

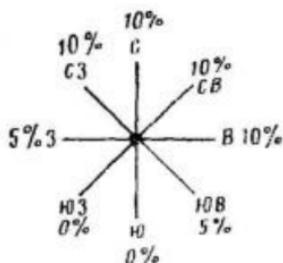


Рис. III.3. Ориентация вертикальных и наклонных ограждений по странам света

3. На высоту помещения. При высоте помещения общественных зданий более 4 м величина теплопотерь через все ограждения увеличивается на 2% на каждый метр высоты сверх 4 м, но не более 15%. Эта добавка не распространяется на лестничные клетки. В производственных помещениях, где температуры воздуха под перекрытием и в рабочей зоне могут отличаться одна от другой в

больших пределах, чем в помещениях общественных зданий, добавочная потеря тепла определяется расчетом с учетом распределения температуры по высоте.

4. На продуваемость помещения. Добавляется 5% к потерям тепла через вертикальные ограждения.

5. На подогрев холодного воздуха, врывающегося в здание через наружные двери при их открывании. Принимаются следующие величины добавок: в общественных зданиях при отсутствии в наружных дверях воздушных завес и прохождении через двери за 1 ч 500—600 человек — 400—500% от основных потерь тепла через эти двери; в многоэтажных зданиях любого назначения при двойных дверях без тамбура между ними — 100%, при двойных, но с тамбуром — 80% и при одинарной двери без тамбура — 65%.

6. На инфильтрацию наружного воздуха. В жилых, общественных и вспомогательных 3—8-этажных зданиях с двойным остеклением и при отсутствии приточной вентиляции эта добавка учитывается в размере от 5 до 20% основных теплопотерь в зависимости от этажности здания и рассчитываемого этажа (СНиП II-Г. 7-62, табл. 8).

Следует знать, что в общественных и производственных помещениях с большим количеством окон и фонарей потери тепла в результате инфильтрации воздуха могут достигать значительных размеров — до 40—50% и более основных теплопотерь.

Учитывая такие большие затраты тепла при расчете теплотерь производственных и общественных помещений, расход тепла в *ккал/ч* на нагревание инфильтрующего воздуха подсчитывают по формуле

$$Q = G c (t_{в} - t_{н}), \quad (III.7)$$

где G — количество поступающего наружного воздуха в *кг/ч*;

$t_{н}$ и $t_{в}$ — соответственно температуры наружного и внутреннего воздуха в $^{\circ}\text{C}$;

c — удельная теплоемкость воздуха, равная $0,24 \text{ ккал/кг}\cdot\text{град}$.

Количество поступающего наружного воздуха зависит от скорости ветра и длины притвора l открывающихся окон, фонарей, дверей и ворот и определяется (в *кг/ч*) по формуле

$$G = \Sigma \alpha q_0 l, \quad (III.8)$$

где α — поправочный коэффициент, принимаемый равным 0,65 для двойных металлических переплетов; 0,5 — для деревянных, 2 — для деревянных притворов ворот и дверей;

q_0 — количество воздуха, проникающего в помещение через 1 м притвора (принимается по данным табл. III.1).

Таблица III.1

| Переплет | Количество воздуха q_0 в <i>кг/ч</i> , инфильтрующегося через 1 м длины притвора при средней скорости ветра за три холодных месяца в <i>м/сек</i> | | | | |
|---|---|-----|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Металлический одинарный (ширина щели притвора 1 мм) . . . | 3,8 | 6 | 7,4 | 8,4 | 11,8 |
| Деревянный одинарный (ширина щели притвора 1,5 мм) . . . | 5,6 | 9,1 | 11,2 | 12,6 | 17,5 |

При определении длины притворов для подсчета инфильтрации воздуха рекомендуется притворы открывающихся створок фонарей, не защищенных от задувания ветром, учитывать только с одной стороны фонаря. Инфильтрацию воздуха через притворы открывающихся створок окон, дверей и ворот в зависимости от направле-

ния ветра следует учитывать для частей зданий, обведенных на рис. III.4 жирными линиями. При размере b (см. рис. III.4), большем пяти высот здания, инфильтрацию

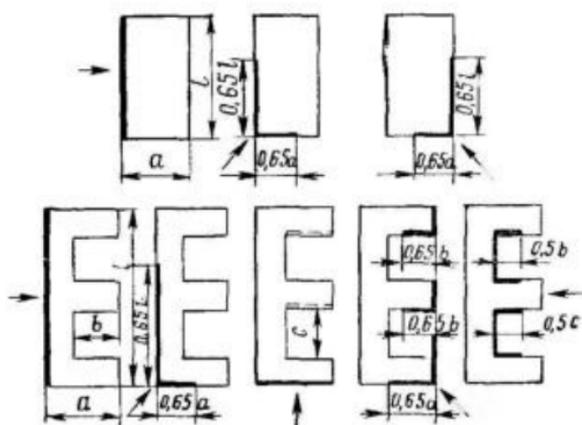


Рис. III.4. К определению поверхностей зданий, подверженных действию инфильтрации (стрелки показывают направление ветра)

через притворы учитывают также для частей здания, обведенных пунктиром.

Если здание не разделено перегородками на отдельные помещения, то определяют количество инфильтрующего воздуха при различных направлениях ветра и выбирают наибольшее из них значение; если же здание разбито на отдельные помещения, то для каждого из них инфильтрацию воздуха через притворы учитывают отдельно. Инфильтрацию воздуха не учитывают вовсе, если щели притворов незадуваемых фонарей защищены панелями, парапетами или соседними фонарями (в многопролетных цехах), через щели дверей и ворот при наличии тамбуров и когда притворы окон и фонарей имеют уплотнения (резиновые прокладки и т. п.).

Пример III.1. Требуется определить расход тепла на нагревание воздуха, поступающего в механический цех через притворы наружной двери. Дверь двухстворчатая шириной 1,5 и высотой 2,2 м. Цех расположен в местности, где расчетная температура наружного воздуха $t_n = -27^\circ\text{C}$, температура в цехе $t_b = 16^\circ\text{C}$.

Решение. Определяем количество воздуха, поступающего через притворы. Для деревянных притворов двери принимаем $\alpha = 2$ и скорость ветра равной 4 м/сек. При этой скорости ветра по табл. III.1 находим количество воздуха, поступающего через 1 м длины притвора двери, $q_0 = 12,6 \text{ кг/ч}$.

Длина щели притворов двери равна $2,2 \cdot 2 + 1,5 \cdot 2 = 7,4$ м. Количество инфильтрующего через щели двери воздуха по формуле (III.8)

$$G = 2 \cdot 7,4 \cdot 12,6 \approx 186 \text{ кг/ч.}$$

По формуле (III.7) расход тепла на нагревание воздуха

$$Q = 0,24 \cdot 186 [16 - (-27)] \approx 18\,100 \text{ ккал/ч.}$$

§ 12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОПOTЕРЬ ПОМЕЩЕНИЯМИ

При определении теплотерь помещениями учитываются как основные теплотери через наружные ограждения, так и дополнительные потери тепла.

Для подсчета теплотерь отдельными помещениями и зданием в целом необходимо иметь строительные чертежи с поэтажными планами и разрезами отапливаемого здания, на которых должны быть указаны размеры и назначения помещений, а также конструкции ограждений (стен, полов, потолков, окон, дверей). Кроме того, для установления расчетной наружной температуры надо знать климатические условия местности, где возведено отапливаемое здание, а для подсчета добавочных теплотерь — ориентацию здания по странам света и направление господствующих ветров. При отсутствии строительных размеров на чертежах, как исключение, допускается определить размеры ограждающих конструкций по масштабу.

В процессе определения основных и дополнительных потерь тепла через ограждения помещений пользуются бланком, в который вписываются исходные и фактические данные о теплотерях. Форма такого бланка расчета с примером определения теплотерь приведена в табл. III.2. В расчетных бланках обычно приняты следующие сокращенные обозначения ограждений: наружные стены — Н. С.; внутренние стены — В. С; окна с двойными рамами — Д. О; окна с одинарными рамами — О.О; двойная дверь — Д. Д; пол — Пл; потолок — Пт.

Теплотери подсчитывают в следующем порядке:

а) выясняют расчетные температуры наружного воздуха и внутреннего воздуха в помещении;

б) в бланк заносят наименование каждого помещения, расчетную внутреннюю температуру, обозначение наружных ограждений, их размеры, ориентировку по странам света, добавки потерь тепла в процентах и разность температур по каждому ограждению отдельно;

Таблица III.2

| № помещения | Назначение помещения и температура $t_{в}$ | Поверхность охлаждения | | | | Коэффициент теплопередачи ограждений в $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ | Расчетная разность температур в град | Основные теплопотери через ограждения в ккал/ч | Добавочные теплопотери в % | | | Коэффициент для учета добавок | Теплопотери через ограждения и помещения в ккал/ч |
|-------------|---|-------------------------|-----------------------------|-------------|------------------------|---|--------------------------------------|---|----------------------------|----------|--------|-------------------------------|--|
| | | ограждение (сокращенно) | ориентация по странам света | размеры в м | площадь в м^2 | | | | на стены света | на ветер | прочие | | |
| 201 | Жилая комната $t_{в} = 18^{\circ}\text{C}$ | Н.С | З | 5,86×3,1 | 18,1 | 0,9 | 44 | 715 | 5 | 10 | 5 | 1,2 | 858 |
| | | Н.С | С | 4,16×3,1 | 12,9 | 0,9 | 44 | 510 | 10 | 10 | 5 | 1,25 | 637 |
| | | Д.О | С | 1,7×1,5 | 2,55 | 1,4 | 44 | 157 | 10 | 10 | 5 | 1,25 | 196 |
| | | Пт | — | 3,5×5,2 | 17,2 | 0,69 | 44·0,9 | 472 | — | — | — | — | 472 |
| | | | | | | | | | | | | $\Sigma = 2163$ | |
| 202 | То же $t_{в} = 18^{\circ}\text{C}$ | Н.Ст | С | 2,5×3,1 | 7,8 | 0,9 | 44 | 308 | 10 | 10 | 5 | 1,25 | 385 |
| | | Д.О | С | 1,7×1,5 | 2,55 | 1,4 | 44 | 157 | 10 | 10 | 5 | 1,25 | 196 |
| | | Пт | — | 5×3,5 | 8,8 | 0,69 | 44·0,9 | 243 | — | — | — | — | 243 |
| | | | | | | | | | | | | $\Sigma = 824$ | |
| 203 | Коридор $t_{в} = 16^{\circ}\text{C}$ | Пт | — | 2,5×1,7 | 4,25 | 0,69 | 42·0,9 | 114 | — | — | — | — | 114 |

Итого . . . 3101

Примечание. При расчете поверхностей нагревательных приборов потери тепла коридором (114 ккал/ч) полагается распределять между жилыми комнатами № 201 и 202.

в) по справочникам, а при необходимости путем расчета определяют коэффициенты теплопередачи ограждающих конструкций и записывают их в соответствующие графы бланков.

Теплопотери подсчитывают отдельно для каждого помещения и для здания в целом.

Перед заполнением расчетного бланка все помещения на планах каждого этажа здания нумеруют, причем на каждом этаже применяется своя порядковая нумерация. Нумерацию помещений рекомендуется начинать с угловых комнат (для первого этажа с № 101, для второго — с № 201, для третьего — с № 301 и т. д.). Теплопотери лестничной клетки определяются не по отдельным этажам, а сразу по всей ее высоте. Лестничные клетки нумеруют отдельно, обозначая их римскими цифрами или буквами.

Пример III.2. Определить тепло, теряемое двумя жилыми комнатами (№ 201 и 202) и коридором (№ 203), планы и размеры которых показаны на рис. III.5. Комнаты расположены на верхнем этаже шестизэтажного жилого здания в Москве.

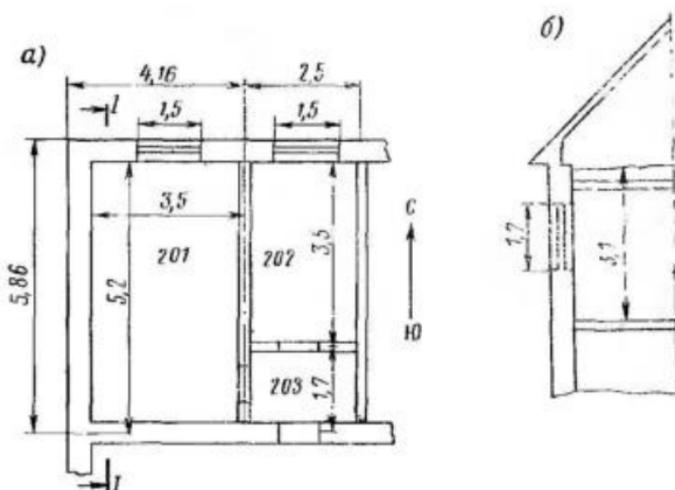


Рис. III.5. План (а) и резерв (б) помещений верхнего этажа здания (к примеру расчета III.2)

Расчетные наружную и внутренние температуры воздуха в соответствии с приложением 3 и 4 принимаем равными $t_n = -26^\circ\text{C}$, для жилых комнат $t_n = 18^\circ\text{C}$ и для коридора $t_n = 16^\circ\text{C}$.

Наружные стены помещений сложены из обыкновенного кирпича на тяжелом растворе толщиной 640 мм с внутренней известковой штукатуркой толщиной 15 мм. Здание не защищено от ветра. Коэффициент теплопередачи чердачного деревянного перекрытия, со-

стоящего из наката и пластины с глиняной смазкой, засышкой шлаком и внутренней штукатуркой, $K=0,69$ ккал/м²·ч·град.

Решение. По формулам (II.12) и (II.14) определяем термическое сопротивление R_0 и коэффициент теплопередачи K для наружной кирпичной стены толщиной 640 мм с внутренней штукатуркой толщиной 15 мм:

$$R_0 = 0,133 + \frac{0,015}{0,7} + \frac{0,64}{0,7} + 0,05 = 1,12 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал};$$

$$K = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{1,12} \approx 0,9 \text{ ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Для двойных окон с расстоянием между стеклами 75—100 мм по табл. 3 приложения 1 $K=2,3$ ккал/м²·ч·град.

Так как измерение площадей наружных стен проведено без учета оконных проемов, то в качестве расчетного коэффициента теплопередачи окна следует принять разность коэффициентов теплопередач между ними, т. е. принять для окна $K_0=2,3-0,9=1,4$ ккал/м²·ч·град. Расчет теплопотерь через наружные ограждения и помещения сведен в табл. III.2.

§ 13. УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЗДАНИЯ

Тепло, теряемое зданием, можно определить и приближенно без эталонного расчета ограждающих поверхностей помещений, пользуясь так называемой удельной тепловой характеристикой.

Удельной тепловой характеристикой здания называется количество тепла в ккал, теряемого 1 м³ объема здания (по наружному обмеру) за 1 ч при разности внутренней и наружной температур 1°, т. е.

$$q = \frac{Q}{V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}, \quad (\text{III.9})$$

где q — удельная тепловая характеристика в ккал/м³·ч·град;

α — коэффициент, учитывающий местные климатические условия;

Q — потеря тепла зданием в ккал/ч;

V — объем здания по наружному обмеру в м³;

$t_{\text{в}}$ — внутренняя температура здания в °С, принимаемая равной температуре преобладающих в здании помещений одинакового назначения;

$t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха.

Из формулы (III.9) следует, что

$$Q = q V (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \text{ ккал} / \text{ч}. \quad (\text{III.10})$$

Таким образом, зная удельную тепловую характеристику, всегда можно приближенно определить потери тепла всем зданием. Значения удельных тепловых характеристик для жилых, общественных и производственных зданий приведены в приложениях 4 и 5.

Удельной тепловой характеристикой часто пользуются в тех случаях, когда при отсутствии разработанных проектов необходимо заблаговременно выявить тепловую мощность котельных установок.

Пример III.3. Определить потери тепла жилым зданием объемом 30 тыс. м³ в Ленинграде.

Решение. Принимаем за расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха соответственно $t_{в}=18^{\circ}\text{C}$ и $t_{н}=-24^{\circ}\text{C}$.

По приложению 4 удельная тепловая характеристика для здания заданного объема $q=0,27$ ккал/ч·м³·град.

По формуле (III.10) теплопотери здания

$$Q = 0,27 \cdot 30\,000 [18 - (-24)] = 340\,200 \text{ ккал/ч.}$$

Глава IV

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИЙ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

Чтобы установить расчетное количество тепла для систем отопления производственных помещений (например, цехов), надо учесть все теплопоступления и все расходы тепла в этих помещениях, т. е. иметь баланс тепла для каждого помещения и здания в целом. Разность между теплопоступлениями и расходами тепла и есть то тепло, на которое следует рассчитывать отопление рассматриваемых зданий.

К теплопоступлениям в производственных помещениях помимо солнечной радиации следует отнести теплопоступления от технологического оборудования (производственных печей, станков, трубопроводов и др.) и от остывания находящихся в помещении нагретых металлов, материалов и изделий.

Дополнительными расходами тепла в этих помещениях (кроме теплопотерь через наружные ограждения и расходы тепла на инфильтрацию воздуха) являются рас-

ходы тепла на нагревание воздуха, поступающего в J . закрытые ворота цеха, и на нагревание поступающих снаружи полуфабрикатов, сырья, средств транспорта.

§ 14. ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ПОМЕЩЕНИЯ

Теплопоступления в производственные помещения следует учитывать при минимальных нагрузках технологического оборудования и наименьшем количестве остывающего металла и изделий, находящихся в цехе. Для ориентировочного определения этих тепловыделений можно пользоваться следующими формулами.

Теплопоступления от станков и электродвигателей возникают при переходе электрической энергии в тепловую и определяются (в $ккал/ч$) по формуле

$$Q = 860 N n_1 n_2 n_3 n_4, \quad (IV.1)$$

где N — номинальная (установочная) мощность оборудования в $квт$;

n_1 — коэффициент использования установочной мощности электроэнергии (0,7—0,9);

n_2 — коэффициент загрузки — отношение величины среднего потребления мощности к максимально необходимой (0,5—0,8);

n_3 — коэффициент одновременности работы электродвигателей (0,5—1);

n_4 — коэффициент, характеризующий, какая часть израсходованной электрической энергии превратилась в тепловую и осталась в помещении (принимается в пределах от 0,1 до 1).

Для приближенного определения теплопоступлений в механических и механосборочных цехах можно принимать произведение $n_1 n_2 n_3 n_4 = 0,25$ при работе станков без охлаждающей эмульсии; 0,2 — для тех же условий, но с применением охлаждающей эмульсии и 0,15 при наличии местных отсосов.

Тепловыделение от производственных печей, работающих на твердом, жидком и газообразном топливе, можно определять по формуле

$$Q = B Q_n^p \alpha \eta, \quad (IV.2)$$

а от электрических печей — по формуле

$$Q = 860 N_{уст} \alpha \eta, \quad (IV.3)$$

где B — расход топлива в $кг/ч$;

Q_n^p — теплотворная способность топлива в $ккал/кг$;

$N_{уст}$ — установочная мощность печи в $квт$;

α — тепловыделения в цех в $\%$ Q_n^p или $N_{уст}$ (ориентировочно для электрических печей $\alpha=70\%$, для остальных печей $\alpha=40 \div 60\%$);

η — коэффициент одновременного действия печей;

860 — тепловой эквивалент электрической энергии в $ккал$ на $1 квт$.

Если над печами имеются зонты, то учитывается только 30% тепловыделений от печей, подсчитанных по формулам (IV.2) и (IV.3).

Тепловыделение от кузнечных горнов с дымоотводящими зонтами определяют в $ккал/ч$ по формуле

$$Q = B Q_n^p \varphi, \quad (IV.4)$$

где φ — коэффициент, учитывающий количество тепла, выделяемого в цех ($\varphi \approx 0,2 \div 0,3$).

Теплопоступление от нагретых трубопроводов, воздухопроводов, укрытий, зонтов в $ккал/ч$ определяют по формуле

$$Q = F K (t_{ср} - t), \quad (IV.5)$$

где F — поверхность укрытия, зонта, воздуховода или трубопровода в $м^2$;

K — коэффициент теплопередачи в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

$t_{ср}$ — температура среды под зонтом, укрытием, в воздуховоде или трубопроводе в $^{\circ}C$;

t — температура воздуха в помещении в $^{\circ}C$.

Тепловыделение от поверхности нагретой воды подсчитывают по формуле

$$Q = (4,9 + 3,5v) (t_{вод} - t_{возд}) F, \quad (IV.6)$$

где v — скорость движения воздуха над водой в $м/сек$;

$t_{вод}$ и $t_{возд}$ — соответственно температуры воды и воздуха в $^{\circ}C$;

F — поверхность воды в $м^2$.

Тепловыделение от источников искусственного освещения определяют по формуле

$$Q = 860 N \eta, \quad (IV.7)$$

где N — расходуемая мощность светильников в *квт*;
 η — коэффициент перехода электрической энергии в тепловую (в среднем $\eta = 0,95$).

Тепловыделения от остывающего металла, материалов и изделий в *ккал/ч* определяют по формуле

$$Q = Gb [c_1(t_n - t_{пл}) + c_2(t_{пл} - c_3 t_k)], \quad (IV.8)$$

где G — количество остывающего материала в *кг·ч*;
 t_n — начальная температура материала в $^{\circ}\text{C}$;
 t_k — конечная температура материала в $^{\circ}\text{C}$;
 $t_{пл}$ — температура плавления материала в $^{\circ}\text{C}$;
 c_1 — теплоемкость материала в жидком состоянии в *ккал/кг·град*;
 c_2 — средняя теплоемкость материала при его температуре от 0°C до t_k в *ккал/кг·град*;
 c_3 — то же, от 0°C до t_k в *ккал/кг·град*;
 b — коэффициент, учитывающий интенсивность выделения тепла по времени (за первый час можно принимать $b = 0,5$, за второй — $0,3$ и за третий — $0,2$).

Тепловыделения от отходящих газов в *ккал/ч* определяют по формуле

$$Q = Gc(t_1 - t_2), \quad (IV.9)$$

где G — количество газов, поступающих в помещение, в *кг/ч*;
 c — удельная теплоемкость продуктов сгорания, равная в среднем $0,25$ *ккал/кг·град*;
 t_1 — температура газов, поступающих в помещение, в $^{\circ}\text{C}$;
 t_2 — то же, уходящих из помещения (принимается равной температуре воздуха, удаляемого из помещения), в $^{\circ}\text{C}$.

Пример IV.1. Определить тепловыделение от печей, сжигающих в час 80 *кг* угля с теплотворной способностью $Q_{\text{н}}^{\text{P}} = 7000$ *ккал/кг*. Коэффициент одновременного действия печей η принят равным 1 .

Решение. По формуле (IV.2), приняв тепловыделение в помещении равным 60% , получим

$$Q = 80 \cdot 7000 \cdot 0,6 \cdot 1 = 336\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Пример IV.2. Определить, какое количество тепла поступает в помещение от кузнечного горна с зонтом, если известно, что за 1 ч горн сжигает 20 кг угля с теплотворной способностью 6400 ккал/кг.

Решение. Принимая коэффициент, учитывающий количество поступающего в помещение тепла $\varphi=0,2$, по формуле (IV.4) находим

$$Q = 20 \cdot 6400 \cdot 0,2 = 25\,600 \text{ ккал/ч.}$$

Пример IV.3. Определить тепловыделение 20 т твердой стали с температурой 150°C, поступающей через каждые 3 ч в цех, температура воздуха в котором $t=16^\circ\text{C}$.

Решение. Используя формулу (IV.8) и принимая коэффициент $b=0,2$ (за третий час остывания), получим

$$Q = G b c_2 (t_n - t_k) = 20\,000 \cdot 0,2 \cdot 0,115 (150 - 16) = 61\,600 \text{ ккал/ч,}$$

где 0,115 — средняя теплоемкость стали.

Пример IV.4. Определить количество тепла, выделяемого в помещении ванной, поверхность воды в которой равна 2,5 м². Температуры воды в ванне и воздуха над ней соответственно равны 70 и 16°C. Скорость перемещения воздуха над ванной принята равной 0,3 м/сек.

Решение. По формуле (IV.6) количество тепла, выделяемого в помещении ванной,

$$Q = (4,9 + 3,5 \cdot 0,3) (70 - 16) \cdot 2,5 = 803 \text{ ккал/ч.}$$

Пример IV.5. Определить количество тепла, выделяемого в помещение отходящими газами, если известно, что за 1 ч в цех поступает 300 кг газа с температурой 250°C. Температура воздуха в цехе 24°C.

Решение. По формуле IV.9 количество тепла, выделяемого газом, будет равно:

$$Q = 300 \cdot 0,25 (250 - 24) = 16\,950 \text{ ккал/ч,}$$

где 0,25 — средняя удельная теплоемкость выделяемых газов.

§ 15. РАСХОДЫ ТЕПЛА В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

К этим расходам, кроме теплотерь через наружные ограждения и на подогрев инфильтрующегося воздуха, относятся потери тепла на нагревание поступающих снаружи сырья, полуфабрикатов и средств транспорта, а также теплотери на нагревание холодного воздуха, врывающегося через раскрытые ворота помещения (при отсутствии тамбуров и воздушных завес).

Расход тепла на нагревание полуфабрикатов, средств транспорта, сырья и т. п. Количество расходуемого тепла в этом случае определяют по формуле

$$Q = G c B (t_{в} - t_{м}) \text{ ккал/ч}, \quad (IV.10)$$

где G — вес поступающих снаружи однородных материалов в *ккал/ч*;

c — удельная теплоемкость каждого однородного материала в *ккал/кг·град*;

$t_{в}$ — температура внутреннего воздуха в $^{\circ}\text{C}$;

$t_{м}$ — температура материала в $^{\circ}\text{C}$;

B — коэффициент, учитывающий интенсивность поглощения тепла, принимаемый по данным табл. IV.1.

Таблица IV.1

| Время нахождения материалов и изделий в помещении | Значение B | |
|---|---------------------------------------|------------------------|
| | для насыпучих материалов и транспорта | для сыпучих материалов |
| Первый час | 0,5 | 0,4 |
| Второй » | 0,3 | 0,25 |
| Третий » | 0,2 | 0,15 |

Температуру материала, поступающего в помещение (цех) снаружи, можно принимать равной наружной расчетной температуре $t_{н}$ для металла и металлических изделий (т. е. $t_{м} = t_{н}$), на 10° выше $t_{н}$ для прочих насыпучих материалов (т. е. $t_{м} = t_{н} + 10^{\circ}$) и на 20° выше $t_{н}$ для сыпучих материалов (т. е. $t_{м} = t_{н} + 20^{\circ}$).

Расход тепла на нагревание воздуха, поступающего в помещение через открытые ворота и производственные проемы. Наружный воздух, поступающий через открываемые ворота (при отсутствии тамбуров или воздушных завес) и охлаждающий помещение, учитывается добавкой 300% к теплотерям при условии, если ворота открыты менее 15 мин в 1 ч, а при большей продолжительности их открытия эта добавка определяется расчетом (см. § 88 второй части книги).

Ориентировочно количество врывающегося через открытые ворота воздуха в *кг/сек* можно определять по формуле

$$\varphi = v F \gamma, \quad (IV.11)$$

где v — скорость движения воздуха в $м/сек$ (принимается в пределах 2—4 $м/сек$);

F — площадь ворот в $м^2$;

γ — вес 1 $м^3$ воздуха при расчетной наружной температуре в $кг$.

Обычно при подсчете расхода тепла через открытые ворота считают, что ворота открываются не более чем на 10 мин в 1 ч и что за это время наружный холодный воздух, врывающийся в помещение в течение 1 ч, должен быть нагрет до температуры помещения. При этом часовой объем врывающегося воздуха принимают равным 75% объема помещения, в котором устроены ворота.

Пример IV.6. Определить расход тепла Q на нагревание холодного наружного воздуха, врывающегося через открытые ворота (площадью 10 $м^2$) механического цеха, объем которого равен 15 тыс. $м^3$, если известно, что цех находится в Воронеже, ворота бывают открыты 5 мин в течение 1 ч и скорость движения воздуха через них $v=3$ $м/сек$.

Решение. Объем воздуха, поступающего в цех через открытые ворота, равен $3 \cdot 10 = 30$ $м^3/сек$, а за 5 мин — $30 \cdot 60 \cdot 5 = 9000$ $м^3$, т. е. меньше 75% объема цеха.

Принимая расчетную температуру наружного воздуха для Воронежа $t_n = -14^\circ C$ (см. приложение 3), внутреннюю температуру воздуха для механического цеха $t_b = 16^\circ C$ (см. приложение 5) и вес воздуха при $t_n = -14^\circ C$ равным 1,36 по формуле (III.7):

$$Q = 0,24 \cdot 1,36 \cdot 9000 [16 - (-14)] = 86400 \text{ ккал/ч.}$$

Глава V

НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 16. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРАХ

Нагревательные приборы служат для передачи тепла от проходящего через них теплоносителя (горячей воды или пара) воздуху отапливаемого помещения. Теплоотдача нагревательных приборов, устанавливаемых в помещениях, должна соответствовать теплопотерям этих помещений.

Нагревательные приборы отдают тепло лучеиспусканием и конвекцией. При преобладании в теплоотдаче приборов лучеиспускания лучше прогревается нижняя зона помещений, в результате чего воздух в помещении нагревается равномерно. При передаче тепла конвекцией нагретый воздух поднимается вверх и перегревает верхнюю зону помещения. Таким образом, приборам, передающим тепло в основном лучеиспусканием, следует отдавать при других равных условиях предпочтение перед приборами, отдающими тепло конвекцией.

Теплоотдача каждого нагревательного прибора с увеличением его высоты уменьшается. Это объясняется тем, что при высоком приборе к верхней его части поступает воздух, который частично уже нагревался у нижней части прибора, поэтому теплоотдача верхней части прибора меньше, чем нижней.

Способ теплоотдачи прибора зависит от его формы и конструктивных особенностей. Приборы, отдающие тепло преимущественно лучеиспусканием, имеют относительно гладкую поверхность, а приборы, передающие тепло в основном конвекцией, — оребренную.

Нагревательные приборы различают по двум основным признакам: 1) по материалам, из которых они изготовлены, и 2) по состоянию их внешней поверхности.

По материалам нагревательные приборы подразделяют на металлические (чугунные и стальные), малометалльные (комбинированные) и неметаллические (керамиковые и фаянсовые). По состоянию внешней поверхности приборы могут быть с гладкой или оребренной поверхностью.

К металлическим приборам относятся чугунные и стальные радиаторы, конвекторы, чугунные ребристые трубы и гладкие стальные трубы (змеевики или регистры).

Чугунные приборы отливают в опоках, что позволяет придавать им любую форму. Стальные приборы изготовляют из листовой стали (прокаткой или сваркой) или из стальных труб. Конвекторы изготовляют либо из стальных труб с ребрами из листовой стали, либо из чугуна (ребристые конвекторы, отливаемые в формах).

Малометалльные приборы представляют собой бетонные панели с заделанными в их толщину змеевиками или регистрами из стальных труб.

К неметаллическим нагревательным приборам относятся керамиковые и фаянсовые радиаторы. Фаянсовые радиаторы обладают высокими теплотехническими качествами и имеют привлекательный вид, но стоимость их значительно больше, чем чугунных или стальных радиаторов.

Нагревательные приборы, устанавливаемые в отапливаемых помещениях зданий, должны отвечать высоким теплотехническим, гигиеническим, экономическим и технико-производственным требованиям. Внешний вид нагревательных приборов не должен ухудшать интерьера помещений, в которых они устанавливаются.

Теплотехнические качества нагревательного прибора характеризуются величиной его коэффициента теплопередачи. Чем выше коэффициент теплопередачи, тем больше теплоотдача этих приборов и тем выше их качество.

Гигиенические требования, предъявляемые к нагревательным приборам, сводятся к поддержанию на их поверхности температуры, исключающей возможность пригорания пыли. Органическая пыль, осаждающаяся на горячих поверхностях приборов, пригорая и разлагаясь, создает специфический неприятный запах. Во избежание этого в помещениях жилых и общественных зданий с постоянным или временным пребыванием людей рекомендуется принимать температуру поверхности нагрева не более 95°C , а в больницах и детских комнатах — не более 85°C . В гигиеническом отношении более приемлемы приборы с гладкой поверхностью, на которой осаждается меньше пыли, чем на ребренной поверхности.

Экономическим показателем нагревательного прибора служит тепловое напряжение металла, т. е. отношение количества тепла в *ккал*, отдаваемого прибором в течение 1 ч при разности средних температур теплоносителя и окружающего прибор воздуха 1° , к весу прибора, выраженному в *кг*. Чем больше тепловое напряжение металла, тем экономичней нагревательный прибор.

Технико-производственные требования к прибору сводятся к тому, чтобы он был водо- и паронепроницаемым при определенных давлениях среды (не менее 6 кгс/см^2), технологичным при массовом изготовлении и удобным при монтаже.

Для водяных и паровых систем отопления применяют одни и те же виды нагревательных приборов.

§ 17. КОНСТРУКЦИИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ И ИХ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

К нагревательным приборам, применяемым в системах центрального отопления, относятся чугунные и стальные радиаторы, чугунные ребристые трубы, стальные и чугунные конвекторы, бетонные отопительные панели и приборы, изготовляемые из стальных труб в виде регистров и змеевиков.

Чугунные радиаторы. Чугунные радиаторы являются наиболее распространенным видом нагревательного прибора. Их отливают из серого чугуна отдельными секциями или блоками, состоящими из нескольких секций. Из этих секций собирают приборы с поверхностью нагрева, требуемой по расчету.

Секции радиаторов в зависимости от числа вертикальных каналов подразделяют на одноканальные, двухканальные и многоканальные. В настоящее время применяются исключительно двухканальные радиаторы.

Секции радиаторов соединяют на специальных станках в нагревательные приборы при помощи ниппеля — короткого цилиндра с наружными резьбами (с одного конца — правой, а с другого — левой) и двумя продольными приливами (валиками) на внутренней поверхности (рис. V. 1,а). Для соединения секции между собой используют торцевой радиаторный ключ (рис. V. 1,б), расплющенный на одном конце в виде лопаточки. При свертывании секций лопаточка радиаторного ключа упирается в валик ниппеля и придает ниппелю при помощи воротка (рис. V. 1, в) вращательное движение. Соединение радиаторных секций показано на рис. V. 2.

Радиаторные секции соединяют между собой на прокладках толщиной до 1,5 мм. При теплоносителе горячая вода с температурой до 100°C применяются прокладки из тряпичного картона, смоченные в воде и проваренные в натуральной олифе со свинцовым суриком; при теплоносителе пар и вода с температурой выше 100°C — прокладки из паронита, проваренные в том же составе. Можно также применять прокладки из термостойкой резины. В отверстия крайних секций сгруппированного радиатора ввернуты четыре чугунные пробки, из которых две сквозные служат для присоединения прибора к трубопроводу, а две без отверстий — глухие.

Размер радиаторной секции определяется ее строительной (монтажной) высотой h_m полной высотой h_n ,

глубиной a и шириной b (рис. V. 3). Строительной и монтажной высотой радиаторной секции называется расстояние между центрами ниппельных отверстий секции. Чугунные радиаторы рассчитываются на рабочее давление

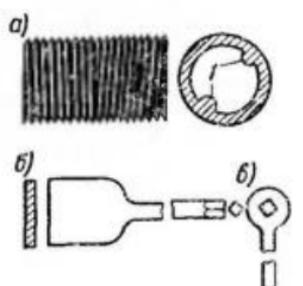


Рис. V.1. Ниппель, радиаторный ключ и вороток
 a — ниппель; 1 — продольный валик; $б$ — радиаторный ключ; $в$ — вороток

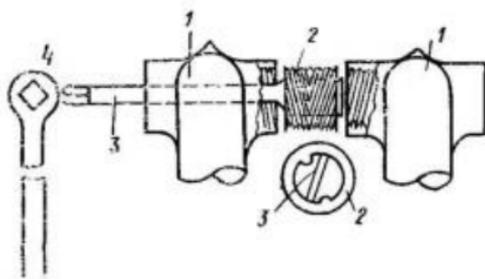


Рис. V.2. Соединение радиаторных секций

1 — радиаторные секции; 2 — ниппель; 3 — радиаторный ключ; 4 — вороток

6 кгс/см^2 и испытываются заводами-изготовителями на гидравлическое давление 9 кгс/см^2 .

Для сравнения теплотехнических качеств конструкций нагревательных приборов введено понятие об «эквивалентном квадратном метре» — *экм*. Под *экм* понимается условная поверхность нагревательного прибора, отдающая 435 ккал/ч тепла при разности средней температуры теплоносителя и воздуха помещения $64,5^\circ$ и пропуске через 1 экм прибора $17,4 \text{ кг/ч}$ воды. Эта разность температур отвечает наиболее общим условиям систем водяного отопления с параметрами теплоносителя $t_r = 95^\circ\text{C}$ и $t_o = 70^\circ\text{C}$ при температуре воздуха помещения $t_b = 18^\circ\text{C}$, т. е. при

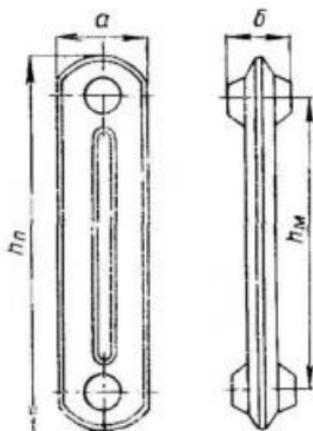


Рис. V.3. Размер радиаторной секции

$$\Delta t = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5^\circ.$$

Для теплотехнической оценки того или иного нагревательного прибора служит так называемый «коэффициент пересчета», который показывает, во сколько раз ЭКМ того или иного прибора превышает квадратный метр. Чем больше это отношение, тем больше теплоотдача прибора.

Таблица V.1

| Радиатор | Поверхность нагрева | | Коэффициент пересчета | Размеры одной секции в мм | | | | Емкость одной секции в л | Вес секции в кг |
|-------------------------|---------------------|-------|-----------------------|---------------------------|-----------|--------|---------|--------------------------|-----------------|
| | в м ² | в ЭКМ | | высота | | ширина | глубина | | |
| | | | | полная | монтажная | | | | |
| М-140 | 0,254 | 0,31 | 1,22 | 582 | 500 | 95 | 140 | 1,43 | 7,6 |
| М-140 А | 0,287 | 0,35 | 1,22 | 582 | 500 | 96 | 140 | 1,43 | 7,85 |
| НМ-150 | 0,254 | 0,31 | 1,22 | 582 | 500 | 96 | 150 | 1,44 | 7,5 |
| «Польза № 6» | 0,46 | 0,49 | 1,07 | 1090 | 1000 | 80 | 185 | 4,5 | 17,5 |
| РД-90 | 0,203 | 0,275 | 1,35 | 582 | 500 | 96 | 90 | 1,43 | 6,95 |
| РД-26 | 0,205 | 0,275 | 1,34 | 582 | 500 | 100 | 90 | 1,36 | 6,87 |
| В-85А | 0,176 | 0,24 | 1,36 | 593 | 50 | 88 | 87 | — | 5,45 |
| Бор-2 | 0,261 | 0,345 | 1,32 | 588 | 500 | 138 | 57 | 1,04 | 7,3 |
| Тепловая панель (блок)* | 0,5 | 0,5 | 1 | 560 | 500 | 185 | 80 | 2,75 | 15,3 |

* Снята с производства.

В табл. V.1 приведены технические характеристики некоторых радиаторных секций, из которых группируются нагревательные приборы. Наибольшее распространение в настоящее время получил радиатор М-140 (рис. V. 4). По сравнению с радиаторами старого типа (Н-136, М-150 и др.) он имеет более высокие теплотехнические и технико-экономические показатели.

В настоящее время промышленность стала изготавливать радиаторы М-140 А (рис. V. 5), отличающиеся от радиаторов М-140 более развитой поверхностью нагрева.

Для увеличения поверхности нагрева внутри секции радиатора М-140 А (в ее водяном пространстве) имеется восемь ребер, расположенных под углом 45° к вертикали.

Радиаторы РД-26 (рис. V. 6), а также радиаторы РД-90 и В-85А — это малоглубинные радиаторы, имеющие высокие технико-экономические показатели и нашедшие большое применение в крупнопанельных зданиях.

Радиатор Бор-2 (рис. V. 7) представляет собой отлитую из чугуна плиту с прилитыми к ней двумя ребрами, внутри которых циркулирует теплоноситель. Радиатор устанавливают поверхностью плиты непосредственно к стене. Благодаря

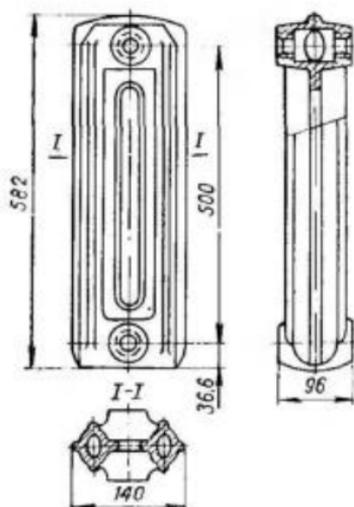


Рис. V.4. Радиатор М-140

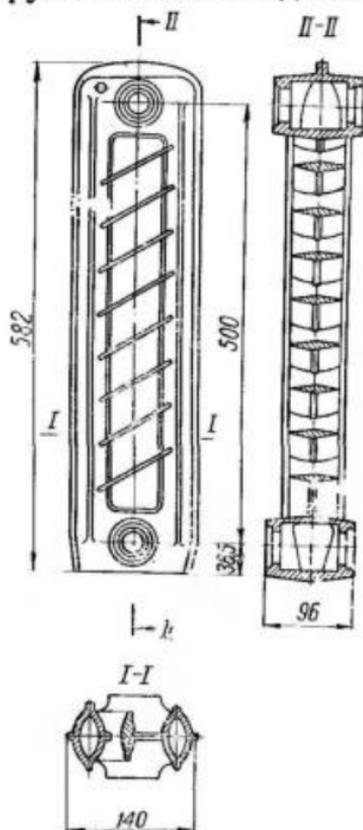


Рис. V.5. Радиатор М-140 А

продольному приливу между стеной и поверхностью плиты прибора образуется воздушная прослойка шириной 10 мм, повышающая теплоотдачу прибора.

Имея наименьшую по сравнению со всеми другими радиаторами глубину и не худшие тепловые и технико-экономические показатели, радиатор Бор-2 найдет широкое применение в жилых зданиях.

Тепловая панель, изображенная на рис. V. 8, также относится к радиаторам. Для увеличения поверхности нагрева она снабжена с одной стороны продольными ребрами. К достоинствам тепловой панели следует отнести ее сравнительно небольшие вес, число ниппельных соединений и глубину прибора. Недостатками являются

неудобство очистки от пыли ребренной поверхности и хрупкость ребер.

Радиатор «Польза № 6» (см. рис. V. 9) имеет сравнительно низкие тепловые и технико-экономические показате-

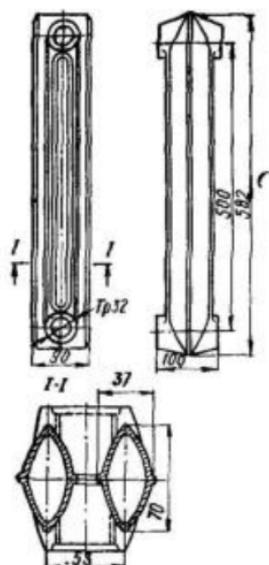


Рис. V.6. Малогибриный радиатор РД-26

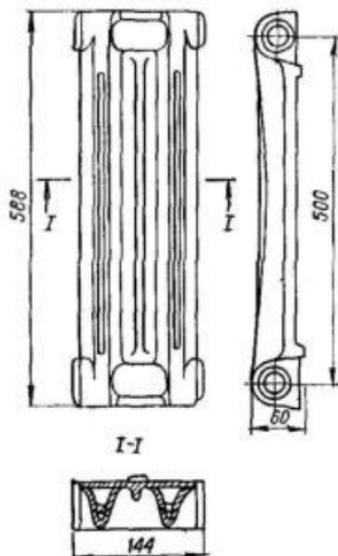


Рис. V.7. Радиатор Бор-2

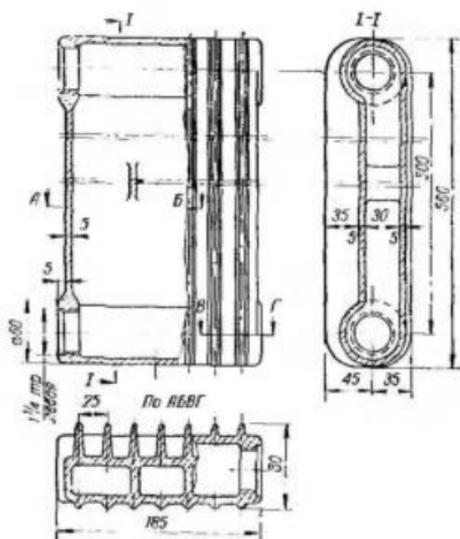


Рис. V.8. Чугунная тепловая панель

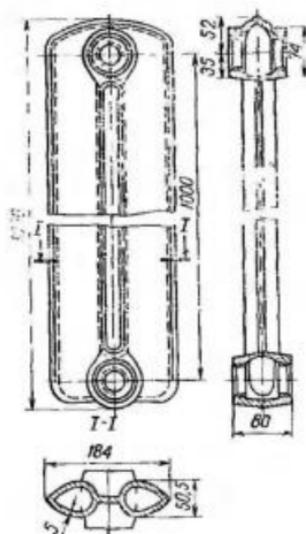


Рис. V.9. Радиатор «Польза № 6»

тели. Из-за большой высоты и поверхности нагрева он находит применение там, где требуется заменить большое количество низких секций в нагревательном приборе (например, 25 и более) на меньшее число секций, и устанавливается главным образом в помещениях общественного назначения (например, в театрах, музеях и т. п.), а также на лестничных клетках жилых зданий. Большое количество ниппельных соединений в нагревательном приборе не способствует его прочности.

Стальные штампованные радиаторы. Стальные радиаторы из листовой стали могут изготавливаться в виде чугунных радиаторов или панелей. В настоящее время промышленность выпускает в основном стальные радиаторы панельного типа.

Стальные радиаторы панельного типа изготовляют из листов холоднокатаной стали толщиной 1,5 мм с проваркой швов в местах их соединений. Такой прибор показан на рис. V. 10.

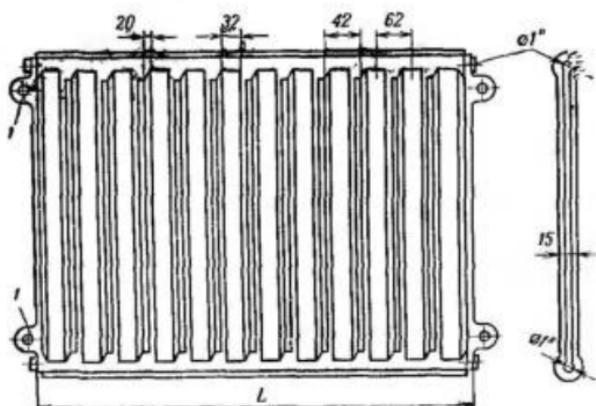


Рис. V.10. Стальная двухлистовая панель МЗ

1 — проушина для крепления

В отличие от нагревательных приборов, собираемых из отдельных секций, нагревательный прибор этого типа не может изменять поверхность нагрева.

Существенным недостатком любого стального нагревательного прибора является возможность его коррозии под действием находящегося в воде воздуха. По этим соображениям установка стальных радиаторов любого типа (в том числе и панельного) рекомендуется лишь в системах водяного отопления, в которых в качестве тепло-

носителя используется обработанная теплофикационная вода. Корродирующее действие на сталь теплофикационной воды незначительно. Технические характеристики некоторых стальных радиаторов панельного типа приведены в табл. V. 2.

Таблица V.2

| Панель | Поверхность нагрева панели | | Коэффициент пересчета | Строительные размеры в мм | | | | Вес панели в кг |
|----------|----------------------------|-------------|-----------------------|---------------------------|-----------|-------------|---------|-----------------|
| | в м ² | в эжм | | высота | | ширина | глубина | |
| | | | | полная | монтажная | | | |
| МЗ 500-1 | 0,64 | 0,83 | 1,3 | 564 | 500 | 518 | 25 | 7,5 |
| МЗ 500-5 | 1,92 | 2,4 | 1,25 | | | 1510 | | 22,6 |
| МЗ 350-1 | 0,425 1,275 | 0,6 1,78 | 1,4 | 406 | 350 | 518 1510 | | 5,97 17,3 |

Чугунные ребристые трубы. Чугунные трубы отливаются из серого чугуна с круглыми или прямоугольными ребрами и фланцами для присоединения к трубопроводам системы отопления. Наличие ребер на трубе увеличивает ее поверхность нагрева, но в то же время снижает температуру теплоотдающей поверхности. В настоящее время промышленность выпускает лишь трубы внутренним диаметром 70 мм с круглыми ребрами диаметром 175 мм (рис. V. 11).



Рис. V.11. Чугунная ребристая труба с круглыми ребрами

Теплоотдача ребристых труб происходит в основном конвекцией (95%) и незначительно излучением (5%). Характеристика чугунных ребристых труб с круглыми ребрами приведена в табл. V. 3.

Чугунные ребристые трубы рассчитаны на рабочее давление 6 кгс/см².

К недостаткам чугунных ребристых труб следует отнести трудность очистки от пыли межреберного пространства прибора, а также слабую прогреваемость и хруп-

кость ребер. По гигиеническим соображениям их применяют лишь в помещениях с кратковременным пребыванием людей (в банях, прачечных, складах), а также в производственных помещениях, в которых выделяется незначительное количество пыли.

Таблица V.3

| Длина трубы в м | Поверхность нагрева | | Коэффициент пересчета | Емкость в л | Вес одной трубы в кг |
|--------------------|---------------------|-------|--------------------------|----------------|-------------------------|
| | в м ² | в эсм | | | |
| 1 | 2 | 1,37 | 0,69 | 3,85 | 37,5 |
| 1,5 | 3 | 2,07 | | 5,8 | 56,4 |
| 2 | 4 | 2,76 | | 7,7 | 75,2 |

Примечание. Значение эсм приведено для ребристых труб, устанавливаемых в один ряд. При установке в два ряда коэффициент пересчета следует принимать равным 0,645, а при установке в три ряда — 0,533.

Нагревательные приборы из гладких стальных труб.

Нагревательные приборы из гладких стальных труб часто применяются для отопления теплиц, оранжерей, а также для обогрева световых фонарей производственных помещений. Удобство очистки от пыли способствует их установке в нижней зоне сильно запыляемых помещений (деревобработывающих, шлифовально-обдирочных и других предприятий). Гладкие стальные трубы имеют высокую теплоотдачу — коэффициент их теплопередачи выше, чем у радиаторов. Теплоотдача таких приборов уменьшается с увеличением диаметра и числа горизонтально расположенных рядов труб.

Обычно нагревательные приборы изготовляют или в виде регистров из одного или нескольких рядов труб (рис. V.12, б), или в виде змеевиков (рис. V.12, а).

Бетонные отопительные панели. В настоящее время для обогрева помещений крупнопанельных зданий находят при-

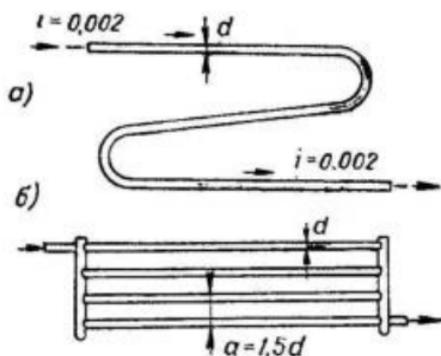


Рис. V.12. Нагревательные приборы из стальных труб

а — змеевик из стальных труб; б — регистр из нескольких рядов стальных труб

менение бетонная отопительная панель (плита) со встроенными в нее стальными трубами. В отдельных случаях взамен стальных труб в качестве нагревательного элемента могут быть применены также трубы из термостойкого стекла или пластмассы. В последнее время в экспериментальном порядке стали выполнять бетонные

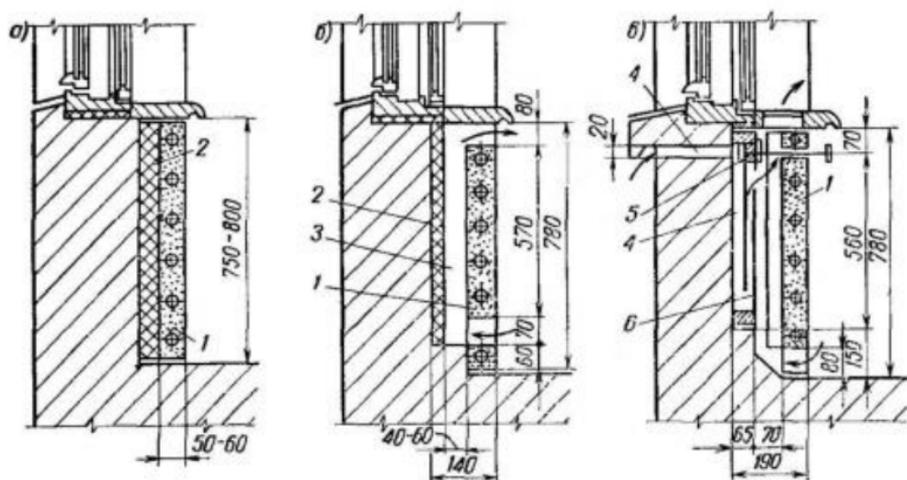


Рис. V.13. Подоконные бетонные отопительные панели

а — с односторонней теплоотдачей; б — с двусторонней теплоотдачей; в — с двусторонней теплоотдачей и приточным вентиляционным каналом; 1 — отопительная панель; 2 — тепловая изоляция; 3 — конвективный канал; 4 — приточный канал; 5 — запорный клапан; 6 — стальной экран

панели без заделки в них каких-либо труб, но с оставленными в их толще каналами, покрытыми водонепроницаемым лаком, по которым циркулирует теплоноситель.

Впервые бетонные нагревательные панели со встроенными стальными трубами были применены в начале нашего столетия для отопления нескольких зданий русским инженером В. А. Яхимовичем, однако дальнейшего распространения они не получили. С развитием в СССР индустриального строительства зданий целесообразность применения нагревательного прибора этого вида стала очевидной. Эти нагреватели хорошо увязываются с конструктивными элементами здания и согласуются с архитектурой помещений. Общая теплоотдача труб, встроенных в бетонную панель, повышается благодаря увеличению внешней теплоотдающей поверхности панели.

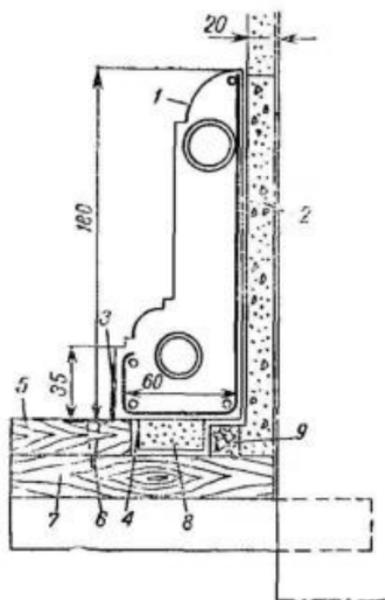


Рис. V.14. Плинтусная бетонная отопительная панель

1 — бетонная панель; 2 — изоляция; 3 — стальной угольник; 4 — строительный картон; 5 — паркет; 6 — шуруп; 7 — черный пол; 8 — засыпка песком; 9 — брусок

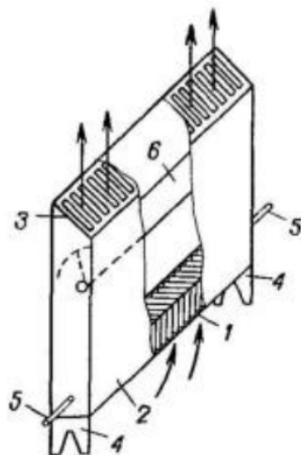
Рис. V.15. Конвектор плинтусного типа



Рис. V.16. Схема конвектора закрытого типа

1 — нагревательный элемент; 2 — металлический кожух; 3 — решетка; 4 — подставка; 5 — патрубок для присоединения к трубопроводу; 6 — воздушный клапан

Бетонные отопительные панели часто устанавливают в нижней зоне помещения у наружных стен под окнами (рис. V. 13) и реже в перегородках. Их применяют в системах водяного отопления жилых и общественных зданий, а в ряде случаев и для производственных зданий. Для отопления детских комнат



используют плитусные бетонные панели (рис. V. 14). Отопительные бетонные панели требуют меньшей затраты труда на установку и меньшего расхода металла на изготовление, чем чугунные радиаторы.

К недостаткам бетонной панели следует отнести ее значительный вес и большую тепловую инерцию, замедляющую остывание и прогревание панели, а также трудность ее ремонта.

Конвекторы. Конвекторами называются нагревательные приборы, состоящие из стальных или чугунных оребренных труб. Они бывают открытого типа — плитусные и закрытого, в которых оребренная труба помещена в металлический кожух.

На рис. V. 15 показана конструкция современного плитусного конвектора. Он состоит из стальной трубы диаметром 20 мм, по которой движется теплоноситель, и оребрения в виде пустотелых коробок из листовой стали толщиной 0,8 мм, составляющих основную теплоотдающую поверхность. Конвекторы изготовляют длиной 1,25 м с поверхностью нагрева 1,06 м² (или 0,645 экм) с коэффициентом теплопередачи $K=4,8$ ккал/м²·ч·град при $t_{cp} - t_n = 64,5^\circ$.

Конвектор закрытого типа показан на рис. V. 16. В этот конвектор воздух помещения поступает под кожух снизу и, нагревшись от оребренной трубы, попадает обратно в помещение через решетку в верхней части кожуха. Благодаря этому в кожухе прибора возникает усиленное движение воздуха, которое путем конвекции повышает теплоотдачу оребренной трубы.

Теплоотдачу конвектора можно регулировать дроссель-клапаном, установленным на кожухе, пропуская большее или меньшее количество воздуха через прибор. Стальные трубы до закладки их в бетонную панель испытывают гидравлическим давлением 10 кгс/см².

Применение нагревательных приборов. При выборе того или иного нагревательного прибора следует учитывать допустимое в них давление и назначение помещений, в которых эти приборы надлежит устанавливать.

Типы нагревательных приборов, рекомендуемых к установке в помещениях различного назначения, приведены в табл. V. 4.

Таблица V.4

| Помещения | Нагревательные приборы | Предельная температура на поверхности прибора в °С |
|---|---|--|
| Жилые, общественно-административные и лечебные здания, учебные заведения, бассейны, спортивные помещения, зрелищные предприятия, предприятия общественного питания, вокзалы и аэровокзалы | Радиаторы, конвекторы и панели | 95 |
| Детские ясли и сады | Радиаторы и панели | 85 |
| Больницы и родильные дома | Панели | 85 |
| Музеи, картинные галереи, читальные залы и книгохранилища | Радиаторы и панели | 95 |
| Бани, прачечные, душевые павильоны | Радиаторы, панели и ребристые трубы | 150 |
| Производственные помещения, технологические процессы в которых не сопровождаются выделением пыли | Радиаторы, ребристые трубы, конвекторы и панели | 150 |
| Те же, технологический процесс в которых связан с выделением невзрывоопасной, негорючей или неорганической пыли, горючих и не поддерживающих горение газов и паров | Радиаторы и панели | 130 |
| Производственные помещения, технологический процесс в которых связан с выделением негорючей, невзрывоопасной, органической, возгоняемой неядовитой пыли (древесная, мучная и др.) | Радиаторы и панели | 110* |
| Вспомогательные здания | Радиаторы и конвекторы | 150 |

| Помещения | Нагревательные приборы | Предельная температура на поверхности прибора в °С |
|-------------------|-----------------------------|--|
| Бытовые помещения | Радиаторы и ребристые трубы | 150 |

* 110°С при теплоносителе с постоянными параметрами и 130°С при теплоносителе с переменными.

§ 18. УСТАНОВКА, КРЕПЛЕНИЕ И ПРИСОЕДИНЕНИЕ К ТРУБОПРОВОДАМ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Нагревательные приборы устанавливают у наружных стен и в основном под окнами. При таком размещении восходящие от приборов конвективные токи нагретого воздуха препятствуют движению холодного воздуха от окон и наружных стен. Если невозможно разместить приборы под окнами, их устанавливают у наружных, а в отдельных случаях и у внутренних стен, но поблизости к наружным.

В высоких помещениях со световыми фонарями или вторым ярусом окон при установке приборов только под нижними окнами наблюдаются нисходящие токи холодного воздуха. Для устранения этого явления, а также для предотвращения конденсации влаги на верхних остекленных поверхностях часто под вторым ярусом окон или под фонарями приходится дополнительно устанавливать нагревательные приборы с поверхностью нагрева, равной $1/4—1/3$ общей поверхности нагрева приборов.

При установке нагревательных приборов под окнами их центрируют, как правило, по оси окна. При промышленном монтаже систем отопления с целью применения однотипных трубных заготовок допускается смещать нагревательные приборы по отношению к осям окон.

Радиаторы, как правило, устанавливают на расстояниях не менее 60 мм от пола и 50 мм от верха подоконных досок. В связи с этим высота подоконника должна быть не меньше 700 мм (рис. V. 17). В лечебных помещениях и детских комнатах радиаторы размещают на расстояниях не менее 100 мм от пола и 50 мм от поверхности штукатурки. В жилых и общественных зданиях радиаторы иногда устанавливают в нишах (рис. V. 18). Высота

подоконной ниши должна быть больше высоты радиатора на 150 мм, а высота ниши в стене — на 250 мм. При открытой прокладке трубопроводов и устройстве трубных подводок к радиатору по прямой (без уток) ширина ниши должна превышать ширину радиатора на 400 мм, а при трубной подводке к радиатору в виде «уток» — на 600 мм. Глубину ниш обычно принимают равной 130 мм.

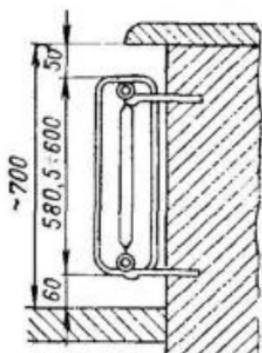


Рис. V.17. Установка радиатора под окном

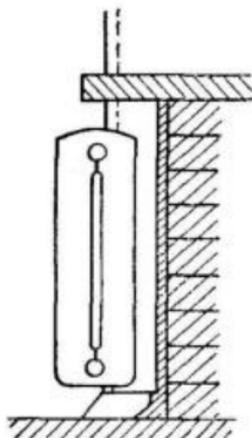


Рис. V.18. Установка радиатора в подоконной нише

Нагревательные приборы на лестничных клетках зданий до четырех этажей следует устанавливать при входе в здание. Во избежание замерзания воды в трубных подводках недопустимо устанавливать нагревательные приборы в тамбурах лестничных клеток, сообщающихся с наружным воздухом, а также у входных наружных односторонних дверей.

Лестничные клетки четырехэтажных и более высоких зданий рекомендуется обогревать рециркуляционными воздухонагревателями (конвекторами).

Устанавливаемые в помещениях нагревательные приборы не следует загромождать мебелью, так как это уменьшает их теплоотдачу и затрудняет очистку от пыли.

Чугунные ребристые трубы следует размещать так, чтобы горизонтальные приливы находились в вертикальной плоскости; такая установка облегчает очистку межреберного пространства от возможных загрязнений.

Нагревательные приборы из чугунных ребристых и гладких стальных труб ставят в один ряд или в несколь-

ко рядов. Максимальная теплоотдача этими приборами достигается при установке их в один ряд.

Радиаторы, чугунные ребристые трубы и регистры из гладких труб устанавливают, как правило, открыто, что улучшает их теплоотдачу. Ограждения таких приборов допустимы лишь из архитектурных соображений. При наличии ограждений снижение теплоотдачи приборами не должно превышать 15%.

На теплоотдачу нагревательных приборов влияет также их окраска. Так, при покрытии алюминиевой краской теплоизлучающая способность прибора снижается на 5—8%. Окраска приборов цинковыми белилами и белой эмалью на теплопередаче не сказывается.

Конвекторы плинтусного типа могут устанавливаться у наружных стен в один ряд (на расстоянии 60—80 мм от пола и 20—30 мм от стены), а также в несколько рядов по вертикали (с расстоянием между рядами 30 мм).

Бетонные отопительные панели (как подоконные, так и перегородочные) устанавливают в вертикальном положении строго по уровню и отвесу одновременно с возведением строительных конструкций здания в заранее размеченные места. Правильность установки панелей проверяют до заземления их плитами перекрытий.

Крепление нагревательных приборов. Чугунные радиаторы и чугунные ребристые трубы устанавливают обычно на кронштейнах и реже на подставках. Кронштейны, изготавливаемые из 6-миллиметровой листовой стали, заделывают в заранее заготовленные отверстия кирпичной стены или бетонной панели цементным раствором. Количество устанавливаемых под радиаторы кронштейнов принимается из расчета одного кронштейна на 1 м² поверхности нагрева прибора, но не менее трех кронштейнов на радиатор. При распределении кронштейнов под радиаторы следует учитывать, что вес прибора в основном воспринимается нижними кронштейнами, а верхние лишь удерживают прибор от опрокидывания. Кронштейны располагают под шейками радиаторов, а у ребристых труб — у фланцев.

При установке на подставках радиаторов с десятью и менее секциями принимают две подставки, а с большим числом секций — три, при этом должен быть закреплен верх радиатора. Нагревательные приборы, располагаемые у перегородок, устанавливают на подставках или специальных кронштейнах.

Стальные радиаторы панельного типа крепят к стенам через имеющиеся у них проушины.

Присоединение нагревательных приборов к трубопроводу систем отопления. Трубные подводки к радиаторам бывают односторонними и разносторонними.

В большинстве случаев встречаются односторонние подводки. Однако в системах с искусственной циркуляцией теплоносителя при числе секций радиатора более 25, а также в системах с естественной циркуляцией с числом секций в радиаторах более 15 необходимо предусматривать разностороннее присоединение их к трубопроводу. Если такие радиаторы установить с односторонним присоединением, то наиболее удаленные от стояка секции приборов будут нагреваться недостаточно. Схемы одностороннего и разностороннего присоединения радиаторов к трубным стоякам системы отопления показаны на рис. V.19.

Соединение радиаторов на «сцепке» (рис. V. 20) допускается только в пределах одного помещения. В порядке исключения на кухнях, в кладовках, санузлах и подобных помещениях можно также устанавливать радиаторы на «сцепке» с радиаторами соседних помещений.

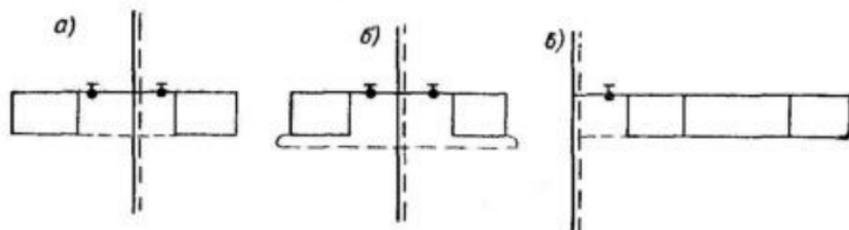


Рис. V.19. Схема присоединения нагревательных приборов к трубопроводу

а — при одностороннем присоединении; б — при разностороннем присоединении; в — на «сцепке»

В водяных системах отопления радиаторы присоединяются к приборам по схемам *сверху вниз*, *снизу вниз* и *снизу вверх* (рис. V.21). По схеме *сверху вниз* предусматривается поступление горячей воды в верхнюю часть радиатора и отвод охлажденной воды из нижней его части. При схеме *снизу вниз* вода поступает в нижнюю часть радиатора и отводится из нижней его части. По схеме *снизу вверх* горячая вода поступает в нижнюю часть радиатора, а охлажденная вода отводится из верхней его части. Наиболее распространенной схемой явля-

ется схема сверху вниз. При паровом отоплении радиаторы присоединяются по схемам сверху вниз или снизу вниз.

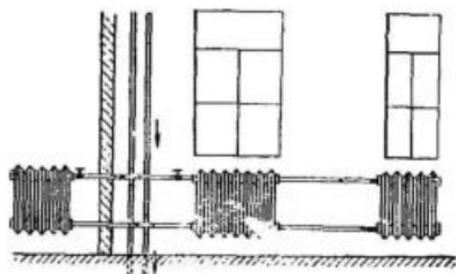


Рис. V.20. Соединение радиаторов на «сцепке»

Трубные подводки присоединяют к чугунным ребристым трубам на фланцах с эксцентрично расположенными отверстиями, что обеспечивает свободное удаление воздуха, облегчает проход воды или сток конденсата из труб. Трубные подводки присоединяют к регистрам из гладких стальных труб таким же образом при помощи приваренных к доннышкам эксцентрично расположенных муфт или патрубков.

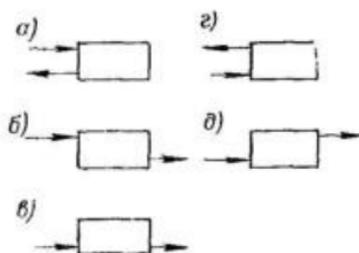


Рис. V.21. Схемы присоединения радиаторов к стоякам системы водяного отопления

а и б — сверху вниз; в — снизу вниз; г и д — снизу вверх

§ 19. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Тепло передается помещению через стенки нагревательного прибора; при этом внутренняя поверхность прибора, соприкасаясь непосредственно с теплоносителем, воспринимает от него тепло, а наружная поверхность прибора, омываемая воздухом помещения, отдает тепло. Наружную поверхность прибора принято называть поверхностью нагрева.

Количество тепла, отдаваемое прибором, пропорционально поверхности нагрева, разности температур теплоносителя в приборе и омывающего его воздуха, а также коэффициенту теплопередачи K прибора. Напомним, что коэффициентом теплопередачи прибора называется количество тепла, отдаваемого 1 м^2 поверхности нагрева в течение 1 ч при разности средней температуры теплоносителя и температуры воздуха помещения 1° .

Величина коэффициента теплопередачи зависит от вида и температуры теплоносителя, конструкции прибора и способа его установки.

Теоретическое определение коэффициента теплопередачи того или иного нагревательного прибора относительно сложно, а потому его устанавливают экспериментальным путем в лабораториях. Так, для нагревательных приборов, состоящих из радиаторных секций, коэффициент K обычно находят для приборов, состоящих из восьми секций со строительной высотой 500 мм. Поэтому при установке радиаторов с большим количеством секций коэффициент теплопередачи уменьшается, а при меньшем увеличивается. Следует иметь также в виду, что у нагревательных приборов с гладкой поверхностью (радиаторов и стальных труб) коэффициент теплопередачи больше, чем у ребристых. Это объясняется уменьшением температуры ребер по направлению к их краям. Кроме того, поверхности смежных ребер прибора, обращенные одна к другой, взаимно поглощают лучистое тепло.

При определении поверхности нагрева приборов коэффициент теплопередачи K принимают в соответствии с разностью средней температуры теплоносителя в приборе и температуры воздуха помещений по данным лабораторных испытаний, представленным в табличной форме. Для примера в табл. V.5 приведены коэффициенты теплопередачи K в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ некоторых нагревательных приборов при их открытой установке.

Поверхность нагрева приборов F в м^2 определяется по формуле

$$F = \frac{Q_{\text{нр}}}{K (t_{\text{ср}} - t_{\text{в}})} \beta_1 \beta_2 \beta_3, \quad (\text{V.I})$$

где $Q_{\text{нр}}$ — количество тепла, которое должны отдать нагревательные приборы в $\text{ккал}/\text{ч}$;

$t_{\text{ср}}$ — средняя температура теплоносителя в приборе в $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{в}}$ — температура воздуха в помещении в $^{\circ}\text{C}$;

K — коэффициент теплопередачи нагревательного прибора в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, принимаемый по данным табл. V. 5;

Таблица V.5

| Нагревательные приборы | Значения <i>K</i> при разности средней температуры воды в приборе и температуры воздуха помещений в град | | | | | | | | | Значения <i>K</i> для пара при давлении в ати | | |
|--|--|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|---------|---|------|------|
| | от 40 до 45 | от 45 до 50 | от 50 до 55 | от 55 до 60 | от 60 до 65 | от 65 до 70 | от 70 до 75 | от 75 до 80 | выше 80 | до 0,7 | 1 | >1 |
| Чугунные радиаторы: | | | | | | | | | | | | |
| М-140 и М-140А | — | 7,3 | 7,9 | 7,9 | 8,2 | 8,2 | 8,5 | 8,5 | 8,6 | 8,9 | — | — |
| НМ-150 | — | 7,3 | 7,9 | 7,9 | 8,2 | 8,2 | 8,5 | 8,5 | 8,6 | 8,9 | — | — |
| РД-90 | — | — | — | — | 8,7 | 8,7 | 8,9 | 8,9 | 9 | — | — | — |
| РД-26 | — | — | — | — | 8 | 8 | 8,2 | 8,5 | 8,7 | — | — | — |
| В-85А | — | — | — | — | 9,95 | 9,95 | 10 | 10,2 | 10,3 | — | — | — |
| «Польза № 6» | 6 | 6 | 6,2 | 6,2 | 6,4 | 6,4 | 6,6 | 6,6 | 6,7 | 6,7 | — | — |
| Бор-2 | — | — | — | — | 8,3 | 8,5 | 8,7 | 8,9 | 9,1 | 9,3 | — | — |
| Чугунная панель | 6,2 | 6,2 | 6,5 | 6,5 | 6,7 | 6,7 | 7 | 7 | 7,1 | — | — | — |
| Стальные радиаторы панельного типа МЗ-500 | — | — | 8,3 | 8,6 | 8,8 | 8,8 | 8,8 | 9 | 9,2 | 9,5 | — | — |
| Чугунные трубы с круглыми ребрами: | | | | | | | | | | | | |
| 1 труба | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 6 | 6,4 | 6,7 |
| 2 трубы (одна над другой) | 4 | 4 | 4,25 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 5 | 5,4 | 5,6 |
| 3 трубы (одна над другой) | 3,5 | 3,5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4,5 | 4,8 | 5 |
| Одна стальная труба диаметром: | | | | | | | | | | | | |
| до 32 м | 11 | 11 | 11,5 | 11,5 | 12 | 12 | 12,5 | 12,5 | 12,5 | 10 | 13,9 | 14,6 |
| от 38 до 108 мм | 9,5 | 9,5 | 10 | 10 | 10,5 | 10,5 | 11 | 11 | 11,5 | 12 | 12,8 | — |
| от 133 до 159 мм | 9,5 | 9,5 | 10 | 10 | 10,5 | 10,5 | 10,5 | 10,5 | 10,5 | 11,5 | 12,3 | 13,4 |
| Несколько горизонтальных стальных труб, расположенных одна над другой диаметром: | | | | | | | | | | | | |
| до 32 мм | 10 | 10 | 10 | 10 | 11 | 11 | 11 | 11 | 11,5 | 12,5 | 13,4 | — |
| более 32 мм | 8 | 8 | 8 | 8,5 | 9 | 9 | 9 | 9 | 9 | 11 | 11,8 | 14 |
| Плентусные конвекторы (без кожуха) длиной 1,25 м | — | — | — | — | 4,8 | 4,8 | 4,9 | 4,9 | 5 | — | — | 12,4 |

- β_1 — поправочный коэффициент ($\beta_1=0,95$ при числе секции в приборе до пяти, $\beta_1=1$ при числе секций от шести до десяти, $\beta_1=1,05$ при числе секций от 11 до 20 и $\beta_1=1,1$ при числе секций более 20);
- β_2 — коэффициент, учитывающий остывание воды в трубах (принимается по приложению 6);
- β_3 — коэффициент, учитывающий характер установки прибора (принимается по приложению 7).

Введение коэффициента β_1 объясняется тем, что теплоотдача радиаторных секций прибора неодинакова. Так, крайние секции прибора, хорошо омываемые воздухом, имеют лучшие условия для отдачи тепла лучеиспусканием, чем средние секции, в которых вследствие взаимооблучения снижается теплоотдача. Поэтому прибор с большим количеством секций имеет меньший средний коэффициент теплопередачи, чем прибор с меньшим количеством радиаторных секций. Для обобщения коэффициента теплопередачи в приборах и вводится коэффициент β_1 .

Применение коэффициента β_2 связано с неравномерностью температуры теплоносителя (воды), поступающего в приборы, которая зависит от удаления прибора (длины трубопровода) от источника тепла (например, котла). Чем больше это расстояние, тем ниже температура поступающей в прибор воды и меньше его теплоотдача. Поэтому в системах отопления с верхней разводкой трубопроводов поправочный коэффициент β_2 для приборов верхних этажей будет ниже, чем для приборов нижних. При системах отопления с нижней разводкой наблюдается обратное явление, т. е. значение β_2 выше для приборов верхних этажей.

Чем лучше омывается воздухом поверхность прибора, тем больше его теплоотдача. Поэтому наименьшее значение коэффициент β_3 имеет при открытой установке прибора без каких-либо ограждающих его поверхностей (шкафов, решеток и др.).

Средняя температура теплоносителя в приборе водяного отопления с двухтрубной разводкой трубопровода определяется по формуле

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_r + t_o}{2}, \quad (\text{V.2})$$

где t_r — температура поступающей в прибор воды в °С;

t_o — температура выходящей из прибора воды в °С;

При системах парового отопления $t_{ср}$ принимается равной температуре насыщенного пара, поступающего в нагревательный прибор; для систем парового отопления с давлением пара до 0,7 *ати* температуру $t_{ср}$ допускается принимать равной 100°С.

В двухтрубных системах водяного отопления горячая вода (если пренебречь охлаждением воды в трубопроводах) поступает в нагревательные приборы с одинаковой температурой и при одинаковом перепаде температур воды в приборах.

Следует иметь в виду, что при определении поверхности нагрева приборов в общем случае необходимо учитывать тепловыделения от открыто проложенных трубопроводов (стояков, трубных подводок и др.), находящихся в одном помещении с устанавливаемыми в них приборами. Если эти тепловыделения составляют менее 5% теплотеря помещением, то его можно не учитывать при определении поверхности нагрева приборов.

Количество тепла, отдаваемого помещению открыто проложенным неизолированным трубопроводом $Q_{тр}$, определяется по формуле

$$Q_{тр} = F_{тр} K_{тр} \varphi (t_{тр} - t_{в}), \quad (V.3)$$

где $F_{тр}$ — наружная поверхность труб в м²;

$K_{тр}$ — коэффициент теплопередачи трубопроводов в ккал/м²·ч·град;

φ — коэффициент, принимаемый в соответствии с расположением трубопровода в помещении по данным табл. V.6;

Таблица V.6

| Расположение трубопроводов в помещении | φ |
|--|-----------|
| Подводки к нагревательным приборам | 1 |
| Стояки | 0,5 |
| Подающие (горячие) трубопроводы под потолком | 0,25 |
| Обратные трубопроводы, проложенные над полом | 0,75 |

$t_{\text{ТР}}$ — температура теплоносителя в трубопроводе в °С;
 $t_{\text{в}}$ — расчетная температура воздуха помещения в °С.

Поверхность стальных неизолированных труб в эквивалентных метрах

$$F_{\text{ЭКМ}} = f_{\text{ЭКМ}} l, \quad (\text{V.4})$$

где $f_{\text{ЭКМ}}$ — поверхность неизолированного трубопровода длиной 1 м в ЭКМ, принимаемая по данным табл. V.7;
 l — длина трубопровода в м.

Таблица V.7

| Диаметр трубопровода в мм | 15 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 76×3 | 108×4 |
|---|------|------|------|------|------|-----|------|-------|
| Наружная поверхность трубопровода в ЭКМ | 0,12 | 0,15 | 0,18 | 0,21 | 0,24 | 0,3 | 0,37 | 0,53 |

§ 20. ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ПРИБОРОВ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

В отличие от двухтрубных систем водяного отопления в однотрубных системах средние температуры и температурные перепады в приборах различны. Это объясняется тем, что горячая вода, распределяемая по приборам последовательно, из лежащего выше прибора поступает в прибор, расположенный ниже по стояку, уже с пониженной температурой. Перепад температур воды в приборах может быть равен перепаду температур воды в системе отопления, но может отличаться от него в ту или другую сторону.

В однотрубной системе водяного отопления температуру воды, поступающей в прибор, определяют по формуле

$$t_{\text{г.пр}} = t_{\text{г}} - \frac{Q_{\text{пр}} (t_{\text{г}} - t_{\text{о}})}{Q_{\text{ст}}}, \quad (\text{V.5})$$

где $t_{\text{г}}$ — температура воды, поступающей в стояк, в °С;
 $Q_{\text{пр}}$ — количество тепла, расходуемого расположен-

ными выше нагревательными приборами, присоединенными к стояку, в *ккал/ч*;

$Q_{ст}$ — теплоотдача всех нагревательных приборов, присоединенных к стояку, в *ккал/ч*;

t_0 — температура воды, выходящей из стояка, в °С.

Температуру воды, выходящей из прибора однострубно́й системы отопления, определяют по формуле

$$t_{\text{вых.пр}} = t_{\text{р.пр}} - \frac{Q_{\text{пр}}}{G_{\text{пр}}}, \quad (\text{V.6})$$

$Q_{\text{пр}}$ — количество тепла, выделяемого прибором, в *ккал/ч*;

$G_{\text{пр}}$ — количество воды, проходящей через прибор, в *кг/ч*.

Значение величины $Q_{\text{пр}}$ в формуле (V.6) представляет собой перепад температур воды в нагревательном приборе, т. е. Δt . Температурный перепад Δt зависит от отношения количества воды, проходящей через нагревательный прибор, $G_{\text{пр}}$, к количеству воды, циркулирующей по стояку, $G_{\text{ст}}$, которое называется коэффициентом затекания:

$$\alpha = \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ст}}}. \quad (\text{V.7})$$

Чем выше коэффициент затекания, тем большее количество воды поступает в прибор. Количество воды, проходящей через прибор, а следовательно, и коэффициент затекания α зависят от способа присоединения приборов (одностороннее и двухстороннее), соотношения диаметров стояка, замыкающего участка и трубных подводов к прибору, а также от тепловой нагрузки приборов и скорости движения воды в стояке.

Значения коэффициентов затекания воды в приборы однострубно́вых вертикальных систем отопления с замыкающими участками определяются по номограммам, изображенным на рис. V.22. Прием пользования номограммами уточняем примером.

Пример V.1. Требуется определить коэффициент затекания воды α в нагревательный прибор однострубно́го стояка с замыкающими участками, если известно, что прибор со строительной высотой 500 мм имеет одностороннее присоединение к стояку; количество тепла, отдаваемого всеми приборами на стояке, $Q=9600$ *ккал/ч*, а соотношение стояка, замыкающего участка и трубных подводов принято $1\frac{1}{4}'' \times 1'' \times \frac{3}{4}''$. Решение показано на номограмме (см. рис. V.22). Как видно из рисунка, $\alpha=0,24$.

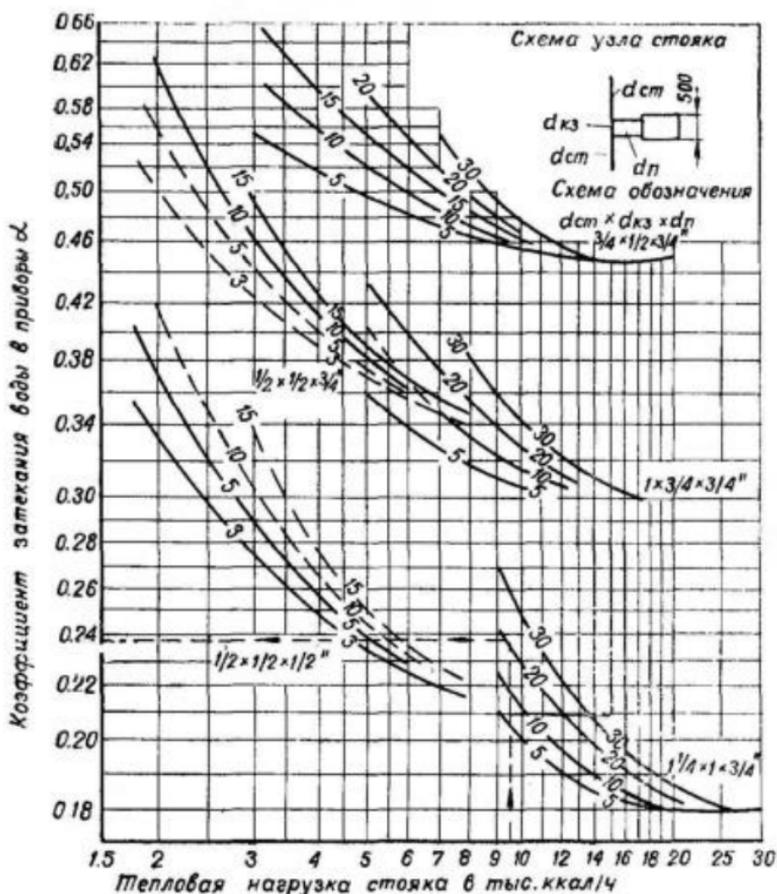
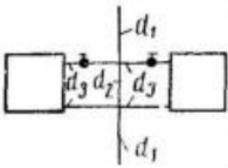
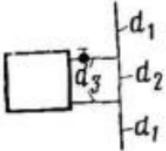


Рис. V.22. Номограмма для определения коэффициента затекания воды в приборы однотрубных вертикальных систем водяного отопления с прямыми замыкающими участками и односторонним присоединением приборов

В зависимости от скорости движения воды в стояке коэффициент затекания α можно также принимать по данным табл. V. 8.

Значение коэффициента затекания приборов вертикальных однотрубных проточных систем отопления можно принимать по номограмме, изображенной на рис. V. 23. Из этой номограммы видно, что при увеличении длины подводок к одному из смежных приборов величина коэффициента затекания воды в прибор изменяется весьма незначительно. Так, если трубные подводки к одному прибору имеют длину 2 м, а к другому 0,5 м, то при равных у них диаметрах $3/4$ " через ближайший к

Таблица V.8

| Эскиз узла | Условный диаметр трубы в мм | | | Коэффициент затекания α^* при скорости воды в стояке в м/сек | | | |
|---|-----------------------------|-------|-------|---|------|------|------|
| | d_1 | d_2 | d_3 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 |
| Двустороннее присоединение  | 32 | 25 | 20 | 0,2 | 0,14 | 0,12 | 0,12 |
| | 25 | 20 | 20 | 0,35 | 0,23 | 0,19 | 0,18 |
| | 20 | 15 | 20 | — | 0,32 | 0,27 | 0,27 |
| | 15 | 15 | 20 | — | 0,36 | 0,28 | 0,24 |
| Одно-стороннее присоединение  | 25 | 20 | 20 | 0,45 | 0,3 | 0,26 | 0,25 |
| | 20 | 15 | 20 | 0,6 | 0,45 | 0,42 | 0,42 |
| | 15 | 15 | 20 | 0,6 | 0,45 | 0,42 | 0,42 |

* Для однотрубных систем отопления с замыкающими осевыми участками.

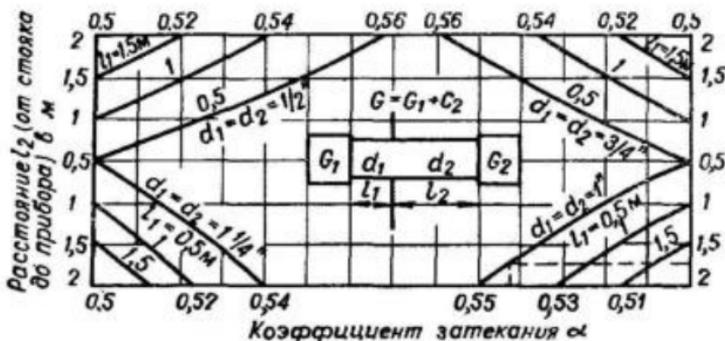


Рис. V.23. Номограмма для определения коэффициента затекания воды α в приборы вертикальных однотрубно-проточных систем водяного отопления

стояку прибор пройдет 56%, а через отдаленный прибор 44% воды, циркулирующей по стояку. Если у смежных приборов диаметры и длина подводок одинаковы, то через приборы, независимо от величин их тепловых нагрузок, будет проходить одинаковое количество воды.

При разных длинах и диаметрах трубных подводок к приборам количество воды, циркулирующей через один из приборов, $G_{\text{пр.1}} = \alpha_1 G_{\text{ст}}$, а количество воды, проходящей через другой прибор, будет равно $G_{\text{пр.2}} = G_{\text{ст}} - G_{\text{пр.1}}$, где $G_{\text{ст}}$ — количество воды, циркулирующей по стояку.

В вертикальной однотрубной проточной системе отопления вся вода из стояка проходит через приборы, поэтому в этих системах коэффициент затекания всегда выше, чем в системах с замыкающими участками. Для увеличения коэффициента затекания в однотрубных вертикальных системах с замыкающими участками уменьшают диаметр замыкающих участков по сравнению с диаметром стояка.

При определении поверхности нагрева приборов однотрубных систем отопления необходимо проводить предварительный расчет трубопроводов, позволяющий установить диаметры стояков, замыкающих участков и подводок к приборам.

Определение поверхности нагрева приборов в э.к.м. Поверхность нагрева приборов, выраженную в э.к.м, определяют по формуле

$$F_{\text{э.к.м}} = \left(\frac{q_{\text{пр}} \beta_2}{q} - F_{\text{э.к.м тр}} \right) \beta_1 \beta_3, \quad (\text{V.8})$$

где $q_{\text{пр}}$ — расчетная теплоотдача прибора в ккал/ч;

q — теплоотдача 1 э.к.м;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3$ — коэффициенты, значение которых указано выше.

$F_{\text{э.к.м тр}}$ — поверхность открыто проложенных трубопроводов с учетом места их прокладки в помещении.

Теплоотдачу 1 э.к.м определяют по формуле

$$q = K \Delta t_{\text{ср}} = q_{\text{э.к.м}} \beta_4 \Delta t_{\text{ср}}, \quad (\text{V.9})$$

где K — коэффициент теплопередачи нагревательных приборов в ккал/э.к.м · ч · град;

$\Delta t_{\text{ср}}$ — перепад между средней температурой теплоносителя и температурой окружающего воздуха в град;

$q_{\text{ЭКМ}}$ — коэффициент теплопередачи при относительном расходе воды через нагревательный прибор $G_{\text{отн}}=1$ (принимается по данным табл. V.9);

Таблица V.9

| $\Delta t_{\text{ср}}$, град | Коэффициент теплопередачи $q_{\text{ЭКМ}}$ в ккал/экм·ч·град | | | |
|-------------------------------|--|------|------|------|
| | | | | |
| 35 | 5,59 | 5,54 | 4,17 | 5,11 |
| 40 | 5,81 | 5,66 | 4,87 | 5,22 |
| 45 | 6,01 | 5,75 | 4,95 | 5,31 |
| 50 | 6,26 | 5,84 | 5,04 | 5,39 |
| 55 | 6,45 | 5,93 | 5,11 | 5,47 |
| 60 | 6,63 | 6 | 5,17 | 5,54 |
| 65 | 6,81 | 6,08 | 5,24 | 5,61 |
| 70 | 6,97 | 6,15 | 5,3 | 5,67 |
| 75 | 7,13 | 6,21 | 5,35 | 5,73 |
| 80 | 7,24 | 6,27 | 5,4 | 5,79 |
| 85 | 7,32 | 6,33 | 5,45 | 5,84 |
| 90 | 7,55 | 6,38 | 5,5 | 5,89 |
| 95 | 7,69 | 6,44 | 5,54 | 5,94 |
| 100 | 7,82 | 6,49 | 5,59 | 5,99 |
| 105 | 7,94 | 6,53 | 5,63 | 6,03 |
| 110 | 8,06 | 6,58 | 5,67 | 6,07 |
| 115 | 8,17 | 6,62 | 5,7 | 6,12 |
| 120 | 8,29 | 6,66 | 5,74 | 6,15 |

β_4 — поправочный коэффициент, зависящий от схемы присоединения подводов к приборам и расхода воды (принимается по данным табл. V.10).

При поступлении воды в радиатор по схеме сверху вниз, в ребристые трубы и в регистры из гладких труб, а также при теплоносителе паре коэффициент теплопередачи K в ккал/экм·ч·град определяют по формулам:

$$K = 1,79 \Delta t_{\text{ср}}^{0,32} G_{\text{отн}}^{0,13},$$

если $0,5 G_{\text{отн}} < 1$;

$$K = 1,79 \Delta t_{\text{ср}}^{0,32} G_{\text{отн}}^{0,03},$$

если $G_{\text{отн}} > 1$.

Таблица V.10

| Относительный расход воды в приборе на 1 экм по отношению к условному расходу 17,4 кг/ч·экм | Поправочный коэффициент β_4 при схеме подводки | | |
|---|--|---|--|
| | сверху вниз | снизу вниз и при разностороннем присоединении снизу вверх | снизу вверх, при одностороннем присоединении |
| 0,5 | 0,91 | 0,93 | 0,95 |
| 1 | 1 | 1 | 1 |
| 2 | 1,01 | 1,03 | 1,03 |
| 3 | 1,02 | 1,1 | 1,09 |
| 4 | 1,04 | 1,15 | 1,12 |
| 5 | 1,05 | 1,17 | 1,13 |
| 6 | 1,06 | 1,19 | 1,15 |
| 7 | 1,06 | 1,21 | 1,17 |
| Более 7 | 1,07 | 1,23 | 1,18 |

Примечание. При теплоносителе воде для ребристых труб и регистров из гладких труб и при теплоносителе паре для всех видов приборов принимать $\beta_4 = 1$.

При циркуляции воды через радиатор по схеме снизу вверх и одностороннем присоединении подводов

$$K = 2,8 \Delta t_{cp}^{0,15} G_{отн}^{0,08},$$

по схеме снизу вниз

$$K = 3,25 \Delta t_{cp}^{0,15} G_{отн}^{0,1},$$

по схеме снизу вверх и разностороннем присоединении подводов

$$K = 3 \Delta t_{cp}^{0,15} G_{отн}^{0,1}.$$

Относительный расход воды в нагревательном приборе определяется по формуле

$$G_{отн} = \frac{6,75 \Delta t_{cp}}{\Delta t_{пр} \cdot 17,4},$$

где $\Delta t_{пр}$ — перепад температуры воды в приборе;

17,4 — условный расход воды, одинаковый для всех приборов, в кг/ч·экм.

Подбор числа секций в радиаторе. Необходимое число секций радиатора n определяют по формуле

$$n = \frac{F}{f}. \quad (V.10)$$

или

$$n = \frac{F_{\text{ЭКМ}}}{f_{\text{ЭКМ}}}, \quad (\text{V.11})$$

где F — расчетная поверхность нагрева радиаторов в м^2 ;
 $F_{\text{ЭКМ}}$ — то же, в ЭКМ ;
 f — поверхность нагрева одной секции в м^2 ;
 $f_{\text{ЭКМ}}$ — то же, в ЭКМ .

Если величины F или $F_{\text{ЭКМ}}$ не соответствуют поверхности целого числа секций радиатора или стандартным длинам ребристых труб, то принимают соответственно ближайшее большее число секций радиаторов или ребристую трубу ближайшей большей стандартной длины.

Расчетную поверхность нагрева радиаторов можно уменьшать не более чем на $0,1 \text{ м}^2$ ($0,1 \text{ ЭКМ}$) и ребристых труб — не более чем на 10% .

Пример V.2. Определить поверхность нагрева и число секций радиатора М-140, который будет установлен в жилой комнате, расположенной на втором этаже шестизэтажного здания (с учетом теплоотдачи трубами). Известно, что теплопотери через наружные ограждения комнаты $Q=1200 \text{ ккал/ч}$; система отопления — водяная двухтрубная с насосным побуждением и нижней разводкой трубопровода; прокладка трубопроводов открытая; параметры теплоносителя: $t_r=95^\circ\text{C}$ и $t_0=70^\circ\text{C}$; температура воздуха в комнате $t_b=18^\circ\text{C}$; радиатор присоединен к стояку по схеме «сверху вниз» и расположен открыто (без ниши).

Решение. Определяем теплоотдачу трубопроводов $Q_{\text{тр}}$ по формуле (V.3), учитывая, что в комнате проходят два отопительных стояка (горячий и обратный) диаметрами 25 мм и длиной $2,6 \text{ м}$ каждый и двухтрубные подводки к радиатору общей длиной $1,4 \text{ м}$ и диаметром 15 мм .

Средняя температура воды теплоносителя

$$t_{\text{в.ср}} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5^\circ\text{C}.$$

Разность между средней температурой воды и температурой окружающего воздуха составит $82,5 - 18 = 64,5^\circ$.

Поверхность нагрева стояков равна:

$$3,14 \cdot 0,0335 \cdot 2,6 \cdot 2 = 0,57 \text{ м}^2,$$

где $0,0335$ — наружный диаметр стояка.

Поверхность нагрева подводов:

$$3,14 \cdot 0,0211 \cdot 2 \cdot 1,4 = 0,1,$$

где $0,0211$ — наружный диаметр подводов.

Общая теплоотдача трубами

$$Q_{\text{тр}} = [(0,57 \cdot 0,5) + (0,1 \cdot 1)] 12 \cdot 64,5 = 298 \text{ ккал/ч},$$

где 12 — коэффициент теплопередачи гладких труб в $\text{ккал/м}^2 \times \text{ч} \cdot \text{град}$;

0,5 и 1 — значения коэффициента φ для стояков и подводок.

Необходимая теплоотдача радиатора составляет $1200 - 298 = 902 \text{ ккал/ч}$.

Поверхность нагрева радиатора $F_{\text{пр}}$ определяем по формуле (V.1), приняв по табл. V.5 $K=8,2$ и по приложениям 6 и 7 соответственно $\beta_2=1$, $\beta_3=1,03$ и $\beta_1=1$ в предположении, что в радиаторе будет 6—10 секций:

$$F_{\text{пр}} = \frac{902}{8,2 (82,5 - 18)} 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,75 \text{ м}^2.$$

Число секций

$$n = \frac{1,75}{0,254} = 7,$$

где 0,254 — поверхность нагрева одной секции радиатора М-140 (см. табл. V.1).

Для сравнения подсчитываем поверхность нагрева прибора и количество секций с использованием экм.

Принимая по табл. V.7 поверхность 1 м трубопровода диаметром 25 мм равной 0,18 экм, а диаметром 15 мм — 0,12 экм, получим, что общая поверхность трубопровода

$$F_{\text{тр}} = 2 \cdot 0,18 \cdot 2,6 \cdot 0,5 + 0,12 \cdot 1,4 \cdot 1 \approx 0,64 \text{ экм.}$$

Относительный расход воды в радиаторе

$$G_{\text{отн}} = \frac{6,75}{\Delta t_{\text{пр}} \cdot 17,4} = \frac{6,75 \cdot 64,5}{15 \cdot 17,4} \approx 1.$$

Приняв по данным табл. (V.9) $q_{\text{экм}}=6,81$ и по табл. (V.10) $\beta_4=1$, по формуле (V.8) определим теплоотдачу 1 экм:

$$q_{\text{экм}} = 6,81 \cdot 1 \cdot 64,5 = 439 \text{ ккал/экм.}$$

По формуле (V.8) поверхность нагрева радиатора

$$F_{\text{экм}} = \left(\frac{1200 \cdot 1}{439} - 0,64 \right) 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 2,09 \text{ экм,}$$

а число секций М-140 в приборе $n=2,09 : 0,31=6,5$ секций.

Принимаем к установке семь секций.

Пример V.3. Для однетрубного стояка с замыкающим участком (рис. V.24) требуется определить поверхность нагрева радиаторов М-140 при теплоносителе горячей воде с параметрами $t_r=95^\circ\text{C}$ и $t_0=70^\circ\text{C}$. Температура помещения 18°C . Номера и тепловые нагрузки приборов показаны на рисунке.

Решение. В соответствии с предварительным гидравлическим расчетом трубопровода диаметр стояка и подводок к приборам принимаем равным 20 мм, а диаметр замыкающих участков 15 мм.

Общая тепловая нагрузка стояка

$$Q_{\text{ст}} = 1200 + 1200 + 800 + 900 + 1000 + 1100 = 6200 \text{ ккал/ч}$$

Количество воды, проходящей через стояк:

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{(t_r - t_0)} = \frac{6200}{95 - 70} = 248 \text{ кг/ч.}$$

При двустороннем присоединении приборов к стояку для заданного соотношения диаметров стояка, замыкающих участков и подводов к прибору $20 \times 15 \times 20$ мм и скорости $v=0,2$ м/сек по табл. V.8 принимаем коэффициент затекания $\alpha=0,32$ для приборов I и II.

Количество воды, отдельно проходящей через приборы I и II, при равенстве тепловых нагрузок составит

$$G_{\text{пр I-II}} = 0,32 \cdot 248 = 80 \text{ кг/ч.}$$

Температурный перепад воды в приборах I и II

$$\Delta t_{\text{пр I-II}} = \frac{1200}{80} = 15^\circ \text{C.}$$

Средняя температура воды в этих приборах

$$t_{\text{ср}} = t_r - \frac{\Delta t_{\text{пр I-II}}}{2} = \\ = 95 - \frac{15}{2} = 87,5^\circ \text{C.}$$

Поверхность нагрева приборов I и II

$$F_I = F_{II} = \frac{1200}{8,2 (87,5 - 18)} =$$

$$= 2,33, \text{ или } 2,33 \cdot 1,22 = 2,84 \text{ кв.м,}$$

Рис. V.24. Одно-трубный стояк с осевым замыкающим участком и разносторонним присоединением приборов (к примеру расчета V.3)

где 8,2 — коэффициент теплопередачи радиатора М-140 при $t_{\text{ср}} - t_n = 87,5 - 18 = 69,5^\circ$;

1,22 — коэффициент пересчета с 1 м^2 в кв.м для заданного типа радиатора М-140.

Так как количество поступающей воды в любой прибор, присоединенный к одному и тому же стояку, является по существу неизменным, то можно принять $G_{\text{пр I}} = G_{\text{пр II}} = G_{\text{пр III}} = G_{\text{пр IV}} = G_{\text{пр V}} = G_{\text{пр VI}} = 82 \text{ кг/ч.}$

Температура воды, поступающей в приборы III и IV, равная температуре смеси воды в стояке между третьим и вторым этажами, по формуле (V.6) равна:

$$t_{\text{вх.пр III-IV}} = t_r - \frac{Q_{\text{пр III}} + Q_{\text{пр IV}}}{Q_{\text{ст}}} (t_1 - t_0) = \\ = 95 \frac{1200 + 1200}{6200} (95 - 70) = 85,3^\circ \text{C.}$$

Температурные перепады воды в приборах III и IV составят:

$$\Delta t_{\text{пр III}} = \frac{800}{82} = 9,7^\circ \text{ и } \Delta t_{\text{пр IV}} = \frac{900}{82} = 11^\circ.$$

Средние температуры воды в приборах III и IV

$$t_{\text{ср. пр III}} = 85,3 - \frac{9,7}{2} = 80,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

и

$$t_{\text{ср. пр IV}} = 85,3 - \frac{11}{2} = 79,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Поверхность нагрева приборов III и IV

$$F_{\text{пр III}} = \frac{800}{8,2 (80,4 - 18)} = 1,57 \text{ м}^2, \text{ или } 1,57 \cdot 1,22 = 1,91 \text{ экм};$$

$$F_{\text{пр IV}} = \frac{900}{8,2 (79,8 - 18)} = 1,78 \text{ м}^2, \text{ или } 1,78 \cdot 1,22 = 2,17 \text{ экм}.$$

Температура воды, поступающей в приборы V и VI, равная температуре смеси воды в стояке между четвертым и пятым этажами:

$$t_{\text{вх. пр V-VI}} = 95 - \frac{1200 + 1200 + 800 + 900}{6200} (95 - 70) = 78,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Перепады температуры воды в приборах V и VI

$$\Delta t_{\text{пр V}} = \frac{1000}{82} = 12^\circ \text{ и } \Delta t_{\text{пр VI}} = 13,5^\circ,$$

а средние температуры воды в приборах V и VI

$$t_{\text{ср. пр V}} = 78,5 - \frac{12}{2} = 72,5 \text{ } ^\circ\text{C},$$

и

$$t_{\text{ср. пр VI}} = 78,5 - \frac{13,5}{2} \approx 71,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Поверхности нагрева приборов V и VI составят:

$$F_{\text{пр. V}} = \frac{1000}{8,2 (72,5 - 18)} = 2,23 \text{ м}^2, \text{ или } 2,23 \cdot 1,22 = 2,72 \text{ экм};$$

$$F_{\text{пр. VI}} = \frac{1100}{8,2 (71,8 - 18)} = 2,47 \text{ м}^2, \text{ или } 2,47 \cdot 1,22 = 3 \text{ экм}.$$

Уточняем поверхности нагрева приборов, вводя поправочные коэффициенты: на количество секций в приборах I—IV $\beta_1 = 1$ и приборов V и VI $\beta_1 = 1,05$; $\beta_2 = 1$ для всех приборов (приложение 6) и $\beta_3 = 1,03$ (приложение 7).

С учетом этого уточнения:

$$F_{\text{пр I}} = F_{\text{пр II}} = 2,33 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 2,4 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{пр III}} = 1,57 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,62 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{пр IV}} = 1,78 \cdot 1 \cdot 1,03 = 1,83 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{пр V}} = 2,23 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,03 = 2,4 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{пр VI}} = 2,47 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,03 = 2,64 \text{ м}^2.$$

Принимая по данным табл. V.1 поверхность нагрева одной секции радиатора М-140 равной $0,254 \text{ м}^2$, находим число секций в каждом приборе:

для приборов I и II

$$n = \frac{2,4}{0,254} = 10;$$

для прибора III

$$n = \frac{1,62}{0,254} = 7;$$

для прибора IV

$$n = \frac{1,83}{0,254} = 8;$$

для прибора V

$$n = \frac{2,4}{0,254} = 10$$

и для прибора VI

$$n = \frac{2,64}{0,254} = 11.$$

В процессе определения необходимой поверхности нагрева приборов и подсчета количества секций удобно пользоваться табличной формой (см. табл. V.11).

§ 21. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ОТОПИТЕЛЬНОЙ БЕТОННОЙ ПАНЕЛИ

Для определения необходимой поверхности нагрева бетонной отопительной панели необходимо знать ее теплоотдачу.

Теплоотдача всякой отопительной бетонной панели как при одностороннем, так и двустороннем ее использовании зависит в основном от ее конструктивного оформления: от вида заложенного в панель нагревательного элемента — змеевика или регистра (рис. V.25), диаметра стальных труб змеевика или регистра d ; расстояния (шага) между трубами s и от разности средней температуры теплоносителя и внутренней температуры помещения $(t_{\text{ср}} - t_{\text{в}})$.

При установке панели в наружной стене, чтобы избежать теплопотерь за тыльной поверхностью панели, между стеной и панелью нужно проложить изоляцию.

Теплоотдачу типовых вертикально расположенных панелей (например, подоконных, стеновых) толщиной в

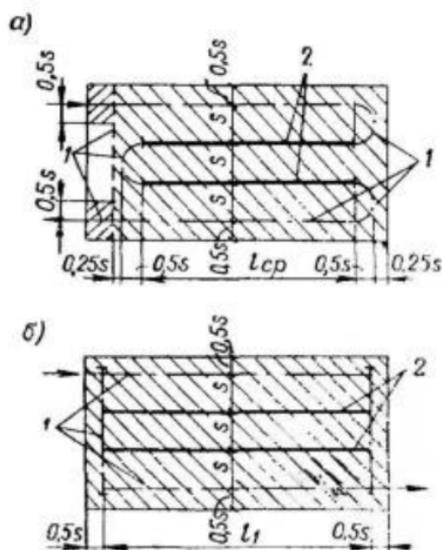


Рис. V.25. Змеевик (а) и регистр из стальных труб (б), заделываемых в толщу отопительной бетонной панели

1 — крайние трубы; 2 — средние трубы

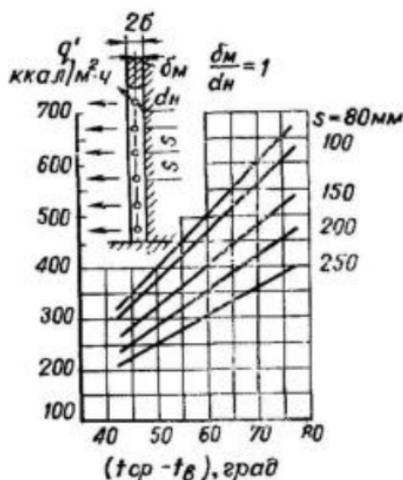


Рис. V.26. Номограмма для определения теплоотдачи 1 м² поверхности бетонной отопительной панели с односторонним выделением тепла

пределах 40—45 мм с замоноличенными в них стальными трубами диаметром от 15 до 20 мм определяют по формуле

$$q_{\text{п}} = F_{\text{п}} q' k_1 k_2^* + q_{\text{тыл}}, \quad (\text{V.12})$$

- где $q_{\text{п}}$ — теплоотдача панели в ккал/ч;
 $F_{\text{п}}$ — расчетная поверхность панели с учетом длин крайних и средних труб в бетоне (см. рис. V. 25);
 q' — ориентировочная теплоотдача 1 м² лицевой поверхности панели, принимаемая по номограммам (рис. V. 26 и V.27) в ккал/м²·ч;
 k_1 — коэффициент, учитывающий изменение теплоотдачи крайних труб панели по сравнению

со средними (значение k_1 принимают в зависимости от отношения длины крайних труб $l_{кр}$ к общей длине труб панели $l_{общ}$ и шага труб s по номограмме, изображенной на рис. V. 28);

Рис. V.27. Номограмма теплоотдачи 1 м^2 поверхности бетонной отопительной панели при двустороннем выделении тепла

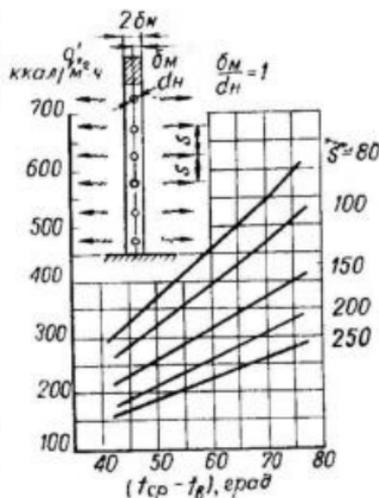
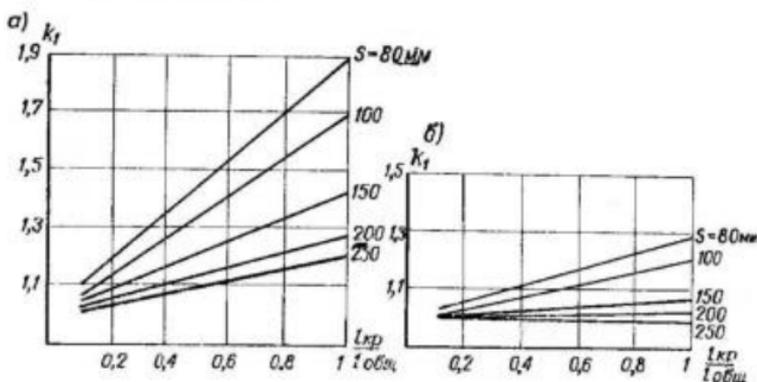


Рис. V.28. Номограмма для определения поправочного коэффициента k_1 к теплоотдаче отопительной панели



k_2 — коэффициент, учитывающий изменение теплоотдачи панели в зависимости от количества воды, циркулирующей через нагревательный элемент панели, и шага между трубами s (значение k_2 принимают по номограмме, изображенной на рис. V. 29);

$q_{тыл}$ — теплоотдача тыльной поверхности панели в ккал/ч , определяемая по формуле

$$q_{\text{тыл}} = \frac{F_{\text{тыл}} (\tau_{\text{тыл}} - t_{\text{н}})}{\Sigma \frac{\delta}{\lambda} + R_{\text{н}}}, \quad (\text{V.13})$$

где $F_{\text{тыл}}$ — тыльная поверхность панели;

$\Sigma \frac{\delta}{\lambda}$ — сумма термических сопротивлений отдель-

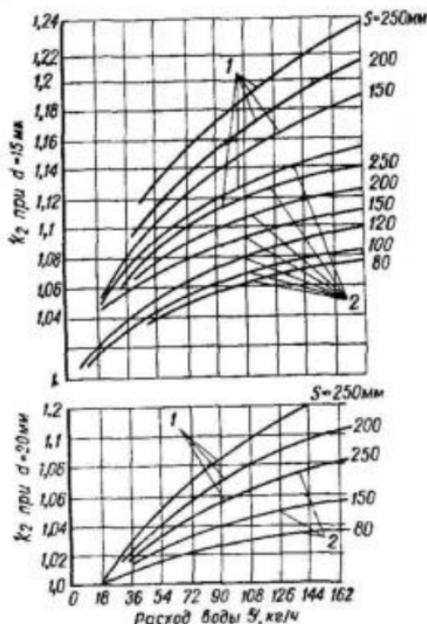


Рис. V.29. Номограмма для определения поправочного коэффициента k_2 к теплоотдаче отопительной панели

1 — двусторонняя теплоотдача; 2 — односторонняя теплоотдача

$t_{\text{пов}}$ — средняя температура на лицевой поверхности панели в $^{\circ}\text{C}$.

ных слоев запанельного участка ограждения в $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$;

$R_{\text{н}}$ — сопротивление теплоотдаче наружной поверхности стены за панелью в $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \times \text{град} / \text{ккал}$;

$t_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха в $^{\circ}\text{C}$;

$\tau_{\text{тыл}}$ — средняя температура тыльной поверхности панели в $^{\circ}\text{C}$.

При $q_{\text{тыл}} \leq 15\%$ общей теплоотдачи панели

$$\tau_{\text{тыл}} = \frac{t_{\text{ср}} + \tau_{\text{пов}}}{2}, \quad (\text{V.14})$$

где $t_{\text{ср}}$ — средняя температура воды в трубах панели в $^{\circ}\text{C}$;

§ 22. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Для приведения в соответствие теплоотдачи нагревательных приборов с теплотерями помещений при различных температурах наружного воздуха требуется изменять или количество теплоносителя, проходящего через приборы (*количественное регулирование*), или его температуру (*качественное регулирование*).

Качественное регулирование, осуществляемое путем изменения температуры теплоносителя (воды), подаваемого в приборы из теплового центра (теплового пункта ТЭЦ, котельной и др.), называется *центральным регулированием*. Качественное регулирование для систем парового отопления не применяется, так как при изменении давления пара его температура почти не меняется, и теплоотдача приборов остается практически постоянной.

Количественное регулирование может быть *центральным* (т. е. производится из центрального пункта) и *местным* (регулирование кранами или вентилями, установленными у нагревательных приборов). Краны двойной регулировки устанавливаются при теплоносителе воде с температурой до 100°C , а вентили — при воде и паре с температурой 100°C и выше.

Помимо регулировки количества теплоносителя в эксплуатационный период этими кранами пользуются для монтажной регулировки теплоотдачи приборов, проводимой в период наладки и пуска системы отопления.

Конструкция одного из кранов двойной регулировки показана на рис. V.30. В корпусе крана находится цилиндрический стакан *1* с двумя прямоугольными прорезами *2*. К верхней части стакана прикреплен шпindelь *3* с нарезкой, благодаря которой он может вращаться в

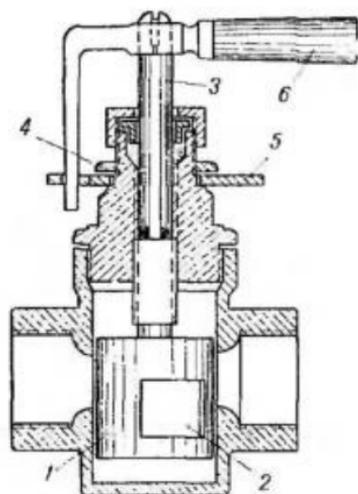


Рис. V.30. Кран двойной регулировки

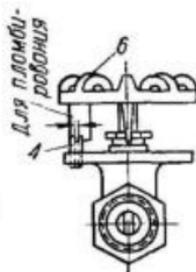
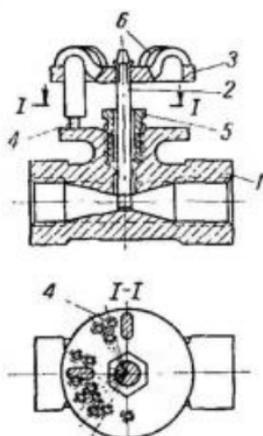


Рис. V.31. Дроссельный клапан двойной регулировки

крышке корпуса. На крышке корпуса при помощи контргайки 4 укреплен розетка 5, имеющая вырез, равный четверти окружности (90°С). На верхний конец шпинделя надевается ручка 6, закрепляемая винтом. Вращая ручку, а следовательно, и шпиндель, можно опустить или поднять стакан. При перемещении стакана прорезы устанавливаются на различной высоте, перекрывая в той или иной степени проходное отверстие крана в горизонтальной плоскости.

Установив кран таким образом, чтобы через него проходило необходимое количество воды, розетку крана закрепляют. На этом первая (монтажная) регулировка краном, проводимая монтажниками, считается законченной.

Вторая регулировка (эксплуатационная) осуществляется поворотом ручки в пределах выреза розетки (т. е. четверти окружности); при этом проходное отверстие крана может быть перекрыто в большей или меньшей степени в вертикальной плоскости. Вторая (эксплуатационная) регулировка производится лицами, пользующимися помещениями, где установлен нагревательный прибор.

В последнее время для регулирования теплоотдачи нагревательных приборов часто применяется дроссельный клапан двойной регулировки, представленный на рис. V. 31.

Кран состоит из чугунного корпуса 1 с фланцем, шпинделя 2, нижний конец которого обработан в виде дросселирующей лопатки, чугунного маховичка 3, стопора 4 и сальниковой гайки 5.

Во фланце корпуса имеются пронумерованные отверстия с внутренними резьбами, в которые может быть ввернут стопор. Расположение этих отверстий соответствует плавному увеличению или уменьшению количества подаваемой в прибор воды.

Первая (монтажная) регулировка крана достигается путем ввертывания в одно из отверстий фланца стопора, ограничивающего угол поворота дросселирующей лопатки, который определяет максимально возможную степень открытия крана при второй (эксплуатационной) регулировке. Во избежание возможности нарушения первой (монтажной) регулировки стопор пломбируют. Вторая регулировка осуществляется поворотом маховичка в пределах, установленных монтажной регулировкой.

Вентили, монтируемые у нагревательных приборов, могут иметь косой или прямой шпindel. Внутри корпуса 1 вентиля с косым шпинделем рис. V.32) имеется седло с круглым отверстием. Регулирующим и запорным органом служит золотник 2, прикрепленный к нижнему концу шпинделя 3, на верхний конец которого насажен маховичок 4.

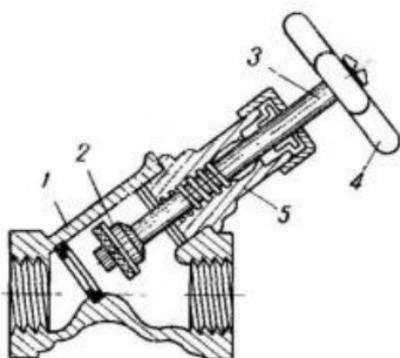


Рис. V.32. Вентиль с косым шпинделем

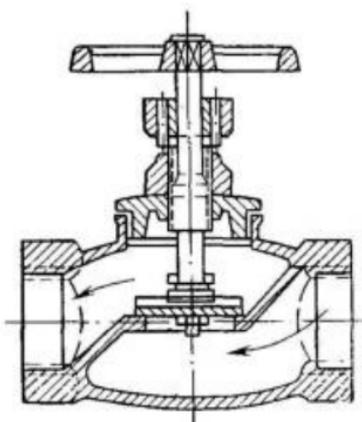


Рис. V.33. Вентиль с прямым шпинделем

маховичок 4. Шпindel имеет нарезку и может перемещаться вниз или вверх вместе с золотником, вращаясь в крышке 5 корпуса. При вращении маховичка по часовой стрелке шпindel опускается, золотник приближается к седлу и уменьшает проходное сечение. При дальнейшем вращении в этом же направлении можно совсем прекратить движение теплоносителя через вентиль.

Конструкция вентиля с прямым шпинделем (рис. V. 33) отличается от конструкции рассмотренного тем, что в ней седло, золотник и шпindel расположены не косо, а вертикально. Принцип действия этого вентиля тот же, что и вентиля с косым шпинделем.

К арматуре, регулирующей теплоотдачу нагревательных приборов, относится также задвижка Лудло (рис. V. 34) и пробочный кран с сальником (рис. V.35).

Задвижка Лудло состоит из чугунного корпуса 1, внутри которого находятся два чугунных диска 2, укрепленных на шпинделе 3. На верхнем конце шпинделя имеется нарезка, при помощи которой шпindel можно перемещать в гайке, соединенной с маховиком 4. При вращении маховика шпindel поднимается или опускается, а

вместе с ним перемещаются и диск, открывая или закрывая проход. Для более надежного уплотнения в местах прилегания дисков к корпусу установлены шлифованные бронзовые кольца.

Корпус показанного на рис. V. 35 пробочного крана имеет коническую пробку со сквозным прямоугольным вырезом (проходом).

Верхняя часть пробки, выступающая из корпуса, заканчивается четырехгранной головкой, на которую для вращения пробки надевают съем-

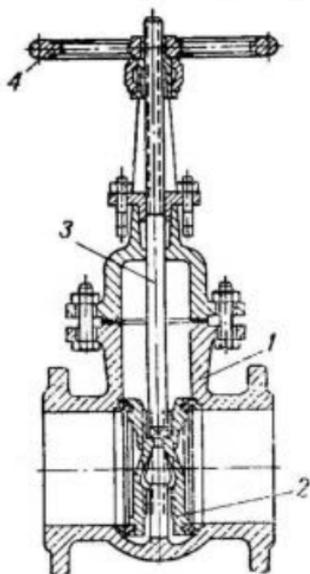


Рис. V.34. Задвижка Лудло

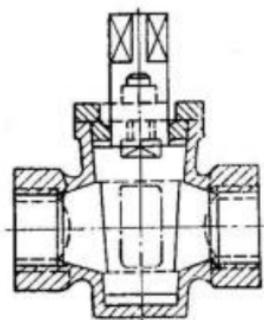


Рис. V.35. Пробочный кран с сальником

ный ключ. Вращая пробку, можно изменить положение выреза, т. е. увеличить или уменьшить поступление воды. На четырехгранной головке имеется риска, показывающая направление прохода воды в кране.

Глава VI

ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ВОДЫ

Вода как среда, передающая тепло. Вода, применяемая в нагретом состоянии для систем водяного отопления, имеет довольно прочное химическое соединение и не разлагается.

При нагревании воды до температуры свыше 40°C растворимость газов и воздуха резко падает, и они начинают выделяться из воды. Поэтому нагревательные приборы и стальные трубы системы водяного отопления, заполненные водой с температурой около 100°C , не подвергаются ни разъеданию, ни коррозии.

Следует, однако, иметь в виду, что газы, выделяемые при нагревании свежей воды, поступающей непосредственно из водопровода или из какого-либо естественного водисточника (озера, реки), разъедают поверхность оборудования (котлов, теплообменников и др.), в котором нагревают воду. Из этих соображений менять воду в отопительной системе и добавлять к ней свежую следует как можно реже.

Вода практически несжимаема, тогда как коэффициент ее объемного расширения меняется в зависимости от температуры. Так, при нагревании воды от 0 до 4°C она не только не расширяется, а даже несколько уменьшается в объеме. При температуре воды выше 4°C коэффициент ее объемного расширения увеличивается с повышением температуры. В пределах температурных колебаний от 40 до 95° , присущих системам водяного отопления значительную часть отопительного периода, коэффициент объемного расширения воды меняется более или менее равномерно и в среднем равен $0,00045$. При дальнейшем повышении температуры воды (выше 95°C) коэффициент объемного расширения возрастает быстрее.

Следовательно, при определении расширения воды в водяных системах отопления нужно принимать во внимание не только разность температур двух столбов воды, под влиянием которой создается циркуляционный напор (естественное давление), но также и сами температуры. С повышением температуры воды и при сохранении постоянного температурного перепада давление увеличивается.

Как известно, при понижении температуры от 4 до 0°C вода расширяется в объеме и при дальнейшем понижении температуры превращается в лед. Образование льда в стальных трубах и нагревательных приборах часто приводит к разрыву их стенок, что является существенным недостатком использования воды в качестве теплоносителя для систем отопления.

К достоинствам воды как теплоносителя следует отнести значительную ее теплоемкость и большой объемный вес ($\sim 1000 \text{ кг/м}^3$), что позволяет передавать боль-

шие количества тепла при малом объеме теплоносителя и относительно малой его температуре на значительные расстояния.

§ 23. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Принцип действия системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды (рис VI.1) заключается в следующем.

Горячая вода из котла 1 направляется по подающему (горячему) трубопроводу 2 в нагревательный прибор 3, где происходит ее охлаждение. Остывшая в приборе вода возвращается в котел по обратному трубопроводу 4. В действующей системе отопления такая циркуляция воды происходит непрерывно.

Так как в системе отопления объем воды при нагревании увеличивается, то во избежание повышения давления и возможных при этом аварий (разрыв котлов, трубопроводов и т. п.) в самой высокой точке системы устанавливают расширительный сосуд 5, при

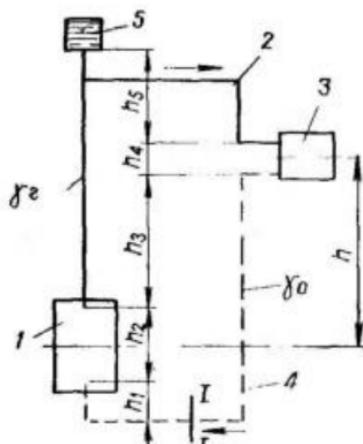


Рис. VI.1. Принципиальная схема системы водяного с естественной циркуляцией

помощи которого система сообщается с атмосферой. Расширительный сосуд должен вмещать весь прирост объема воды, получившийся при ее нагревании. В системах с естественной циркуляцией расширительные сосуды служат также для отвода воздуха, поэтому их присоединяют к подающим магистралям. Для удаления из системы воздуха и для выпуска из нее воды трубопроводы прокладывают с уклонами. Направление уклонов труб на рис. VI.1 показано стрелками.

В системе, изображенной на рис. VI.1, движение воды по подающим и обратным трубопроводам происходит только за счет разности давлений столбов нагретой и охлажденной воды.

Нагретая в котле вода поднимается вверх по трубопроводу 3, а на смену ей в котел снизу поступает охлажденная вода по трубопроводу 4. Таким образом, циркуляция воды происходит вследствие разности ее объемных весов в подающих и обратных трубопроводах.

Для определения величины циркуляционного давления, возникающего в системе, допустим, что вода, нагреваемая в котле, охлаждается только в нагревательном приборе.

Рассматривая давление, действующее на сечение I—I обратного трубопровода (см. рис. VI.1), можно убедиться, что с правой стороны на это сечение давит столб охлажденной, а следовательно, более тяжелой воды; с левой же стороны сечение испытывает давление столба нагретой, более легкой воды. Под влиянием разности этих давлений в системе и возникает циркуляция воды.

В правом и левом столбах воды имеются участки с одинаковой температурой, которые не могут создавать разности давлений; к ним относятся участки высотой h_1 и h_5 . Таким образом, разность давлений в сечении I—I создается только участками столбов воды высотой h_2, h_3, h_4 .

Давление воды в сечении I—I с правой стороны равно:

$$h_2 \gamma_0 + h_3 \gamma_0 + h_4 \frac{\gamma_0 + \gamma_r}{2},$$

где γ_0 — вес 1 м³ охлажденной (обратной) воды в кг;
 γ_r — вес 1 м³ нагретой в котле воды в кг.

Давление в сечении I—I с левой стороны равно:

$$h_2 \frac{\gamma_0 + \gamma_r}{2} + h_3 \gamma_r + h_4 \gamma_r.$$

Тогда разность давлений

$$\begin{aligned} H &= h_2 \gamma_0 + h_3 \gamma_0 + \frac{1}{2} h_4 \gamma_0 + \frac{1}{2} h_4 \gamma_r - \frac{1}{2} h_2 \gamma_0 - \frac{1}{2} h_2 \gamma_r - \\ &- h_3 \gamma_r - h_4 \gamma_r = \frac{1}{2} h_2 \gamma_0 + h_3 \gamma_0 + \frac{1}{2} h_4 \gamma_0 - \frac{1}{2} h_2 \gamma_r - \\ &- h_3 \gamma_r - \frac{1}{2} h_4 \gamma_r, \end{aligned}$$

или после преобразований

$$H = (\frac{1}{2} h_2 + h_3 + \frac{1}{2} h_4) \gamma_0 - (\frac{1}{2} h_2 + h_3 + \frac{1}{2} h_4) \gamma_r.$$

Как видно из рис. VI.1, $\frac{1}{2} h_2 + h_3 + \frac{1}{2} h_4 = h$, поэтому $H = h \gamma_0 - h \gamma_r = h (\gamma_0 - \gamma_r)$ кгс/м², или мм вод. ст. (VI.1)

Таким образом, циркуляционное давление равно вертикальному расстоянию от середины котла до середины нагревательного прибора, умноженному на разность объемных весов охлажденной и нагретой воды.

Формула (VI.1) показывает, что величина естественного давления зависит от высоты расположения нагревательного прибора над котлом — чем выше расположен прибор по отношению к котлу, тем большее давление возникает в циркуляционном кольце этого прибора.

При выводе формулы (VI.1) мы допустили, что вода охлаждается только в нагревательном приборе. В действительности же вода охлаждается не только в приборах, но и в трубопроводах, отдающих тепло в окружающую среду. Понятно, что в неизолированных трубах вода охлаждается больше, чем в изолированных. В результате охлаждения труб, по которым вода движется вниз, естественное циркуляционное давление увеличивается, а в результате охлаждения труб, по которым вода движется вверх, циркуляционное давление уменьшается.

Для дальнейшего уточнения принципа действия системы отопления с естественной циркуляцией воды необходимо знать, какое влияние на величину циркуляционного давления оказывает расположение точки охлаждения ниже точки нагрева, а также наличие в кольце трубопроводов дополнительных точек нагрева, расположенных выше основной точки нагрева (центра теплоносчика).

На рис. VI.2 показана схема, где в точке 1 вода нагревается (точка нагрева), а в точках 2, 3 и 4 охлаждается (точки охлаждения), причем точка 4 расположена ниже точки нагрева. Примем, что вода, нагретая в точке 1, охлаждается лишь в точках 2, 3, 4, а остальной трубопровод хорошо изолирован и не отдает тепла в окружающую среду.

Правый и левый столбы воды выше точки 2, имеющие одинаковую температуру и одинаковые объемные веса, уравновешиваются, и их не следует учитывать.

Давление правого столба относительно точки 4

$$p_{\text{пр}} = h_1 \gamma_2 + h_2 \gamma_3 + h_3 \gamma_3,$$

а давление левого столба относительно той же точки

$$p_{\text{л}} = h_1 \gamma_1 + h_2 \gamma_1 + h_3 \gamma_4.$$

Разность давлений

$$H = p_{пр} - p_{л} = h_1 (\gamma_2 - \gamma_1) + h_2 (\gamma_3 - \gamma_1) + h_2 (\gamma_3 - \gamma_4).$$

Объемный вес γ_4 больше γ_3 , поэтому разность объемных весов $\gamma_3 - \gamma_4$ имеет отрицательное значение.

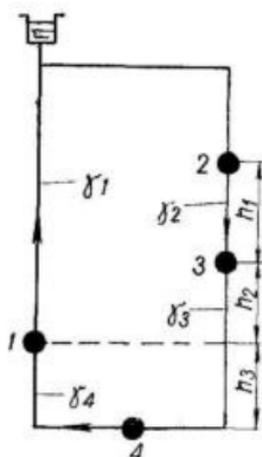


Рис. VI.2. Циркуляционное кольцо с точкой нагрева I и точками охлаждения 2, 3, 4

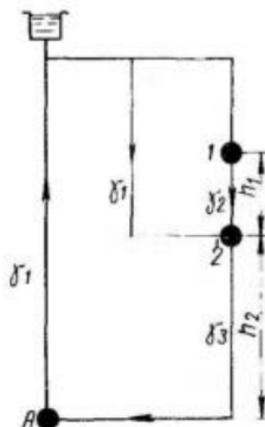


Рис. VI.3. Циркуляционное кольцо с дополнительным нагревом в точке 2

Вынося знак минус за скобку, окончательно получим

$$H = h_1 (\gamma_2 - \gamma_1) + h_2 (\gamma_3 - \gamma_1) - h_3 (\gamma_4 - \gamma_3),$$

т. е. столбы воды высотой h_3 создают давление, действующее по направлению снизу вверх, т. е. в сторону, обратную основной циркуляции.

На рис. VI.3 показана схема, в которой вода из основной точки нагрева A поступает в точку 1, в которой охлаждается, а к охлажденной воде в точке 2 подмешивается горячая вода. В этом случае точка 2 является по существу тоже точкой нагрева, в результате чего γ_2 будет больше γ_3 .

Следовательно, в этом случае циркуляционное давление

$$H = h_1 (\gamma_2 - \gamma_1) + h_2 (\gamma_3 - \gamma_1).$$

Если бы в точке 2 не подмешивать горячую воду, то циркуляция в трубопроводе осуществлялась бы под действием циркуляционного напора

$$H = (h_1 + h_2) (\gamma_2 - \gamma_1).$$

Это циркуляционное давление больше давления, которое возникает при наличии второй точки подогрева (точки 2) на величину $\Delta H = h_2(\gamma_2 - \gamma_3)$, причем этот дефицит давления действует в сторону, противоположную направлению общей циркуляции.

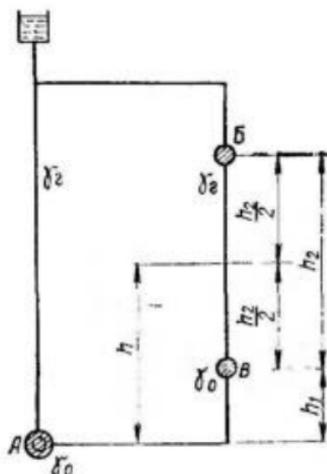


Рис. VI.4. Циркуляционное кольцо с точкой нагрева и охлаждающим участком

Схема, изображенная на рис. VI.4, объясняет влияние охлаждения воды в трубопроводе на циркуляционное давление. Циркуляционное кольцо трубопровода с точкой нагрева воды А хорошо изолировано, кроме участка *BB*. Из точки нагрева вода поступает в точку В с температурой, которой соответствует объемный вес γ_r .

На участке *BB* вода охлаждается и отдает часть тепла окружающему воздуху и приходит в точку В, а затем в точку А охлажденной с большим объемным весом γ_0 .

Разность давлений правого и левого столбов воды в данном случае будет равна:

$$p_n - p_n = H = h_1 \gamma_0 + h_2 \frac{\gamma_0 - \gamma_r}{2} - (h_1 + h_2) \gamma_r \text{ кгс/м}^2.$$

После преобразований получим

$$H = \left(h_1 + \frac{h_2}{2} \right) (\gamma_0 - \gamma_r) \text{ кгс/м}^2,$$

а так как (см. рис. VI.4) $h_1 + \frac{h_2}{2} = h$,

то

$$H = (\gamma_0 - \gamma_r) h \text{ кгс/м}^2.$$

Следовательно, циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в каком-либо участке трубопровода, равно разности объемных весов воды в его конечной и начальной точках, умноженной на вертикальное расстояние от точки нагрева (середины теплоисточника) до середины этого участка трубопровода. В горизонтальных участках, на которых происходит охлаждение воды, циркуляционное давление тоже будет равно разности объемных весов в конце и в начале участка, ум-

ноженной на вертикальное расстояние от точки нагрева до середины горизонтального участка.

Системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды могут иметь довольно разнообразные схемы подачи воды из генератора тепла (котла) к нагревательным приборам. По способу прокладки в помещениях они могут быть вертикальными, горизонтальными, двухтрубными и однотрубными; по расположению магистральных трубопроводов — с верхней и нижней прокладкой горячих магистралей; по компоновке циркуляционных колец — тупиковыми и с попутным движением воды.

§ 24. ДВУХТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

На рис. VI.5 и VI.6 приведены схемы, часто применяемые для систем водяного отопления с естественной циркуляцией воды. Двухтрубными эти системы называются потому, что в них горячая вода распределяется па-

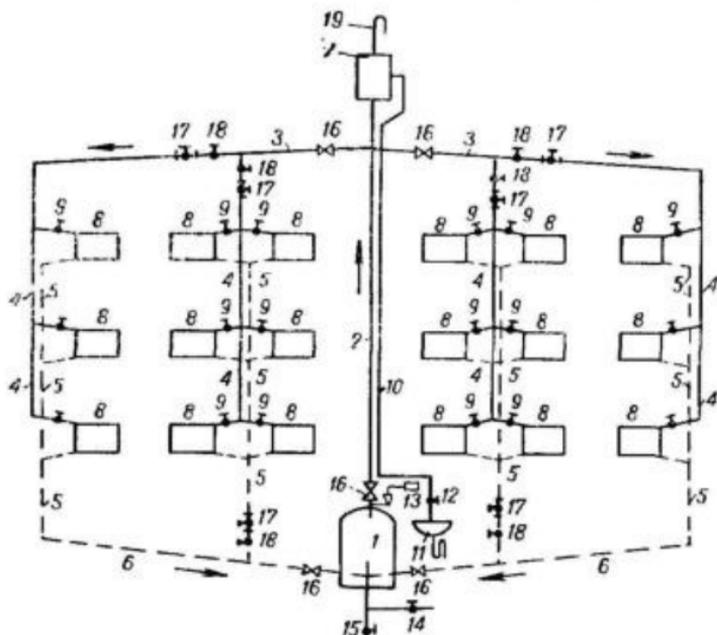


Рис. VI.5. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой

1 — котел; 2 — главный стояк; 3 — горячая магистраль; 4 — горячие стояки; 5 — обратные стояки; 6 — обратная магистраль; 7 — расширительный сосуд; 8 — нагревательные приборы; 9 — краны двойной регулировки; 10 — сигнальная линия; 11 — раковина; 12 — вентиль; 13 — предохранительный клапан; 14 — вентиль на водопроводной линии; 15 — вентиль для спуска воды; 16 — задвижка; 17 — тройник с газовой пробкой; 18 — пробочный кран; 19 — воздушная труба

Систему, показанную на рис. VI.6, называют двухтрубной системой отопления с нижней разводкой. Принципиально она отличается от системы с верхней разводкой лишь тем, что вода из котла поступает в магистральный (горячий) трубопровод, проложенный в нижней части зданий,— под потолком подвала, в подполье или в специальных каналах, устраиваемых под полом первого этажа.

Перед пуском в действие каждую из этих систем заполняют водой из водопровода до уровня присоединения сигнальной трубы в расширительном сосуде. Перед наполнением системы водой открывают всю запорную и регуливающую арматуру на трубопроводе (задвижки, вентили, пробочные краны, краны двойной регулировки), оставшаяся закрытым лишь вентиль 15 (см. рис. VI.5) на спускной линии у котла. Когда из сигнальной трубы, которая подводится к раковине в котельной, потечет вода, это покажет, что система полностью заполнена водой. После этого вентиль 14 на водопроводной линии закрывают и приступают к растопке котла.

При недостаточном прогреве нагревательных приборов из-за засорения трубопровода и арматуры или при появлении течи из них воду из отдельных дефектных стояков можно спустить без прекращения работы остальных. Для этого закрывают вентили на стояках, подлежащих выключению, а из тройника 17, расположенного в нижней части стояка, вывертывают газовую пробку и спускают воду в канализационную сеть. Чтобы ускорить удаление воды, в стояк впускают воздух, для чего вывертывают газовую пробку у тройника 17, расположенного в верхней части стояка.

В системе с верхней разводкой воздух из котла, трубопровода и нагревательных приборов удаляют через расширительный сосуд в атмосферу. Поскольку объемный вес воздуха меньше объемного веса воды, то воздух вновь собирается в наиболее высоких точках системы. Для свободного выхода воздуха из системы трубопроводы прокладывают с уклоном. Уклоны подводов к приборам принимают равными 0,01, при этом уклон горячей подводки устраивают в сторону прибора, а уклон обратной подводки — в сторону от прибора.

Магистральные трубопроводы прокладывают с уклоном не менее 0,003 по направлению движения воды.

Для удаления воздуха из систем с нижней разводкой

используются воздушные трубы 18 (левая часть рис. VI.6) или воздушные краны 16 у нагревательных приборов верхнего этажа (правая часть рис. VI.6). Во избежание возможной циркуляции воды по воздушным трубам на них устраивают петли, в которых образуются так называемые воздушные «мешки-пробки» (см. рис. VI.5).

Воздушные трубы прокладываются горизонтально под потолком верхнего этажа. Если проложить их по чердаку, то испаряющаяся из системы вода будет замерзать на холодных стенках труб, в результате чего в них образуются ледяные пробки. В связи с этим прокладка воздушных труб по чердакам нежелательна.

При удалении воздуха из системы через воздушные краны (см. правую часть рис. VI.6) подводки к нагревательным приборам верхнего этажа присоединяются по схеме снизу вниз, т. е. к нижним пробкам радиатора. В этих случаях радиаторы сами являются воздухоотборниками, из которых скопившийся воздух периодически выпускают через воздушные краны.

Выбор расположения магистральных горячих трубопроводов зависит не столько от экономических соображений, сколько от конструктивных особенностей отапливаемого здания. Так, в зданиях с отапливаемым подвалом или с совмещенной кровлей (без чердака) всегда следует применять нижнюю разводку трубопроводов.

К преимуществам систем с нижней разводкой относятся возможность поэтажного монтажа и пуска системы в действие по мере возведения здания; возможность ремонта системы отопления в верхних этажах здания без прекращения отопления нижних этажей; удобство выключения отдельных стояков в процессе эксплуатации системы, так как вентили на горячих и обратных стояках находятся в одном месте. Кроме того, в системах с нижней разводкой теплоотдача магистральных трубопроводов используется для отопления подвалов.

К недостаткам систем с нижней разводкой следует отнести: необходимость периодического выпуска воздуха из приборов верхних этажей в эксплуатационный период, а при наполнении системы водой — необходимость открытия всех воздушных кранов; прокладку воздушных труб под потолком верхнего этажа, что ухудшает интерьер помещений, уменьшение циркуляционного давления в системе из-за охлаждения воды в горячих стояках (при прочих равных условиях это давление всегда меньше, чем

в системе с верхней разводкой). Последнее объясняется тем, что при охлаждении воды в горячих стояках, по которым вода движется снизу вверх, происходит уменьшение разности объемных весов горячей и охлажденной воды, а в обратных стояках, по которым вода движется сверху вниз, эта разность весов воды увеличивается.

Таким образом, увеличение разности весов горячей и охлажденной воды (а следовательно, и естественного циркуляционного давления) при охлаждении воды в обратных стояках нейтрализуется уменьшением циркуляционного давления в горячих стояках. Поэтому при расчете трубопровода системы с нижней разводкой охлаждение воды в трубах можно не учитывать. В системах же с верхней разводкой при охлаждении воды в трубах происходит увеличение естественного циркуляционного давления как в горячих, так и в обратных стояках, а потому при расчете трубопровода его учитывают.

§ 25. ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Однотрубные системы отопления отличаются от двухтрубных тем, что горячая вода, поступающая в приборы, и охлажденная вода из приборов перемещаются по одной из стояков в приборы.

Однотрубные системы водяного отопления подразделяются на системы проточные и с замыкающими участками. Признаком, характеризующим эти системы и влияющим на их расчет, является количество воды, затекающей из стояков в приборы.

В проточных системах (рис. VI.7) вся вода, проходящая по стояку, заходит в нагревательные приборы каждого этажа, а в системах с замыкающими участками, как уже указывалось, в приборы попадает лишь часть воды, другая же часть проходит по замыкающим участкам, минуя приборы.

На рис. VI.8 приведена схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с замыкающими участками. В этой схеме вода из котла поступает по главному стояку в горячую магистраль, из которой направляется по стоякам в нагревательные приборы. Поток воды, движущейся вниз по стояку, у каждого нагревательного прибора разветвляется, часть его проходит через нагревательный прибор, а другая часть по

замыкающему участку. Охлажденная вода, выходящая из нагревательного прибора, смешивается с более горячей водой, проходящей по замыкающему участку, и поступает в следующий лежащий ниже прибор, где поток опять разветвляется. Следовательно, в вертикальной

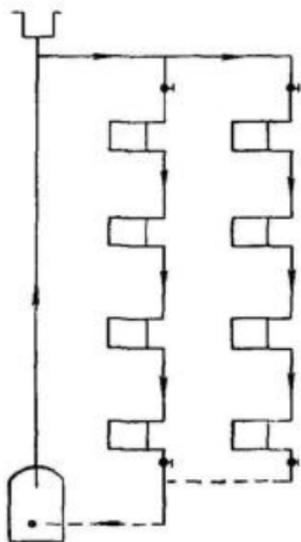


Рис. VI.7. Схема одно-
трубной проточной си-
стемы водяного отопле-
ния

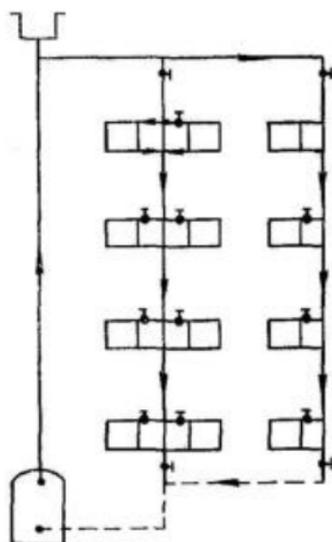


Рис. VI.8. Схема однотруб-
ной системы водяного отопле-
ния с замыкающими уча-
стками

однотрубной системе в каждый лежащий ниже прибор вода поступает с температурой более низкой, чем в расположенный выше. Пройдя таким образом через приборы всех этажей, вода постепенно охлаждается и из стояков направляется в обратную магистраль и далее в котел.

Обе рассмотренные схемы однотрубной системы водяного отопления применяются с односторонним и двусторонним присоединением приборов к стоякам. Преимущества и недостатки той и другой схемы отопления рассмотрены далее в § 35.

По сравнению с двухтрубными системами водяного отопления однотрубные системы имеют более простой монтаж, меньший расход труб дает большую возможность унифицировать элементы трубопроводов и радиаторные узлы, а также менее портит интерьер помеще-

ний. К недостаткам этих систем следует отнести значительный перерасход нагревательных приборов по сравнению с двухтрубными системами отопления.

§ 26. КВАРТИРНЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Основное отличие квартирной системы водяного отопления (рис. VI.9) от обычной системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды состоит в том, что в ней котел не заглубляется ниже пола отапливаемых помещений, а устанавливается на уровне пола. При этом центр охлаждения воды в нагревательных приборах может оказаться на одном уровне или даже несколько ниже центра воды в котле.

На первый взгляд может показаться, что в этих случаях может не возникнуть естественной циркуляции воды, так как действующее давление будет или равным нулю, или отрицательным. Однако если радиус действия системы сравнительно

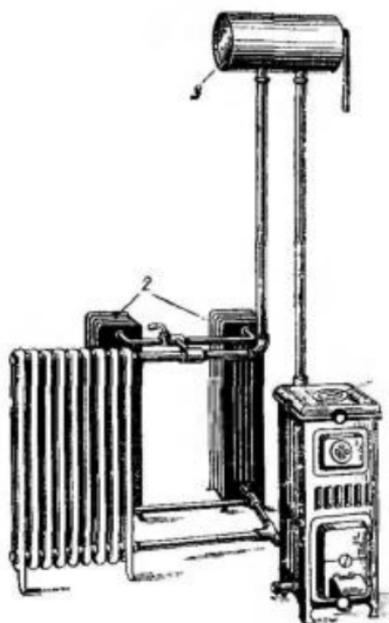


Рис. VI.9. Общий вид квартирной системы водяного отопления

1 — малолитражный котел ВНИИСТО; 2 — нагревательные приборы; 3 — расширительный сосуд

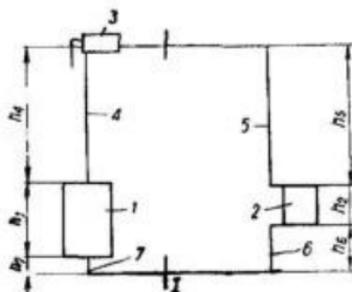


Рис. VI.10. Принципиальная схема квартирной системы отопления

1 — котел; 2 — нагревательный прибор; 3 — расширительный сосуд; 4—7 — участки трубопровода

невелик (не более 12 м), то она может работать за счет охлаждения воды в трубах.

Для уменьшения расхода труб и гидравлических сопротивлений нагревательные приборы часто устанавливают не под окнами, а у внутренних стен. При этом для

повышения циркуляционного давления целесообразно располагать нагревательные приборы на высоте 300—400 мм от пола.

Для нагревания воды в квартирных системах отопления применяются обычно небольшие чугунные котлы, устанавливаемые на кухнях. Вместо чугунных котлов иногда применяют змеевики из стальных труб или радиаторы, располагаемые в очагах кухонных плит. Чтобы избежать сырости при испарении воды, расширительный сосуд устраивают в виде закрытого цилиндра с сигнальной трубкой.

Рассмотрим принципиальную схему квартирной системы отопления (рис. VI.10).

Чтобы определить величину действующего в циркуляционном кольце давления, мысленно разделим кольцо сечением $I-I$ на две половины и рассмотрим давление воды в той и другой.

Несмотря на то что высоты столбов воды в правой и левой части кольца одинаковы, давление столба воды в правой части кольца будет большим, чем в левой. Неравенство давлений объясняется тем, что в правой части кольца охлажденная вода имеет более низкую температуру, а следовательно, более высокий объемный вес.

С учетом принятых на схеме (рис. VI.10) обозначений высот отдельных участков циркуляционного кольца и соответствующих им объемных весов циркуляционное давление в кгс/м² определится выражением

$$H = (h_5 \gamma_5 + h_2 \gamma_2 + h_6 \gamma_6) - (h_4 \gamma_4 + h_1 \gamma_1 + h_7 \gamma_7).$$

Так как по правой части циркуляционного кольца (участки 5, 2 и 6) вода движется вниз, а по левой части (участки 4, 1 и 7) вверх, то эту формулу можно представить в общем виде:

$$H = \Sigma h \gamma_{\text{вниз}} - \Sigma h \gamma_{\text{вверх}},$$

где $\Sigma h \gamma_{\text{вниз}}$ — сумма произведений высот всех вертикальных участков на соответствующие объемные веса движущейся в них вниз воды;

$\Sigma h \gamma_{\text{вверх}}$ — то же, вверх.

На рис. VI.11 показана наиболее распространенная схема квартирного водяного отопления с прокладкой горячего трубопровода под потолком помещений и обратного — над полом. Наличие дверей приводит иногда к не-

обходимости прокладки обратного трубопровода под полом, для чего под чистым полом устраивается канал высотой 100—150 мм.

В отдельных случаях, когда почему-либо нельзя расположить обратный трубопровод над полом или в канале под ним, его прокладывают под потолком рядом с горячим трубопроводом.

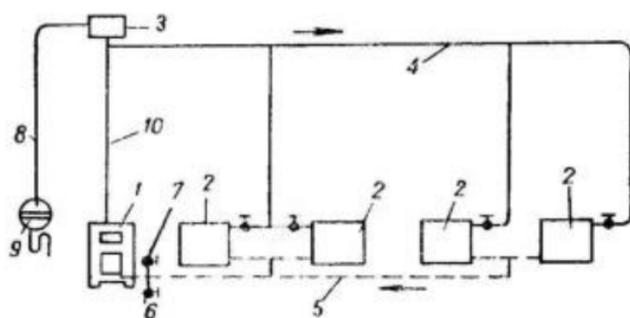


Рис. VI.11. Схема квартирной системы водяного отопления с прокладкой горячего трубопровода под потолком и обратного над полом

1 — котел; 2 — нагревательный прибор; 3 — расширительный сосуд; 4 — подающий трубопровод; 5 — обратный трубопровод; 6 — вентиль для спуска воды; 7 — вентиль для наполнения системы водой из водопровода; 8 — переливная и воздушная линии; 9 — раковина; 10 — главный стояк

Существенным недостатком подобной схемы квартирного отопления является невозможность централизованно (в одном месте) спускать воду из системы: для спуска воды приходится у каждого нагревательного прибора открывать нижние радиаторные пробки или предусматривать в них спускные краны. При этом воду из приборов приходится собирать вручную и спускать в канализационную сеть через унитаз или раковину.

В квартирных системах отопления за расчетный уровень нагрева воды принимают не середину котла, а уровень, находящийся на 250 мм выше колосниковой решетки, где вода нагревается наиболее интенсивно.

Общее циркуляционное давление в квартирной системе отопления равно разности объемных весов горячей и охлажденной воды, умноженной на вертикальное расстояние от середины прибора до уровня нагрева воды в котле, плюс давление, возникающее от охлаждения воды в трубопроводах, т. е.

$$H = h (\gamma_0 - \gamma_r) + \Delta H.$$

Если уровень нагрева воды расположен выше середины прибора, то выражение $h(\gamma_0 - \gamma_r)$ будет отрицательным и циркуляция воды будет происходить только под влиянием ее охлаждения в трубопроводах.

Ориентировочную величину циркуляционного давления с учетом охлаждения воды в трубопроводах определяют по эмпирической формуле

$$H = b h (l_1 + h) \pm h_1 (\gamma_0 - \gamma_r), \quad (\text{VI.2})$$

где h — высота расположения подающей магистрали над уровнем нагрева воды в котле в m ;

l_1 — расстояние от рассчитываемого стояка до вертикальной оси котла в m ;

h_1 — вертикальное расстояние от середины нагревательного прибора до уровня нагрева воды в котле в m (принимается со знаком плюс, когда середина прибора выше уровня нагрева воды в котле, и со знаком минус, когда она ниже);

$\gamma_0 - \gamma_r$ — разность объемных весов воды, выходящей из прибора и поступающей в него, в $кгс/м^3$;

b — поправочный коэффициент (при хорошо изолированном главном стояке и неизолированных остальных трубах $b=0,4$; при изолированных главном стояке и обратной магистрали $b=0,36$; при всех изолированных трубах $b=0,16$).

Из формулы (VI.2) следует, что при изолированном главном стояке и неизолированном трубопроводе циркуляционное давление в системе максимально. В формуле VI.2 выражение $h(l+h)$ означает величину давления от охлаждения воды в трубах, а $\pm h_1(\gamma_0 - \gamma_r)$ — от охлаждения воды в нагревательных приборах.

Более подробные сведения об устройстве и расчете систем квартирного отопления приводятся в книге И. Ф. Ливчака «Водяное отопление малоэтажных зданий». Изд. МҚХ РСФСР, 1950.

§ 27. РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ СОСУД

Расширительный сосуд (рис. VI.12) является, как правило, необходимой принадлежностью каждой системы водяного отопления и служит для восприятия прироста объема воды, образующегося при ее нагревании. Исключением из этого правила являются лишь системы

отопления, присоединяемые к тепловодам районных теплоэлектроцентралей (ТЭЦ). В этих системах отопления увеличение объема воды при ее нагревании воспринимается централизованно непосредственно ТЭЦ.

Одновременно в двухтрубных системах водяного отопления с верхней разводкой и в однотрубных системах с естественной циркуляцией воды расширительный сосуд служит также для удаления воздуха из системы.

Расширительный сосуд представляет собой металлический резервуар прямоугольной или цилиндрической формы, изготовленный из листовой стали толщиной 4—5 мм. Его устанавливают выше наиболее высокой точки системы (как правило, на чердаке) в месте, наиболее удобном для обслуживания. При отсутствии чердака или при совмещенной крыше расширительный сосуд устанавливают либо на верхней площадке лестничной клетки, либо в утепленной пристройке (будке) на бесчердачном покрытии. Во всех случаях, как правило, расширительный сосуд покрывают тепловой изоляцией.

Для присоединения четырех труб [расширительной 1, циркуляционной 2, переливной 4 и сигнальной 3 (на рис. VI.12)] в расширительный резервуар вварено четыре штуцера.

Расширительная труба служит для поступления в сосуд прироста объема воды при ее нагревании и одновременно совместно с циркуляционной трубой способствует созданию циркуляции воды в сосуде, что предохраняет его от возможного промерзания. В системах водяного отопления с естественной циркуляцией и верхней разводкой расширительную трубу соединяют с главным стояком, а циркуляционную трубу с ближайшим обратным поэтажным стояком, а в однотрубных системах — с обратной магистралью.

Переливная труба, служащая для слива избытков воды при переполнении расширительного сосуда, отводится к раковине в котельной. К раковине в котельной также отводится сигнальная труба, установленная для наблюдения за уровнем воды в расширительном сосуде. В

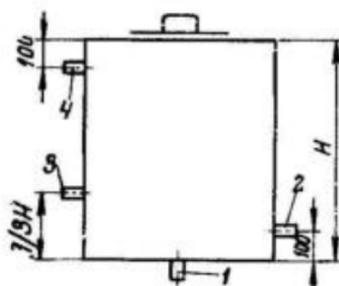


Рис. VI.12. Расширительный сосуд

последнее время в ряде случаев сигнальную трубу стали заменять электрической поплавокковой сигнализацией.

Определение объема расширительного сосуда. Объем расширительного сосуда в л определяется по формуле

$$V_p = \alpha \Delta t V_c, \quad (VI.3)$$

где α — коэффициент объемного расширения воды, принимаемый равным 0,0006;

Δt — максимально возможное колебание средней температуры воды, отвечающее наиболее общим условиям водяного отопления и принимаемое равным

$$\frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5^\circ;$$

V_c — объем воды в системе (в нагревательных приборах и трубопроводе), принимаемый по данным табл. VI.1.

С учетом значений α и Δt формула (VI.3) запишется так:

$$V_p = 0,0006 \cdot 64,5 V_c = 0,039 V_c,$$

или с некоторым запасом

$$V_p = 0,045 V_c.$$

Диаметры труб, присоединяемых к расширительному сосуду, выбираются в зависимости от его емкости в следующих пределах: расширительная — 32—40 мм, циркуляционная — 20—25 мм, сигнальная — 20 мм и переливная — 32—50 мм.

Таблица VI.1

| Элементы системы водяного отопления | Объем воды в л на 1000 ккал/ч при перепаде температур в град | |
|---|--|--------|
| | 95—70 | 130—70 |
| Чугунные котлы | 3 | — |
| Чугунные радиаторы высотой 500 мм | 10 | 7,5 |
| То же, 1000 мм | 25 | 19 |
| Ребристые трубы | 6,5 | 5 |
| Пластинчатые калориферы | 0,5 | 0,5 |
| Трубопровод местных систем отопления: | | |
| с естественной циркуляцией воды | 16 | — |
| с насосной » » | 8 | 6 |
| Греющие бетонные панели | 2 | 1,5 |

§ 28. УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАПОЛНЕНИЯ И ОПОРОЖНЕНИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Систему отопления наполняют водой или от тепловой сети (ТЭЦ), или непосредственно из водопровода, а воду из нее спускают в канализацию непосредственно через установленную в котельной раковину. Предпочтительней наполнять систему отопления умягченной водой.

При наполнении системы водой и откачке воды часто приходится прибегать к ручному насосу. Если давление в водопроводной сети недостаточно для наполнения системы водой, то ручной насос используется для подкачки воды в систему. Этот же насос используется для откачки воды из нижних трубопроводов, из которых она не может быть спущена самотеком.

Рассмотрим схему устройства, применяемого для заполнения системы отопления водой и для ее откачки (рис. VI. 13).

При питании системы водой непосредственно из водопроводной сети без насоса вентиль 1 и пробочный кран 2 должны быть открыты, а пробочные краны 3, 4 и 5 закрыты. Для питания системы водой при помощи ручного насоса необходимо открыть краны 3 и 5, а также вентиль 1, а остальные краны закрыть.

Для того чтобы спустить воду из системы, закрывают краны 2 и 5, а также вентиль 1 и открывают краны 3 и 4. При откачке воды из нижних трубопроводов системы вентиль 1 и кран 3 закрывают, а краны 2, 5 и 4 открывают. На водопроводной сети между насосом и вентиляем 1 установлен обратный клапан 6, который устраняет возможную утечку воды из системы отопления в водопроводную сеть.

Устройство для наполнения и спуска воды размещают в котельных, а иногда в узлах управления систем, присоединяемых к тепловым сетям ТЭЦ. Обычно для этих устройств применяется поршневой ручной насос марки БКФ производительностью 15—20 л/мин с давлe-

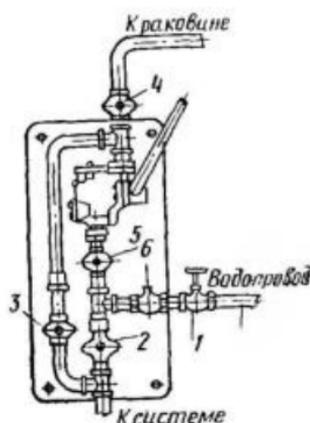


Рис. VI.13. Устройство для наполнения и спуска воды из системы

нием до 30 м вод. ст. и высотой всасывания 4,5 м. Ручной насос устанавливают на высоте 0,8—1 м от пола.

§ 29. УСТРОЙСТВА ДЛЯ УДАЛЕНИЯ ВОЗДУХА ИЗ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Для нормальной работы всякой системы водяного отопления необходимо, чтобы воздух, как находящийся в системе до наполнения водой, так и выделяющийся из воды при ее нагревании, свободно удалялся в атмосферу.

Известно, что при нагревании воды растворимость в ней воздуха резко падает и он начинает выделяться из воды в виде отдельных пузырьков. Так как воздух легче воды, то он будет подниматься к верхним точкам системы, образуя воздушные пробки, которые нарушают циркуляцию воды.

В системах отопления с естественной циркуляцией воды, в которых вода движется с небольшой скоростью (не более 0,2 м/сек) воздух не может быть увлечен потоком воды и всегда стремится занять высшую точку в трубопроводе. Поэтому в этих системах отопления проблема удаления воздуха решается в основном соблюдением необходимых уклонов трубопроводов, позволяющих воздуху свободно выходить через расширительный сосуд в атмосферу.

Горячие магистрали в системах с верхней разводкой укладывают с подъемом к расширительному сосуду (против движения воды в трубопроводе); в системах же с нижней разводкой, наоборот, магистральные трубопроводы прокладывают с подъемом по направлению движения в них воды.

Для того чтобы полностью удалить воздух при наполнении системы водой, ее следует наполнять водой как можно медленнее и лучше через обратные трубопроводы. При таком способе наполнения вода в системе будет подниматься равномерно, беспрепятственно вытесняя весь воздух, находящийся в трубах и нагревательных приборах, в расширительный сосуд и из него в атмосферу. В противном случае (при быстром наполнении системы водой) стояки могут заполняться водой раньше, чем нагревательные приборы, так как для заполнения последних требуется большее количество воды; в результате в приборах останутся воздушные пробки.

Для обеспечения более свободного выхода воздуха из системы при наполнении ее водой необходимо открывать все краны и вентили как у приборов, так и на трубопроводе.

При заполнении воздушной линии водой во время эксплуатации системы в ней возникает некоторая циркуляция воды, отрицательно влияющая на работу системы. Хотя эта циркуляция воды через воздушные трубы при их незначительном диаметре ($d=15$ мм) и не велика, она все же приводит к некоторому уменьшению количества воды, проходящей через приборы.

Так как расширительный сосуд обычно устанавливается выше воздушной линии, то во избежание заполнения последней водой в местах присоединения к ней горячих стояков устраивают воздушные петли (рис. VI. 14).

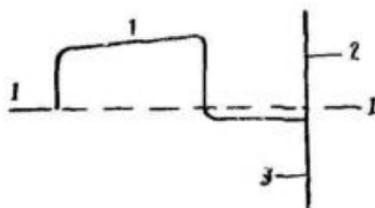


Рис. VI.14. Воздушная петля

1 — воздушная петля; 2 — к расширительному сосуду; 3 — стояк

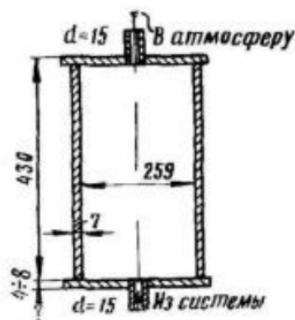


Рис. VI.15. Непроточный воздухохорборник

Воздух, выходящий из горячих стояков системы, заполняет верхнюю часть петли и создает в ней воздушную пробку, препятствующую пропуску воды. Благодаря этому вода в воздушной линии не сможет подняться выше уровня 1—1, над которым будет находиться воздух.

Как указывалось выше, удалять воздух из этих систем можно также при помощи воздушных кранов, установленных в верхних радиаторных пробках каждого нагревательного прибора, находящегося в верхнем этаже здания. Этот способ удаления воздуха из системы обязывает периодически обходить помещения и из каждого прибора спускать накопившийся воздух через открытый воздушный кран. Его нельзя применять в по-

мещениях с ограниченным доступом обслуживающего персонала (медико-санитарных учреждениях и др.). Кроме того, воздушные краны часто используются для разбора горячей воды из приборов для бытовых нужд, что должно быть категорически запрещено, так как это нарушает работу системы отопления.

Иногда из систем водяного отопления с естественной циркуляцией не удается удалить весь воздух через расширительный сосуд из-за конструктивных особенностей здания. В этих случаях воздух из той части системы, из которой он не может быть удален через расширительный сосуд, удаляется через воздухоотборники (рис. VI. 15) и вантузы. Конструкция вантузов рассмотрена далее в § 35.

§ 30. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Тепловая изоляция трубопроводов системы отопления при прокладке их в неотапливаемых помещениях, а также в подпольных и подземных каналах предохраняет трубопроводы от промерзания и уменьшает их непроизводительные теплотери.

Существует ряд способов изоляции трубопроводов, но для трубопроводов систем отопления наиболее часто применяются мастичная, формовочная (из отдельных скорлуп—сегментов) и оберточная (из минеральной ваты, войлока, асбестового шнура и др.) изоляция.

Для простейшего вида мастичной изоляции мастика изготавливается из 70—80% (по весу) гжельской огнеупорной глины, замешанной с 20—30% шерстяных очесов. Такую мастику набрасывают на горячую поверхность трубопровода двумя слоями по 25 мм каждый, при этом второй слой набрасывают только после высыхания первого. После просушки слоев изоляционную поверхность штукатурят той же мастикой, но более густым замесом, слоем 5—6 мм, что повышает механическую прочность изоляции. Если конструкция с изоляцией предназначена для размещения в местах с повышенной влажностью воздуха, в слой штукатурки добавляют некоторые водонепроницаемые материалы (например, цемент с церезитом) или поверхность изоляции покрывают мешковиной и окрашивают масляной краской.

Для повышения коэффициента полезного действия мастичной изоляции мастику изготавливают из материа-

лов с малым коэффициентом теплопроводности таких, как совелит, ньювель, а для усиления ее конструктивной прочности на второй слой (основной) накладывают металлический каркас из проволоки.

При температуре теплоносителя свыше 100°C на поверхность трубопровода вначале наносят термоизоляционный слой толщиной 5—10 мм из асбозурита или асбеста, после чего накладывают мастичную изоляцию.

На рис. VI.16 показана одна из конструкций мастичной теплоизоляции, которая нашла наибольшее распространение в практике.

Основное преимущество мастичной теплоизоляции состоит в монолитности и возможности наносить ее на поверхность любого очертания (трубы, котлы, теплообменники и др.). Существенным недостатком этого вида изоляции является то, что мастичную теплоизоляцию можно наносить только на горячий трубопровод и чередующимися слоями, с просушкой предыдущего слоя.

Формовочная теплоизоляция состоит из отдельных скорлуп-сегментов, равных $\frac{1}{8}$ — $\frac{1}{10}$ части окружности, которыми изолируют холодные поверхности трубопроводов, что является большим ее преимуществом. Предварительно до укладки сегментов поверхность трубопровода очищают и промазывают мастикой, изготовленной из тех же материалов, из которых изготовлены сегменты-скорлупы.

Скорлупы перед соединением друг с другом промазывают той же мастикой и закрепляют вязальной проволокой—по два кольца на сегмент. При формовочной изоляции в два слоя швы между сегментами укладывают вразбежку. Поверху формовочной изоляции накладывают изоляционный слой толщиной 5—7 мм, служащий для выравнивания поверхности формовочной изо-

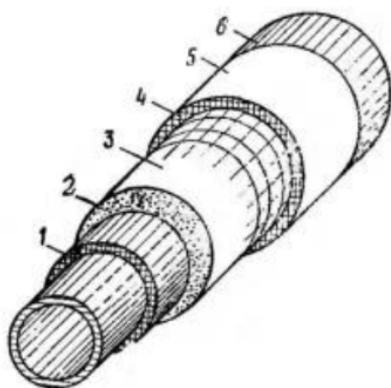


Рис. VI.16. Мастичная теплоизоляция трубопровода

1 — подмазочный слой; 2 — основной слой; 3 — каркас из проволоки; 4 — штукатурный слой; 5 — оклейка; 6 — окраска

ляции. После этого, как и при мастичной изоляции, поверхность изоляции покрывают мешковиной и окрашивают масляной краской.

Оберточная изоляция чаще применяется в виде матов, изготовленных из минеральной ваты. Маты укладывают по верху трубопровода таким образом, чтобы их горизонтальные швы находились сбоку труб. На стыках поперечные и продольные швы сшивают мягкой проволокой. Для придания уложенным матам круглой формы их обжимают на трубопроводе.

На маты накладывают сетку из проволоки и наносят отделочный защитный слой. При необходимости на изоляционный слой устанавливают бандажи.

Изоляция матами из минеральной ваты отличается эластичностью и гибкостью.

§ 31. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Нормальное действие любой системы центрального отопления, в том числе и рассматриваемой системы водяного отопления с естественной циркуляцией, во многом зависит от качества расчета трубопровода, правильного подбора диаметров труб, обеспечивающего подачу в нагревательные приборы требуемого количества воды.

В принципе метод расчета трубопроводов не зависит от вида перемещаемого по ним теплоносителя, так как движение воды, пара или воздуха по трубопроводам (каналам, воздуховодам) подчиняется одним и тем же законам гидравлики.

В соответствии с этими законами всякая движущаяся по трубопроводам среда преодолевает все встречающиеся на ее пути сопротивления — трение ее о стенки труб и так называемые местные сопротивления. Под местными сопротивлениями следует понимать возможные ответвления и повороты трубопроводов, встречающиеся на пути движения среды запорную и регуливающую арматуру (вентили, краны, задвижки), нагревательные приборы и др.

Движение любой среды в трубопроводах происходит за счет разности давлений в начальном и конечном его сечениях. Причем разность этих давлений затрачивается на перемещение среды и преодоление гидравлических сопротивлений.

Потеря давления на трение. Потеря давления на преодоление сопротивления трения на 1 м длины трубопровода в кгс/м² определяется по формуле

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma, \quad (\text{VI.4})$$

где λ — коэффициент трения;

v — скорость движения среды в м/сек;

γ — объемный вес среды в кг/м³;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

d — диаметр трубопровода в м.

Коэффициент трения λ является переменной величиной и зависит от режима движения среды и степени шероховатости внутренних стенок трубопровода.

Из гидравлики известно, что режим движения всякой среды может быть ламинарным и турбулентным. При ламинарном режиме жидкость движется равномерными параллельными струйками по всему сечению трубы, а при турбулентном режиме в трубопроводе наблюдается в основном вихревое движение. То и другое движение отличается друг от друга распределением скоростей по сечению трубопровода.

Установить режим движения можно при помощи так называемого критерия (числа) Рейнольдса Re , который выявляет зависимость между скоростью движения среды v м/сек, диаметром трубопровода d м и кинематической вязкостью среды ν м²/сек, т. е. имеет вид:

$$Re = \frac{vd}{\nu}. \quad (\text{VI.5})$$

Ламинарный режим движения среды характеризуется значением критерия $Re < 2300$.

В трубопроводах отопительных систем, как правило, имеет место турбулентный режим движения при $Re > 2300$.

Только в системах водяного отопления с естественной циркуляцией воды при трубопроводе диаметром $d = 15$ мм и скорости $v =$

$$= 0,05 \text{ м/сек} \text{ и при средней температуре } t_{cp} = \frac{90 + 70}{2} = 80^\circ \text{C}$$

может происходить движение воды в ламинарном режиме, так как в

$$\text{этом случае} \quad Re = \frac{0,05 \cdot 0,015}{0,366 \cdot 10^{-6}} \approx 2150 < 2300,$$

где $0,366 \cdot 10^{-6}$ — кинематическая вязкость воды при $t_{cp} = 80^\circ \text{C}$.

При ламинарном движении коэффициент трения λ зависит только от критерия Рейнольдса и определяется формулой

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

При больших значениях числа Рейнольдса (турбулентный режим) коэффициент трения уже не зависит от него и является лишь функцией относительной шероховатости трубопровода. Для этого случая коэффициент трения можно определять по формуле Никурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left(1,74 + 2 \lg \frac{r}{k}\right)^2}, \quad (\text{VI.6})$$

где r — радиус трубы в м;

k — коэффициент шероховатости, зависящий от материала трубы, качества ее изготовления, продолжительности и условий работы трубопровода. Ориентировочно для трубопроводов водяного отопления можно принимать $k=0,2$ мм.

Для упрощения определения коэффициента трения с помощью приведенных формул составлены таблицы и номограммы. Одна из таких таблиц, составленная для систем водяного отопления с температурным перепадом $\Delta t=1^\circ$, приведена в приложении 8.

При пользовании этой таблицей необходимо все тепловые нагрузки трубопровода, подсчитанные для температурного перепада воды в системе $\Delta t=95-70=25^\circ$, привести к температурному перепаду $\Delta t=1^\circ$ путем деления их $\Delta t=25^\circ$. Так, если тепловая нагрузка трубопровода составляет 3000 ккал/ч, а температурный перепад в системе $\Delta t=25^\circ$, то при температурном перепаде $\Delta t=1^\circ$ количество тепла, передаваемого по теплопроводу, составит $3000 : 25 = 120$ ккал/ч и 120 кг/ч воды.

Потери давления в местных сопротивлениях. Потери давления в местных сопротивлениях трубопровода определяют по формуле

$$Z \leq \zeta \frac{v^2}{2g} \text{ в кг/м}^2, \quad (\text{VI.7})$$

где ζ — безразмерный коэффициент, принимаемый по данным приложения 9.

Более точные значения коэффициентов местных сопротивлений для тройников и крестовин указаны в спра-

вочной литературе, например в «Таблицах для расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения», составленных П. Ю. Гамбургом (Госстройиздат, 1961).

Местные сопротивления тройников и крестовин, являющиеся разделом смежных участков трубопровода, принято относить к участкам с меньшим расходом среды.

При определении потерь давления на местные сопротивления следует пользоваться приложением 10, составленным по формуле (VI.7) для различных скоростей движения среды в трубопроводе и суммы значений коэффициентов местных сопротивлений. Из сказанного ясно, что для определения потери давления Z необходимо знать скорость движения воды в трубах. Поэтому расчет трубопроводов следует начинать с определения потерь давления на трение. Только подобрав по удельной потере давления на трение $R_{\text{ср}}$ (потеря давления на 1 м длины трубопровода) соответствующие диаметры труб и скорости движения воды в них, можно будет, пользуясь приложением 10, найти значение Z .

Сущность расчета трубопроводов системы отопления сводится к определению наиболее экономичных его сечений (наименьших диаметров), способных пропустить количество теплоносителя, необходимого для нормального прогрева нагревательных приборов. Для этого необходимо, чтобы располагаемое давление H в рассчитываемом трубопроводе (кольце, участке) было достаточным для преодоления всех сопротивлений трения и местных сопротивлений, т. е. чтобы было соблюдено условие

$$H \geq \Sigma (Rl + Z),$$

где H — располагаемое давление в водяных системах с естественной циркуляцией, определяемое по формуле (VI.1);

l — длина трубопровода в м.

Если трубопровод представляет собой циркуляционное кольцо, состоящее из ряда последовательно соединенных участков, то общая потеря давления в нем будет равна сумме потерь давления на участках.

При разветвлении теплоносителя на отдельные циркуляционные кольца для нормальной работы системы необходимо, чтобы потери давлений в них были равны между собой.

А. Определение диаметров трубопроводов двухтрубной системы водяного отопления с естественной циркуляцией

Прежде всего вычерчивают схему системы в аксонометрической проекции (масштаб 0,01) и наносят на нее все отопительное оборудование (нагревательные приборы, трубопровод, арматуру, водосборники и расширительный сосуд). При этом на схеме проставляют все тепловые нагрузки приборов и участков (участком называется часть трубопровода, по которому проходит неизменное количество теплоносителя одинаковой температуры и с постоянной скоростью движения), а также номера и длины участков.

Расчет трубопроводов и определение его диаметров начинают с самого длинного циркуляционного кольца, проходящего через наиболее удаленный от котла нагревательный прибор. Если таких приборов несколько в рассчитываемом кольце, то в качестве расчетного принимают прибор с большей теплоотдачей.

Как указывалось ранее, в системах водяного отопления с естественной циркуляцией циркуляционное давление создается за счет разности объемных весов охлажденной и горячей воды, умноженной на вертикальное расстояние между центром котла и центром нагревательного прибора, которое определяется по формуле

$$H = h (\gamma_0 - \gamma_r) \text{ кгс/м}^2, \text{ или мм вод. ст.}$$

где h — расстояние между центрами котла и приборов в м, а γ_0 и γ_r — соответственно объемные веса охлажденной и горячей воды в кгс/м^3 , которые принимаются по данным приложения 11.

Определив располагаемое давление и принимая для двухтрубной системы ориентировочно половину (50%) располагаемого давления на преодоление местных сопротивлений и другую половину на преодоление сопротивлений трения, находим удельную потерю давления на трение по формуле

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,5 H}{l} \text{ кгс/м}^2, \quad (\text{VI.8})$$

где l — длина трубопроводов в м.

Далее, пользуясь приложением 8, по тепловым нагрузкам и величине $R_{\text{ср}}$ подбираем диаметры участков трубопроводов, скорости воды в них и удельные потери

давления на трение для каждого участка в отдельности. Поскольку удельная потеря давления на трение имеет среднее значение, то при подборе диаметров участков допускается отходить от значения $R_{ср}$ в большую или меньшую сторону.

При расчете циркуляционных колец во всех случаях сумма потерь давления на трение и местные сопротивления $(Rl+Z)$ должна быть не более располагаемого давления в расчетом кольце, т. е. $(Rl+Z) \leq H$ кгс/м².

На неучтенные местные сопротивления и неточности в монтаже системы можно оставлять некоторый запас располагаемого давления, но не более 10%.

Если сумма потерь давления в кольце $\Sigma(Rl+Z)$ превысит этот запас давления или если потери в кольце окажутся больше располагаемого давления, то надлежит произвести перерасчет циркуляционного кольца, соответственно изменив в нем диаметры некоторых участков.

Б. Расчет трубопроводов с учетом охлаждения воды в них

Из предыдущего известно, что количество тепла, отдаваемого помещениям открыто проложенными неизолированными трубопроводами, учитывается формулой (V.6). Между тем даже хорошо изолированный трубопровод при охлаждении воды в нем тоже отдает часть тепла окружающей среде. Поэтому при значительном количестве изолированных трубопроводов в системах отопления (как правило, все горячие и обратные магистральные трубопроводы бывают изолированными) их теплоотдача также должна учитываться.

Количество тепла в ккал/ч, отдаваемого помещению изолированными трубопроводами, определяют по формуле

$$Q_{тр} = F_{тр} K_{тр} (t_{тр} - t_{в}) (1 - \eta_{из}), \quad (VI.9)$$

где $F_{тр}$ — наружная поверхность трубопровода в м²;
 $K_{тр}$ — коэффициент теплопередачи неизолированной трубы в ккал/м²·ч·град;
 $t_{тр}$ — температура воды в трубопроводе в °С;
 $t_{в}$ — температура воздуха помещения в °С;
 $\eta_{из}$ — коэффициент полезного действия изоляции.

Для упрощенного определения тепла, отдаваемого изолированными трубопроводами, можно также применить преобразованную из выражения (VI.9) формулу

$$Q = ql(t_{тр} - t_{в}) (1 - \eta), \quad (VI.10)$$

где q — потеря тепла неизолированным трубопроводом длиной 1 м при $(t_{\text{тр}} - t_{\text{в}}) = 1^\circ$ в ккал/ч (принимается по данным табл. VI.2) в зависимости от диаметра трубы d ;

l — длина трубопровода в м.

Потеря тепла трубопроводом зависит от количества проходящей по нему воды и от снижения температуры последней.

В общем виде эту зависимость можно представить формулой

$$Q = G \Delta t c,$$

где Q — потеря тепла трубопроводом в ккал/ч;

G — количество воды, проходящей по трубопроводу, в кг/ч;

Δt — температурный перепад в начале и конце участка трубопровода в град;

c — теплоемкость воды в ккал/кг·град.

При теплоемкости воды $c = 1$ эта формула приобретает вид

$$t = \frac{Q}{G}. \quad (\text{VI.11})$$

Т а б л и ц а VI.2

| d | q | d | q | d | q | d | q |
|-----|------|-----|------|-------|------|-------|------|
| 15 | 0,78 | 34 | 1,54 | 70 | 2,51 | 133/4 | 4,23 |
| 20 | 0,97 | 40 | 1,75 | 76/3 | 2,53 | 159/4 | 5,06 |
| 25 | 1,22 | 50 | 2,09 | 108/4 | 3,4 | | |

Давление, создаваемое охлаждением воды в трубах, в ряде случаев (например, для двухтрубных систем отопления с верхней разводкой) должно учитываться при установлении располагаемого расчетного давления.

Общее располагаемое давление в кгс/м² с учетом дополнительного давления от охлаждения воды в трубах определяют по формуле

$$H = h (\gamma_0 - \gamma_r) + \Delta H, \quad (\text{VI.12})$$

где ΔH — дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах в кгс/м². Дополнительное давление следует учитывать, если оно на 10% превышает общее располагаемое давление.

Так как для установления дополнительного давления от охлаждения воды в трубах необходимо знать диаметры трубопроводов, которые определяются позднее, после выявления удельного сопротивления трению R , то в формуле (VI.12) ΔH принимают ориентировочно по приложению 12.

После расчета трубопровода и определения его диаметров по величине располагаемого давления подсчитывают фактическое охлаждение воды в трубах и в зависимости от него фактически действующего в циркуляционном кольце трубопровода давления, которое должно соответствовать располагаемому давлению, подсчитанному по формуле с ориентировочно принятым значением ΔH .

Расчет охлаждения воды в циркуляционном кольце трубопровода начинают с участка, в котором известна начальная температура воды t_n (например, с главного стояка системы отопления). Для нахождения конечной температуры t_k на участке необходимо знать температурный перепад на этом участке Δt , который определяют по формуле (VI.11).

Конечную температуру на каждом участке подсчитывают по формуле

$$t_k = t_n - \Delta t,$$

причем конечная температура на одном участке является в то же время начальной температурой на следующем по направлению движения воды участке.

Установлено, что температура воды в обратных магистральных трубопроводах из-за поступления в них более горячей воды из обратных стояков (ближайших к котлу) практически не меняется. Поэтому при расчете охлаждения воды в трубах температуру на участках обратной магистрали принимают равной температуре воды, выходящей из наиболее удаленного (расчетного) стояка.

Далее по t_n и t_k определяют средние температуры воды на участках $t_{\text{ср}} = \frac{t_n + t_k}{2}$ и подбирают для них, пользуясь приложением 11, соответствующие объемные веса воды. Таким образом, зная средние температуры $t_{\text{ср}}$ воды на каждом участке и соответствующие им объемные веса γ , а также длину каждого вертикального участка циркуляционного кольца, определяют фактически расходуемое в кольце давление. Значение его принимают как разность давлений столбов воды, проходящей через вер-

тикальные участки, расположенные справа и слева от произвольного сечения на обратном трубопроводе. Расхождение значения фактического давления в циркуляционном кольце с величиной располагаемого давления, принятого по формуле (VI.12), должно находиться в пределах $\pm 10\%$.

Пример VI.1. Рассчитать трубопровод двухтрубной системы водяного отопления, схема которой показана на рис. VI.17, не учитывая охлаждения воды в трубах.

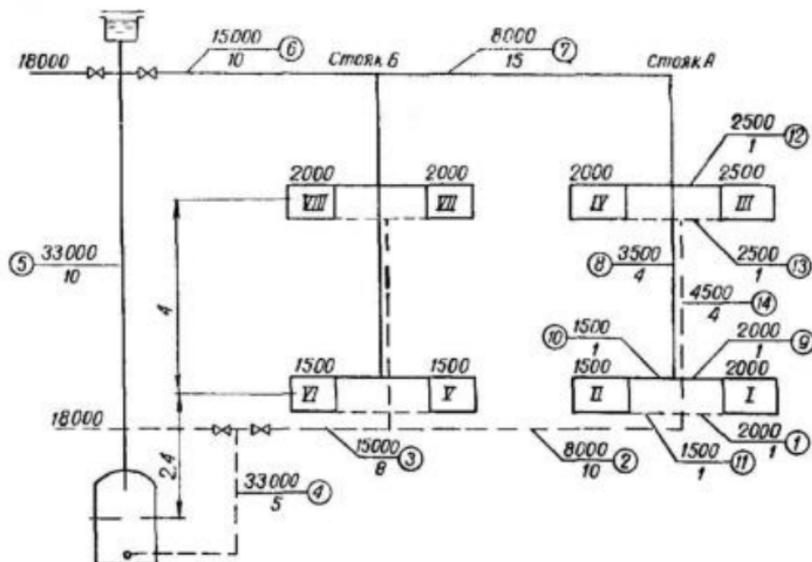


Рис. VI.17. Схема двухтрубной системы водяного отопления с естественной циркуляцией (к примеру расчета VI.1)

Температурный перепад в системе $(t_r - t_0) = 95 - 70 = 25^\circ$. Вертикальное расстояние от середины котла до середины нагревательного прибора первого этажа равно 2,4 м и до середины прибора второго этажа $2,4 + 4 = 6,4$ м.

На схеме в кружках обозначены номера участков, над выносной линией — их тепловые нагрузки, а под выносной линией — длины участков.

Расчет начинаем с наиболее протяженного циркуляционного кольца, проходящего через нагревательный прибор I.

По формуле (VI.1) определяем располагаемое давление для этого кольца

$$H_I = 2,4 (977,81 - 961,92) = 38,14 \text{ кгс/м}^2,$$

где 977,81 и 961,92 — объемные веса воды для температур $t_0 = 70^\circ\text{C}$ и $t_r = 95^\circ\text{C}$.

Общая длина рассчитываемого кольца прибора l , равная сумме длин входящих в него участков:

$$l_{\text{обл}} = 1 + 10 + 8 + 5 + 10 + 10 + 15 + 4 + 1 = 64 \text{ м.}$$

Принимая, что 50% располагаемого давления расходуется на преодоление сопротивления трения и 50% на преодоление местных сопротивлений, определяем величину удельной потери давления на трение

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,5 \cdot 38,14}{64} \approx 0,3 \text{ кгс/м}^2.$$

При подборе диаметров участков циркуляционного кольца для пользования расчетной таблицей (приложение 8) все тепловые на-

Т а б л и ц а VI.3

| № участка | Тепловая нагрузка при $\Delta t = 25^\circ$ в ккал/ч | Тепловая нагрузка при $\Delta t = 1^\circ$ в ккал/ч | Длина участка l в м | Диаметр трубы d в мм | Скорость воды v в м/сек | Удельная потеря давления R в кгс/м ² | Rl , кгс/м ² | $\Sigma \zeta$ | Z , кгс/м ² | $(Rl + Z)$, кгс/м ² |
|-----------|--|---|-----------------------|------------------------|---------------------------|---|---------------------------|----------------|--------------------------|---------------------------------|
|-----------|--|---|-----------------------|------------------------|---------------------------|---|---------------------------|----------------|--------------------------|---------------------------------|

Циркуляционное кольцо, проходящее через прибор I стояка А

| | | | | | | | | | | |
|---|--------|------|----|----|-------|------|------|------|------|-------|
| 1 | 2 000 | 80 | 1 | 20 | 0,062 | 0,36 | 0,36 | 4 | 0,78 | 1,14 |
| 2 | 8 000 | 320 | 10 | 40 | 0,067 | 0,22 | 2,2 | 1,5 | 0,37 | 2,57 |
| 3 | 15 000 | 600 | 8 | 50 | 0,078 | 0,2 | 1,6 | 5 | 1,6 | 3,2 |
| 4 | 33 000 | 1320 | 5 | 50 | 0,166 | 0,85 | 4,3 | 2,75 | 3,77 | 8,07 |
| 5 | 33 000 | 1320 | 10 | 50 | 0,166 | 0,86 | 8,6 | 2,75 | 3,77 | 11,37 |
| 6 | 15 000 | 600 | 10 | 50 | 0,078 | 0,2 | 2 | 3,5 | 1,12 | 3,12 |
| 7 | 8 000 | 320 | 15 | 40 | 0,067 | 0,22 | 3,3 | 1,5 | 0,38 | 3,68 |
| 8 | 3 500 | 140 | 4 | 25 | 0,068 | 0,32 | 1,28 | 2 | 0,49 | 1,77 |
| 9 | 2 000 | 80 | 1 | 20 | 0,062 | 0,36 | 0,36 | 4,5 | 0,95 | 1,32 |

$$\Sigma l = 64$$

$$\Sigma (Rl + Z) = 36,24$$

Циркуляционное кольцо, проходящее через прибор II

| | | | | | | | | | | |
|----|-------|----|---|----|-------|------|------|-----|------|------|
| 10 | 1 500 | 60 | 1 | 20 | 0,046 | 0,24 | 0,24 | 4,5 | 0,46 | 0,7 |
| 11 | 1 500 | 60 | 1 | 20 | 0,046 | 0,24 | 0,24 | 4 | 0,4 | 0,64 |

$$\Sigma l = 2$$

$$\Sigma (Rl + Z) = 1,34$$

| № участка | Тепловая нагрузка при $\Delta t=25^\circ$ в ккал/ч | Тепловая нагрузка при $\Delta t=1^\circ$ в ккал/ч | Длина участка l в м | Диаметр трубы d в мм | Скорость воды v в м/сек | Удельная потеря давления R в кгс/м ² | Rl , кгс/м ² | $\Sigma \zeta$ | Z , кгс/м | $(Rl + Z)$, кгс/м ² |
|-----------|--|---|-----------------------|------------------------|---------------------------|---|---------------------------|----------------|-------------|---------------------------------|
|-----------|--|---|-----------------------|------------------------|---------------------------|---|---------------------------|----------------|-------------|---------------------------------|

Циркуляционное кольцо, проходящее через прибор III

| | | | | | | | | | | |
|----|-------|-----|---|----|-------|-----|------|---|------|-------|
| 12 | 2 500 | 100 | 1 | 15 | 0,15 | 3,4 | 3,4 | 7 | 7,89 | 10,29 |
| 13 | 2 500 | 100 | 1 | 15 | 0,15 | 3,4 | 3,4 | 5 | 5,64 | 9,04 |
| 14 | 4 500 | 180 | 4 | 15 | 0,264 | 9,7 | 38,8 | 2 | 2,26 | 41,06 |

$$\Sigma l = 6$$

$$\Sigma (Rl + Z) = 60,39$$

грузки участков, указанных на схеме (см. рис. VI.17), переводим на температурный перепад $\Delta t=1^\circ$ путем деления на 25 ($95^\circ-70^\circ=25^\circ$). Так, тепловая нагрузка участка 12 000 ккал/ч при $\Delta t=1^\circ$ составит $2000:25=80$ ккал/ч, для участка 2— $8000:25=320$ ккал/ч и т. д.

По $R_{ср}=0,3$ кгс/м² и тепловым нагрузкам участков, приведенным к $\Delta t=1^\circ$, по приложению 8 подбираем диаметры трубопроводов участков, скорость движения воды в них и удельную потерю давления для каждого участка в отдельности. Результаты заносим в соответствующие графы расчетного бланка (табл. VI.3).

Пользуясь приложением 9 для расчетного циркуляционного кольца прибора I, принимаем следующие коэффициенты местных сопротивлений.

Участок 1 ($d=20$ мм):

| | |
|--|--------------------|
| половина нагревательного прибора | $\zeta = 1$ |
| крестовина на ответвление | $\zeta = 3$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 4$ |

Участок 2 ($d=40$ мм):

| | |
|-----------------------------|----------------------|
| отвод | $\zeta = 0,5$ |
| тройник на проход | $\zeta = 1$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 1,5$ |

Участок 3 ($d=50$ мм):

| | |
|-------------------------------------|--------------------|
| тройник на противотоке | $\zeta = 3$ |
| вентиль с косым шпинделем | $\zeta = 2$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 5$ |

Участок 4 ($d=50$ мм):

| | |
|------------------------------------|-----------------------|
| два отвода 90° | $\zeta = 1$ |
| задвижка | $\zeta = 0,5$ |
| половина чугунного котла | $\zeta = 1,25$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 2,75$ |

Участок 5 ($d=50$ мм):

| | |
|------------------------------------|-----------------------|
| половина чугунного котла | $\zeta = 1,25$ |
| задвижка | $\zeta = 0,5$ |
| два отвода | $\zeta = 1$ |
| | $\Sigma \zeta = 2,75$ |

Участок 6 ($d=50$ мм):

| | |
|----------------------------------|----------------------|
| тройник на противотоке | $\zeta = 3$ |
| задвижка | $\zeta = 0,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 3,5$ |

Участок 7 ($d=40$ мм):

| | |
|-----------------------------|----------------------|
| тройник на проход | $\zeta = 1$ |
| отвод | $\zeta = 0,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 1,5$ |

Участок 8 ($d=25$ мм):

| | |
|--------------------------------|--------------------|
| крестовина на проход | $\zeta = 2$ |
| | $\Sigma \zeta = 2$ |

Участок 9 ($d=20$ мм):

| | |
|--|----------------------|
| половина нагревательного прибора | $\zeta = 1$ |
| кран двойной регулировки | $\zeta = 2$ |
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 4,5$ |

Отметим при этом, что подводки к приборам приняты напрямую (без уток), т. е. для случая установки приборов в нишах незначительной глубины. Значения $\Sigma \zeta$ заносим в соответствующую графу расчетного бланка.

Подсчет потерь давления на трение и местные сопротивления по участкам циркуляционного кольца, проходящего через прибор I стояка А, приведен в табличной форме (см. табл. VI.3).

Общая потеря давления в кольце $\Sigma(RI+Z)=36,24$ кгс/м².

$$\text{Запас давления, равный } \frac{(38,14 - 36,24) 100}{38,14} = 5\%$$

находится в пределах допустимого, т. е. меньше 10%.

Определяем диаметры участков 10 и 11 прибора II.

Располагаемое давление для этих участков равно потере давления на участках 1 и 9, т. е. $1,14+1,32=2,46$ (см. табл. VI.3). Удельное сопротивление в них

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,5 \cdot 2,46}{2} = 0,61 \text{ кгс/м}^2,$$

где 2 — общая длина участков 10 и 11 в м,

По полученному значению $R_{\text{ср}}=0,61$ и тепловым нагрузкам подбираем диаметры участков 10 и 11, скорости воды в них, соот-

ветствующие им значения R и заносим полученные данные в графы расчетного бланка.

Принимаем следующие значения коэффициента местного сопротивления для этих участков.

Участок 10 ($d=20$ мм):

| | |
|--|----------------------|
| половина нагревательного прибора | $\zeta = 1$ |
| кран двойной регулировки | $\zeta = 2$ |
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 4,5$ |

Участок 11:

| | |
|--|--------------------|
| половина нагревательного прибора | $\zeta = 1$ |
| крестовина на ответвлении | $\zeta = 3$ |
| | $\Sigma \zeta = 4$ |

Значения $\Sigma \zeta$ заносим в расчетный бланк.

Общая потеря давления на участках *10* и *11* (см. табл. VI.3) составляет $1,34$ кгс/м², т. е. меньше располагаемого давления на $2,46 - 1,34 = 1,12$ кгс/м². Избыток давления во избежание перегрева прибора *II* надлежит погасить при помощи крана двойной регулировки, расположенного на участке *10*.

Переходим к определению диаметров трубопровода участков *12*, *13* и *14* циркуляционного кольца прибора *III*.

Располагаемое давление для этого кольца

$$H_{III} = 6,4 (977,81 - 961,92) = 101,9 \text{ кгс/м}^2,$$

где $h=6,4$ м — вертикальное расстояние от центра котла до середины нагревательного прибора *III*.

Исключаем из этого давления потери давления на общих участках с кольцом прибора *I* (участки 2—7), которые составляют $33,01$ кгс/м².

Следовательно, расчетным давлением для участков *12*, *13* и *14* при сохранении запаса давления, как в кольце прибора *I*, будет:

$$101,7 - (33,01 \pm 0,05 \cdot 101,7) = 63,5 \text{ кгс/м}^2.$$

При общей длине участков *12*, *13* и *14* $l=1+1+4=6$ м удельное давление на трение для них составит

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,5 \cdot 63,5}{6} = 5,3 \text{ кгс/м}^2.$$

По $R_{\text{ср}}=5,3$ кгс/м² и тепловым нагрузкам на участках подбираем для них диаметры, соответствующие скорости движения воды, а также значения $R_{\text{уч}}$ и заносим их в расчетный бланк. Принимаем

по приложению 9 значения коэффициентов местных сопротивлений для участков 12—14.

Участок 12:

| | |
|--|--------------------|
| половина нагревательного прибора | $\zeta = 1$ |
| кран двойной регулировки | $\zeta = 4$ |
| крестовины на проходе | $\zeta = 2$ |
| | $\Sigma \zeta = 7$ |

Участок 13:

| | |
|--|--------------------|
| половина нагревательного прибора | $\zeta = 2$ |
| тройник на противоток | $\zeta = 3$ |
| | $\Sigma \zeta = 5$ |

Участок 14:

| | |
|--------------------------------|--------------------|
| крестовина на проход | $\zeta = 2$ |
| | $\Sigma \zeta = 2$ |

Для значений $\Sigma \zeta$ участков в соответствии с принятыми скоростями движения воды в трубах по приложению 9 принимаем значения Z и заносим вместе со значениями $\Sigma \zeta$ участков в расчетный бланк.

Общая потеря давления на участках 12—14 (см. табл. VI.3) равна $60,39 \text{ кгс/м}^2$ при расчетном давлении $65,64 \text{ кгс/м}^2$.

Запас давления

$$\frac{(65,64 - 60,39) 100}{65,64} = 7\%.$$

Расчеты остальных колец, проходящих через приборы IV—VIII, аналогичны проведенным расчетам, и потому они здесь опущены.

В рассмотренном примере подбор диаметров участков циркуляционных колец был проведен упрощенно для общего ознакомления с гидравлическим расчетом трубопроводов, без учета дополнительного давления от охлаждения воды в трубах. Между тем это дополнительное давление в некоторых случаях существенно влияет на размер диаметров труб в сторону их уменьшения.

Так как подсчет фактического охлаждения воды в трубах дает в общем незначительную экономию металла, дополнительное давление от охлаждения воды в трубах ΔH допустимо определять ориентировочно по приложению 12.

В квартирных системах водяного отопления при незначительных располагаемых давлениях фактический подсчет охлаждения воды в трубах становится обязательным. Одновременно отметим, что при определении диаметров труб в системах водяного отопления с нижней разводкой дополнительное давление от охлаждения воды в трубах не учитывается.

§ 32. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Для ознакомления с расчетом однотрубных систем водяного отопления рассмотрим схему с замыкающими участками, изображенными на рис. VI.18.

Из схемы видно, что в ней имеется несколько циркуляционных колец: кольцо $A-B-B-\Gamma-D-A$, проходящее через стояк; кольцо $A-B-B-a-b-b-z-d-e-$

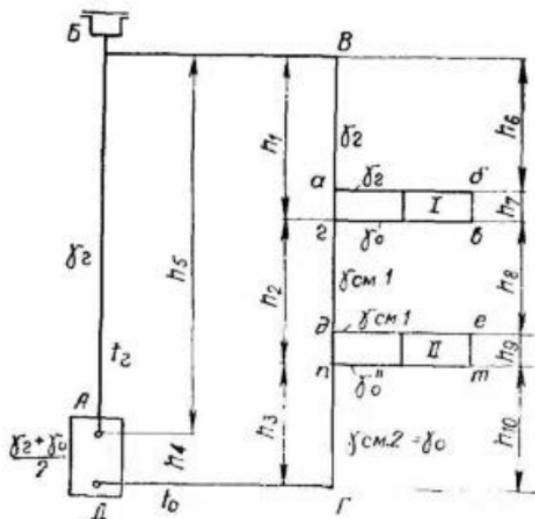


Рис. VI.18. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с замыкающими участками

$m-n-\Gamma-D-A$, проходящее через нагревательные приборы I и II, и малые циркуляционные кольца $a-b-b-z$ и $d-e-m-n$.

В циркуляционных кольцах, проходящих через стояк и через нагревательные приборы, температура воды изменяется в пределах от t_r до t_0 . До температуры t_r вода нагревается в котле, а с температурой t_0 поступает в котел из обратного трубопровода. Объемные веса воды изменяются соответственно температурам от γ_r до γ_0 , при этом объемный вес воды в котле и приборах равен $\frac{\gamma_r + \gamma_0}{2}$. Объемные веса смешанной воды, выходящей

из приборов и поступающей из замыкающих участков, обозначим через $\gamma_{см1}$ и $\gamma_{см2}$. При этом $\gamma_{см2} = \gamma_0$.

В соответствии с принятыми на схеме обозначениями циркуляционные давления в кольцах (как и в двухтрубной системе) определяются как разность давлений правого и левого столбов воды.

Циркуляционное давление в кольце стояка

$$H_{\text{ст}} = h_1 \gamma_r + h_2 \gamma_{\text{см. 1}} + h_3 \gamma_{\text{см. 2}} - \left(h_4 \frac{\gamma_r - \gamma_0}{2} + h_5 \gamma_r \right) \text{ кгс/м}^2, \quad (\text{VI.13})$$

а циркуляционное давление в кольце прибора

$$H_{\text{пр}} = h_6 \gamma_r + h_7 \left(\frac{\gamma_r - \gamma_0'}{2} \right) + h_8 \gamma_{\text{см. 1}} + h_9 \left(\frac{\gamma_{\text{см. 1}} + \gamma_0''}{2} \right) + h_{10} \gamma_{\text{см. 2}} - \left(h_5 \gamma_r + h_4 \frac{\gamma_r + \gamma_0}{2} \right) \text{ кгс/м}^2. \quad (\text{VI.14})$$

Из сравнения этих формул очевидно, что циркуляционное давление, действующее в кольце приборов, больше, чем циркуляционное давление в кольце стояка.

Определяя разность этих давлений и учитывая, что $h_1 = h_6 + h_7$ и $h_2 = h_8 + h_9$, после преобразований получим

$$H_{\text{пр}} - H_{\text{ст}} = h_7 \left(\frac{\gamma_r - \gamma_0'}{2} \right) + h_9 \left(\frac{\gamma_{\text{см. 1}} + \gamma_0''}{2} - \gamma_{\text{см. 1}} \right). \quad (\text{VI.15})$$

Это величина является суммой давлений, возникающих в малых циркуляционных кольцах $a-b-v-z-a$ и $d-e-m-n-d$, из-за того, что столбики воды в приборах высотой h_7 и h_9 имеют более низкую температуру, чем столбики воды в замыкающих участках такой же высоты.

На рис. VI.19 изображено малое циркуляционное кольцо в однотрубной системе водяного отопления с замыкающими участками и односторонним присоединением приборов. Так как объемный вес воды в приборе больше, чем в замыкающем участке, то в малом циркуляционном кольце возникает давление, действующее в направлении, противоположном движению воды под действием основного давления в стояке. На рис. VI.19 направление показано тремя стрелками.

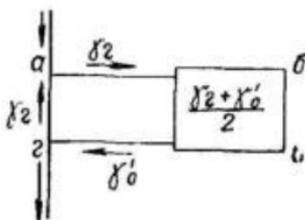


Рис. VI.19. Схема малого циркуляционного кольца в однотрубной системе водяного отопления с замыкающими участками

При определении циркуляционного давления по кольцу через стояк и при подсчете по величине этого давления диаметров участков кольца останутся не рассчи-

танними подводки к приборам. Если же определить циркуляционное давление по кольцу через приборы, то окажутся не рассчитанными замыкающие участки (см. рис. VI.18), так как они не входят в кольцо приборов. В первом случае придется дополнительно рассчитать подводки к приборам, а во втором — замыкающие участки.

Допустим, что трубопроводы рассчитаны по циркуляционному давлению в кольце стояка, в результате которого определены диаметры участков трубопроводов кольца (в том числе диаметры участков $a—г$) и выявлены потери давления в них. Участок $a—г$ является общим для двух колец: проходящего через стояк и малого циркуляционного. Потерю давления в замыкающем участке $a—г$, равную перепаду давлений в точках a и $г$, обозначим $\Sigma (Rl+Z)_{\text{зам.уч.}}$.

Для кольца, проходящего через стояк, и для малого циркуляционного кольца точки a и $г$ общие, откуда следует, что перепад давлений в этих точках направлен также в сторону прибора. Казалось бы, что диаметры подводок к прибору (с учетом потери давления в самом приборе) можно определять по указанному перепаду давлений $\Sigma (Rl+Z)_{\text{зам.уч.}}$.

Это было бы правильным, если бы вода в приборе и замыкающем участке имела одинаковую температуру. В действительности же при различии этих температур (см. рис. VI.19) в малом циркуляционном кольце возникает дополнительное давление, которое для прибора l

выражается величиной $h_7 \left(\frac{\gamma_r - \gamma_0}{2} - \gamma_r \right)$ и способствует циркуляции воды через прибор.

В соответствии с этим давление для преодоления сопротивлений в приборе и подводках к нему определится по уравнению

$$H_{\text{отв}} = \Sigma (Rl + Z)_{\text{зам.уч.}} + h_7 \left(\frac{\gamma_r - \gamma_0}{2} - \gamma_r \right) \text{ кгс/м}^2$$

или в общем виде

$$H_{\text{отв}} = \Sigma (Rl + Z)_{\text{зам.уч.}} + h_{\text{пр}} (\gamma_{\text{ср.пр}} - \gamma_{\text{зам.уч.}}) \text{ кгс/м}^2. \quad (\text{VI.16})$$

Уравнение (VI.16) показывает, что циркуляционное давление, которое может быть использовано для преодоления сопротивлений прибора и подводок к нему, равно сопротивлению замыкающего участка плюс произведение

высоты прибора на разность объемных весов воды в приборе и в замыкающем участке.

Из уравнения (VI.16) следует, что количество воды, поступающей в прибор, зависит от сопротивления замыкающего участка. В этом можно убедиться, установив на замыкающем участке кран. Чем больше закрывать кран, тем больше будет сопротивление замыкающего участка и тем больше воды поступит в прибор. При полностью закрытом кране вся вода из стояка пойдет в прибор.

Если диаметры трубопроводов подобраны по циркуляционному давлению $H_{пр}$ [см. формулу (VI.14)], то диаметры замыкающих участков находят по уравнению

$$\Sigma (Rl + Z)_{зам.уч} = H_{отв} - h_{пр} (\gamma_{ср.пр} - \gamma_{зам.уч}). \quad (VI.17)$$

Таким образом, при расчете однотрубной системы отопления с замыкающими участками можно определять диаметры магистралей и стояков по давлению $H_{ст}$ с последующим уточнением диаметров подводок к приборам или вначале определять диаметры участков по давлению $H_{пр}$, а затем уже диаметры замыкающих участков.

Циркуляционные давления, найденные по формулам (VI.13) и (VI.14), увеличивают на величину дополнительного давления, возникающего от охлаждения воды в трубопроводах. Это давление принимают по приложению 12 с поправочным коэффициентом 0,5, так как в однотрубных системах длина стояков меньше, чем в двухтрубных, в связи с чем вода в стояках охлаждается меньше.

Пример VI.2. Требуется определить диаметры трубопроводов однотрубной системы водяного отопления, схема которой изображена на рис. VI.20. Температурный перепад воды в системе принят равным $95 - 70 = 25^\circ$.

Номера участков на схеме окружены и поставлены у выносной линии, тепловые нагрузки — над выносной линией, а длины участков — под ней.

Решение. За основное, расчетное циркуляционное кольцо принимаем кольцо, проходящее через наиболее удаленный от котла прибор I стояка А.

Определяем температуры смешения воды на участках 9, 12 и 2 стояка А:

$$t_9 = 95 - \frac{2500 (95 - 70)}{2500 + 1500 + 2000} = 80,84 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{12} = 95 - \frac{2500 + 1500 (95 - 70)}{6000} = 78,34 \text{ } ^\circ\text{C};$$

Принимая, что на местные сопротивления должно быть израсходовано 35% располагаемого давления, а остальные 65% на сопротивление трению, определяем удельную потерю давления на трение

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65 \cdot 89,2}{50,4} \approx 1,1,$$

где 50,4 — длина всех участков, входящих в кольцо прибора I.

По $R_{\text{ср}}$ и тепловым нагрузкам, приведенным к температурному перепаду $\Delta t = 1^\circ$, в соответствии с приложением 8, подбираем диаметры трубопровода, скорости движения воды в участках и удельное давление для каждого в отдельности участка рассчитываемого кольца. Результаты записываем в соответствующие графы (табл. VI.4).

Таблица VI.4

| № участка | Тепловая нагрузка в ккал/ч при $\Delta t = 25^\circ$ | Расход воды G в кг/ч | Длина участка l в м | Диаметр трубопровода d в мм | Скорость воды v в м/сек | Потери давления от трения на 1 м длины R в кгс/м ² | R l, кгс/м ² | $\Sigma \zeta$ | Z, кгс/м ² | (R l + Z), кгс/м ² |
|-----------|--|----------------------|---------------------|-----------------------------|-------------------------|---|-------------------------|----------------|-----------------------|-------------------------------|
|-----------|--|----------------------|---------------------|-----------------------------|-------------------------|---|-------------------------|----------------|-----------------------|-------------------------------|

Циркуляционное кольцо, проходящее через прибор I стояка А

| | | | | | | | | | | |
|--|--------|-----|-----|----|-------|------|-------|------|------|-------|
| 1 | — | 99 | 0,5 | 20 | 0,075 | 0,54 | 0,27 | 4 | 1,13 | 1,4 |
| 2 | 6 000 | 240 | 9 | 25 | 0,116 | 1,13 | 10,17 | 2,5 | 1,7 | 11,87 |
| 3 | 11 500 | 460 | 5 | 32 | 0,127 | 0,89 | 4,45 | 3,75 | 3,04 | 7,49 |
| 4 | 21 500 | 860 | 12 | 40 | 0,181 | 1,35 | 16,2 | 4,25 | 6,97 | 23,17 |
| 5 | 11 500 | 460 | 5 | 32 | 0,127 | 0,89 | 4,45 | 3,5 | 2,84 | 7,29 |
| 6 | 6 000 | 240 | 9 | 25 | 0,116 | 1,19 | 10,17 | 2,5 | 1,7 | 11,87 |
| 7 | — | 108 | 0,5 | 20 | 0,084 | 0,67 | 0,34 | 6 | 2,1 | 2,44 |
| 8 | — | 108 | 0,5 | 20 | 0,084 | 0,07 | 0,34 | 4 | 1,48 | 1,82 |
| 9 | 6 000 | 240 | 3,7 | 25 | 0,116 | 1,13 | 4,18 | 1 | 0,68 | 4,86 |
| 10 | — | 91 | 0,5 | 20 | 0,071 | 0,75 | 0,28 | 6 | 1,48 | 1,76 |
| 11 | — | 91 | 0,5 | 20 | 0,071 | 0,75 | 0,28 | 4 | 0,99 | 1,27 |
| 12 | 6 000 | 240 | 3,7 | 25 | 0,116 | 1,13 | 4,18 | 1 | 0,68 | 4,86 |
| 13 | — | 99 | 0,5 | 20 | 0,075 | 0,54 | 0,27 | 6 | 1,69 | 1,95 |
| $\Sigma (R l + Z) = 82,05 \text{ кгс/м}^2$ | | | | | | | | | | |
| 14 | — | 132 | 0,5 | 20 | 0,1 | 1,1 | 0,55 | 2 | 1 | 1,55 |
| 15 | — | 149 | 0,5 | 20 | 0,116 | 1,4 | 0,7 | 2 | 1,33 | 2,03 |
| 16 | — | 141 | 0,5 | 20 | 0,109 | 1,2 | 0,6 | 2 | 1,29 | 1,83 |

Принимая диаметр стояка 25 мм и диаметры подводов и замыкающих участков равными 20 мм, по номограмме (см. рис. V.20) находим значения коэффициента затекания воды в нагревательные приборы: для прибора I $\alpha = 0,41$, для прибора II $\alpha = 0,38$ и для прибора III $\alpha = 0,45$.

Количество воды, проходящей через стояк А,

$$G_{\text{ст}} = \frac{2000 + 1500 + 2000}{95 - 70} = 240 \text{ кг/ч.}$$

Количество воды, затекающей в приборы I—III;

$$G_{\text{прI}} = 0,41 \cdot 240 = 99 \text{ кг/ч;}$$

$$G_{\text{прII}} = 0,38 \cdot 240 = 91 \text{ кг/ч;}$$

$$G_{\text{прIII}} = 0,45 \cdot 240 = 108 \text{ кг/ч.}$$

Количество воды, проходящей по замыкающим участкам, составляет: для участка 14 $240 - 108 = 132$ кг/ч; для участка 15 $240 - 91 = 149$ кг/ч и для участка 16 $240 - 99 = 141$ кг/ч.

Определяем по приложению 9 коэффициенты местных сопротивлений для кольца прибора I стояка А.

Участок 1:

| | |
|-------------------------------|--------------------|
| половина радиатора | $\zeta = 1$ |
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| утка ($d=20$ мм) | $\zeta = 1,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 4$ |

Участок 2:

| | |
|-----------------------------|----------------------|
| отвод $d=40$ мм | $\zeta = 1$ |
| тройник на проход | $\zeta = 1$ |
| задвижка | $\zeta = 0,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 2,5$ |

Участок 3:

| | |
|------------------------------------|-----------------------|
| половина чугунного котла | $\zeta = 1,25$ |
| два отвода $d=32$ мм | $\zeta = 2$ |
| задвижка | $\zeta = 0,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 3,75$ |

Участок 4:

| | |
|------------------------------------|-----------------------|
| половина чугунного кстла | $\zeta = 1,25$ |
| два отвода $d=40$ мм | $\zeta = 1$ |
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| задвижка | $\zeta = 0,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 4,25$ |

Участок 5:

| | |
|----------------------------------|----------------------|
| крестовина на повороте | $\zeta = 3$ |
| задвижка | $\zeta = 0,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 3,5$ |

Участок 6:

| | |
|------------------------------|----------------------|
| тройник на проходе | $\zeta = 1$ |
| отвод $d=25$ мм | $\zeta = 1$ |
| задвижка | $\zeta = 0,5$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 2,5$ |

Участок 7:

| | |
|------------------------------------|--------------------|
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| кран двойной регулировки | $\zeta = 2$ |
| половина радиатора | $\zeta = 1$ |
| утка ($d=20$ мм) | $\zeta = 1,5$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 6$ |

Участок 8:

| | |
|-------------------------------|--------------------|
| половина радиатора | $\zeta = 1$ |
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| утка ($d=20$ мм) | $\zeta = 1,5$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 4$ |

Участок 9:

| | |
|------------------------------|-------------|
| тройник на проходе | $\zeta = 1$ |
|------------------------------|-------------|

Участок 10:

| | |
|------------------------------------|--------------------|
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| кран двойной регулировки | $\zeta = 2$ |
| половина радиатора | $\zeta = 1$ |
| утка ($d=20$ мм) | $\zeta = 1,5$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 6$ |

Участок 11:

| | |
|-------------------------------|--------------------|
| половина радиатора | $\zeta = 1$ |
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| утка ($d=20$ мм) | $\zeta = 1,5$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 4$ |

Участок 12:

| | |
|------------------------------------|--------------------|
| половина радиатора | $\zeta = 1$ |
| кран двойной регулировки | $\zeta = 2$ |
| тройник на повороте | $\zeta = 1,5$ |
| утка ($d=20$ мм) | $\zeta = 1,5$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 6$ |

Значения величин $\Sigma \zeta$ для отдельных участков заносим в соответствующую графу расчетного бланка.

Израсходованное в циркуляционном кольце прибора I стояка A (см. табл. VI.4) давление $\Sigma(Rl+Z) = 81,58$ кг/м².

Запас давления $\frac{(89,2 - 82,05) 100}{89,2} = 8\%$, т. е. находится в пределах допустимого. Принятые диаметры участков в кольце оставляем без изменения.

Переходим к расчету трубопроводов малых циркуляционных колец. Для этого сначала определяем естественное давление в малых циркуляционных кольцах (см. рис. VI.20):

$$H_I = h_2 (\gamma_{70} - \gamma_{78,33}) = 0,5 (977,81 - 972,86) = 2,47 \text{ кгс/м}^2;$$

$$H_{II} = h_4 (\gamma_{75,33} - \gamma_{84,58}) = 0,5 (972,86 - 968,91) = 1,98 \text{ кгс/м}^2;$$

$$H_{III} = h_8 (\gamma_{84,58} - \gamma_{95}) = 0,5 (968,91 - 961,92) = 3,5 \text{ кгс/м}^2,$$

где γ_{70} , $\gamma_{75,33}$, $\gamma_{84,58}$ и γ_{95} — объемные веса, соответствующие выходу и входу воды в нагревательные приборы.

Из расчетного бланка выписываем потери давления на подводках к приборам — на общих участках малых циркуляционных колец и расчетного циркуляционного кольца, проходящего через приборы стояка А:

$$\text{для прибора I } \Sigma (Rl + Z)_{1,13} = 1,4 + 1,96 = 3,36 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\text{» » II } \Sigma (Rl + Z)_{10,11} = 1,76 + 1,27 = 3,03 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\text{» » III } \Sigma (Rl + Z)_{7,8} = 2,44 + 1,82 = 4,26 \text{ кгс/м}^2.$$

Определяем располагаемое давление для замыкающих участков кольца 14, 15, 16.

$$\Sigma (Rl + Z)_{14} = 4,26 - 3,5 = 0,76 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\Sigma (Rl + Z)_{15} = 3,03 - 1,98 = 1,05 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\Sigma (Rl + Z)_{16} = 3,36 - 2,47 = 1,89 \text{ кгс/м}^2.$$

Сумму коэффициентов местных сопротивлений для каждого из замыкающих участков принимаем равной $\Sigma \zeta = 2$ (по два тройника на проход).

По расходу воды в замыкающих участках и принятым для них диаметрам труб $d = 20$ мм для установленных значений коэффициентов местных сопротивлений определяем потери давления в них (см. табл. VI.4).

Потеря давления на участке 14 $\Sigma (Rl + Z) = 0,55 + 1 = 1,55 \text{ кгс/м}^2$ при располагаемом давлении $0,76 \text{ кгс/м}^2$. Потеря давления на участке 15 $\Sigma (Rl + Z) = 0,7 + 1,33 = 2,03 \text{ кгс/м}^2$ при располагаемом давлении $1,05 \text{ кгс/м}^2$. Потеря давления на участке 16 $(Rl + Z) = 0,6 + 1,23 = 1,83$ при располагаемом давлении $1,89 \text{ кгс/м}^2$.

Из приведенного расчета следует, что, для того чтобы приблизить потери давления на участках 14 и 15 к располагаемым давлениям, необходимо и достаточно изменить у них диаметры с $d = 20$ мм на $d = 25$ мм.

Для участка 16, имеющего запас давления $\frac{(1,89 - 1,83) 100}{1,89} = 3\%$, диаметр участка $d = 20$ мм можно оставить без изменения.

Для проверки принятых диаметров подводок 7 и 8 к прибору III определяем давление, необходимое для преодоления сопротивления в них и приборе, пользуясь формулой (VI.16).

Сопrotивление замыкающего участка 14 по данным табл. VI.4 равно $1,55 \text{ кгс/м}^2$. Средняя температура воды в приборе

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{н}} - 0,5 \frac{Q}{G_{\text{пр}}} = 95 - 0,5 \frac{2500}{132} = 85,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Давление, возникающее под влиянием разности температур в приборе III и замыкающем участке 14, равно:

$$\begin{aligned} h_{\text{пр}} (\gamma_{\text{ср. пр}} - \gamma_{\text{зам. уч}}) &= 0,5 (\gamma_{85,5} - \gamma_{95}) = \\ &= 0,5 (968,88 - 961,92) = 3,48 \text{ кгс/м}^2, \end{aligned}$$

откуда

$$H_{\text{отв}} = 1,55 + 3,48 = 5,03 \text{ кгс/м}^2.$$

Запас давления, равный $\frac{5,03 - 4,2}{5,03} 100 \approx 15\%$, превышает допустимый. Избыточное давление должно быть поглощено краном двойной регулировки.

Подобным же образом проверяют диаметры подводок к другим приборам.

Расчет трубопроводов другого циркуляционного кольца, проходящего через стояк А, аналогичен рассмотренному и поэтому здесь не приводится.

§ 33. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Системы водяного отопления с естественной циркуляцией в соответствии со СНиП могут применяться лишь для обогрева зданий небольшой протяженности, при отсутствии централизованного теплоснабжения от ТЭЦ и бесперспективности его устройства в дальнейшем.

Такая ограниченность применения систем водяного отопления с естественной циркуляцией вызвана рядом ее недостатков по сравнению с насосной системой водяного отопления.

К наиболее существенным недостаткам такой системы относятся: 1) незначительный радиус ее действия (не более 30 м) при расстоянии от середины котла до середины нижнего нагревательного прибора 3 м; 2) относительно высокая стоимость устройства системы, так как при небольшом действующем в ней давлении требуются трубы больших диаметров; 3) относительно длительный пуск системы в действие из-за большой теплоемкости; 4) возможность промерзания труб из-за незначительных скоростей движения воды в системе.

К достоинствам системы водяного отопления с естественной циркуляцией следует отнести: 1) независимость ее работы от посторонней энергии (электрической или механической); 2) большую тепловую инерцию, которая дает возможность делать перерывы в топке котлов; 3) возможность центрального регулирования теплоотдачи отопительных приборов путем изменения температуры воды в котлах; 4) бесшумность работы системы (отсутствуют электродвигатели и насосы); 5) простоту обслуживания.

Глава VII

ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ С ИСКУССТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

§ 34. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ИСКУССТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Система водяного отопления с искусственной циркуляцией воды, или, как ее принято называть, насосная система отопления в основном отличается от системы с естественной циркуляцией установкой насоса на обратном трубопроводе перед котлом. В насосной системе вода по трубопроводам и нагревательным приборам перемещается под давлением, развиваемым насосом.

Рассмотрим принципиальную схему насосной системы водяного отопления (рис. VII.1). Горячая вода из котла 1 насосом 2 подается по трубопроводу 3 к нагревательному прибору 4 и, охладившись в нем, по обратному трубопроводу 5 поступает в котел.

Для постоянной циркуляции воды в системе необходимо, чтобы насос работал непрерывно. Поэтому во избежание перегрузки насоса в системе, как правило, устанавливают два агрегата, которые работают попеременно.

Циркуляционные насосы устанавливают на обратном трубопроводе. Расширительный сосуд 6 в насосной системе (во всех случаях) присоединяют к обратной магистрали в точке А, около всасывающего патрубка насоса. Так как при этом присоединении расширительный сосуд не может служить для удаления воздуха из системы, последний удаляется через воздухоотборник 7, устанавливаемый

в наивысшей точке горячей магистрали, прокладываемой с подъемом к воздухоборнику.

Так как вода в трубах насосных систем движется с большими скоростями, то для удаления воздуха из них, как правило, применяются проточные воздухоборники (рис. VII. 2); из-за того что их диаметр значительно превышает диаметр магистрального трубопровода, скорость проходящей через воздухоборник воды резко снижается и из воды интенсивно выделяются пузырьки воздуха. Непрерывное движение воды в воздухобор-

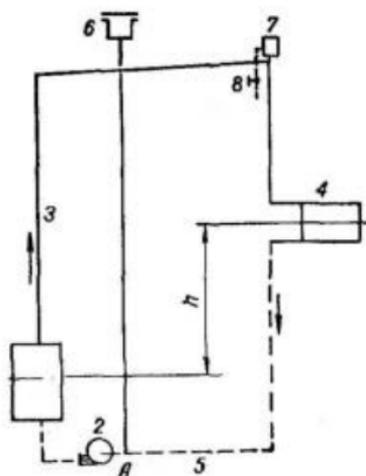


Рис. VII.1. Принципиальная схема насосной системы водяного отопления

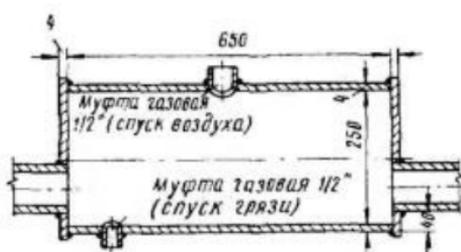


Рис. VII.2. Проточный воздухоборник

никах предохраняет ее от промерзания даже при их установке на чердаке.

Воздухоборники следует устанавливать на прямых участках трубопровода и на расстояниях, не меньших 500 мм, от местных сопротивлений (отвода, тройника, утки и др.), чтобы возникающее в этих местах вихревое движение воды не мешало плавному выделению воздуха. Воздух из воздухоборников удаляют или вручную, открывая на воздухоотводящей трубе кран 8 (см. рис. VII. 1), или при помощи автоматических воздухоотводчиков (вантузов).

Существует несколько конструкций автоматических воздухоотводчиков (поплавковый, с шаровым краном, конструкции ВНИИСТО и др.). Для знакомства с работой автоматических воздухоотводчиков рассмотрим вантуз, изображенный на рис. VII.3. Он состоит из герметически закрытого сосуда 1 с поплавком 2. При перемещении поплавка клапан 3 закрывает или открывает отвер-

стие 4 в верхней части сосуда. Если через отверстие 5 в сосуд вантуза станет поступать воздух, то поплавков опустится вниз и воздух свободно будет уходить через отверстие 4 в атмосферу. После этого поплавков под давлением воды, циркулирующей в системе отопления, снова поднимется вверх и закроет верхнее отверстие. Схемы установок воздухоотборников и вантузов приводятся на рис. VII.4.

Вантузы любой конструкции покрывают тепловой изоляцией. При эксплуатации они требуют периодического

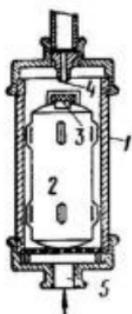


Рис. VII.3.
Поплавковый вантуз

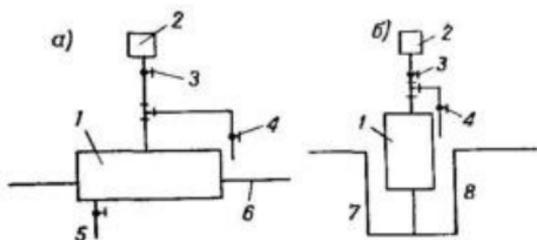


Рис. VII.4. Схемы установок воздухоотборников и вантузов

а — установка проточного воздухоотборника с вантузом; *б* — установка непроточного воздухоотборника с вантузом; 1 — воздухоотборник; 2 — вантуз; 3 — кран включения вантуза для осмотра и ремонта; 4 — кран для обслуживания воздухоотборника вручную; 5 — спускная труба; 6 — магистральный трубопровод; 7 — воздушная линия; 8 — петля

осмотра и ремонта. В этих случаях кран 3 закрывают и воздухоотборник обслуживают вручную, манипулируя краном 4.

В насосных системах с верхней разводкой магистралей последние следует прокладывать с подъемом к дальним стоякам, у которых должны быть установлены воздухоотборники. При нижней разводке магистралей отвод воздуха следует предусматривать через воздушные трубы, присоединяемые к воздухоотборникам.

Благодаря большому давлению, развиваемому насосом, радиус действия насосной системы во много раз превышает радиус действия системы водяного отопления с естественной циркуляцией. Высокое давление в насосных системах отопления также способствует уменьшению диаметров труб, вследствие чего их стоимость меньше, чем стоимость систем с естественной циркуляцией.

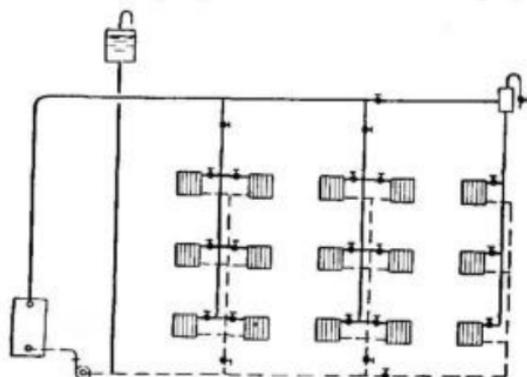
§ 35. СХЕМЫ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ИСКУССТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Благодаря значительному давлению, развиваемому насосами, можно использовать любую схему подачи воды от котла к нагревательным приборам и обратно.

Следует иметь в виду, что в рассматриваемых системах отопления из-за охлаждения воды в приборах и трубах тоже возникает существенное циркуляционное давление, которое часто приводит к разрегулировке нагревательных приборов.

На рис. VII.5 и рис. VII.6 приведены схемы двухтрубных систем с верхней и нижней разводкой трубопроводов. В таких системах под воздействием естественного давления возможна разрегулировка нагревательных приборов. Это происходит из-за того, что при равных длинах цирку-

Рис. VII.5. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой



ляционных колец, проходящих через нагревательные приборы верхнего и нижнего этажей, приборы верхнего этажа располагают большим естественным давлением, чем приборы нижнего. Поэтому количество воды, циркулирующей через приборы верхнего этажа, больше, а в приборах нижнего этажа — меньше расчетного, что вызывает перегрев приборов верхнего и недогрев приборов нижнего этажа. В этом отношении система с нижней разводкой предпочтительнее, так как большая протяженность циркуляционных колец приборов верхних этажей по сравнению с нижними этажами позволяет погашать избыточное давление у приборов верхних этажей и увязывать располагаемое давление в системе по вертикали.

В настоящее время применяется преимущественно насосная двухтрубная система с нижней разводкой трубопроводов (рис. VII.6).

На рис. VII.7 показана схема вертикальной однотрубной системы отопления с замыкающими участками, при

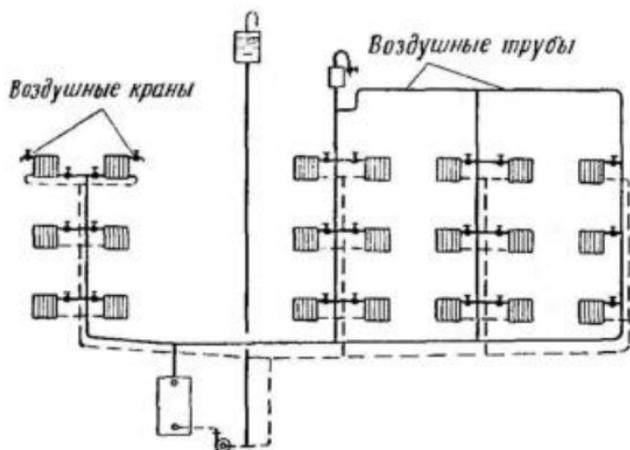


Рис. VII.6. Схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой

этом в левой части рисунка показаны стояки со смещенным замыкающим участком. Такое смещение замыкающих участков улучшает условия затекания воды в нагревательные приборы, несколько снижает поверхность

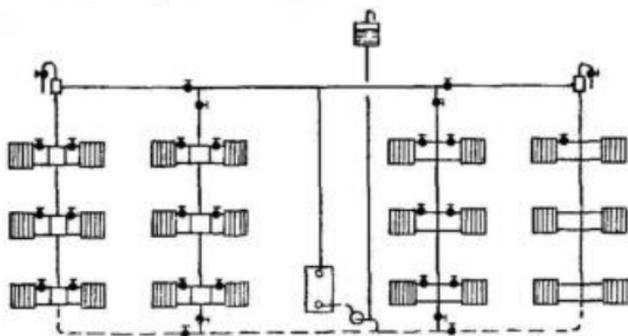


Рис. VII.7. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с осевыми замыкающими участками (правая часть схемы) и со смещенными замыкающими участками (левая часть схемы)

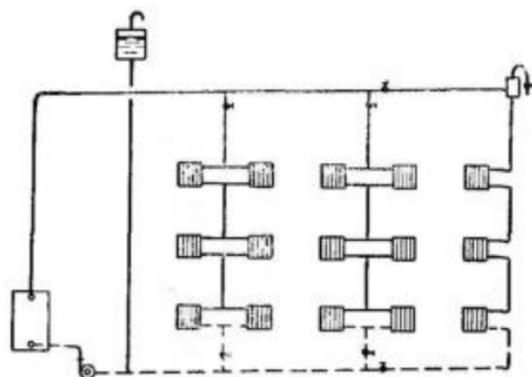
нагрева последних и обеспечивает более надежную компенсацию удлинений стояков при их нагревании.

Однотрубные системы водяного отопления с прямыми замыкающими участками имеют высокие технико-эко-

номические показатели и в соответствии со СНиП применяются во всех жилых и общественных многоэтажных зданиях (более трех этажей).

В вертикальной однотрубной проточной системе отопления с верхней разводкой (рис. VII.8) вода, поступающая в стояк, проходит последовательно через все отопительные приборы стояка. Отсутствие регулирующих кранов надежной конструкции не позволяет полностью выключать и надлежащим образом регулировать отдельные приборы в этой системе. Регулировать теплоотдачу нагревательных приборов можно лишь вентилями, установленными на стояках. Влияние естественного давления на

Рис. VII.8. Схема вертикальной однотрубной проточной системы водяного отопления



теплоотдачу нагревательных приборов одинаково по всем этажам.

Из всех существующих радиаторных систем эта система наиболее экономична и обладает высокой гидравлической и тепловой устойчивостью. Монтаж ее прост. На устройство системы требуется наименьшее количество труб, фасонных частей и нагревательных приборов.

На рис. VII.9 изображена однотрубная вертикальная система с нижней разводкой и установкой трехходовых кранов для регулировки теплоотдачи приборов. С помощью такого крана можно уменьшать количество воды, поступающей в прибор, и одновременно с этим увеличивать расход воды по замыкающему участку, и наоборот. При крайних положениях трехходового крана вся вода, проходящая по стояку, будет поступать в прибор или в замыкающий участок.

В однотрубной горизонтальной системе водяного отопления (рис. VII.10) нагревательные приборы каждого этажа питаются самостоятельными горизонтальными тру-

бопроводами, проложенными над полом помещений. В этих системах можно проводить как индивидуальную, так и поэтажную регулировку приборов.

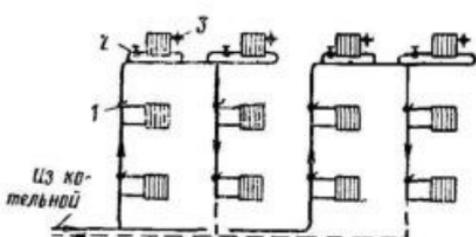


Рис. VII.9. Схема вертикальной однотрубной системы отопления с нижней разводкой и с установкой трехходовых кранов

1 — трехходовый кран; 2 — кран двойной регулировки; 3 — воздушный кран

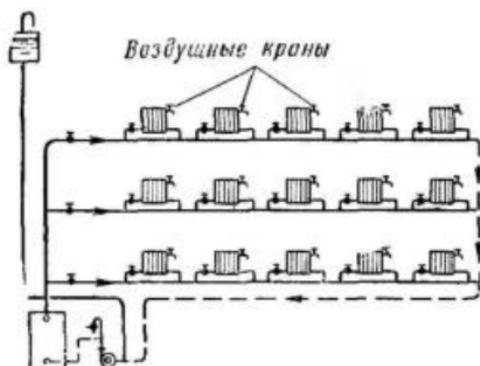


Рис. VII.10. Схема горизонтальной однотрубной системы водяного отопления

В однотрубной горизонтальной проточной системе водяного отопления (рис. VII.11) вода, поступающая в магистральный трубопровод, проходит последовательно через все нагревательные приборы этажа, а воздух удаляется из каждого прибора через воздушные краны. Инди-

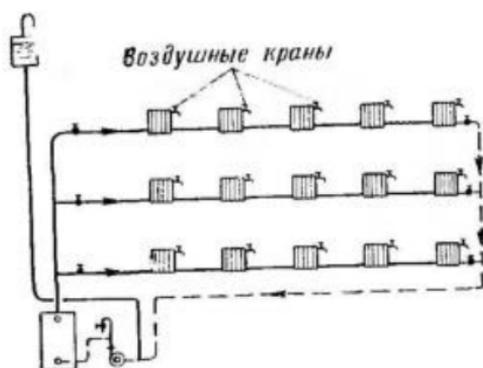


Рис. VII.11. Схема горизонтальной однотрубно-проточной системы водяного отопления

видуальная регулировка приборов в данной системе невозможна, а возможна лишь поэтажная регулировка (для всего этажа в целом).

Монтаж горизонтальных однотрубных систем во многих случаях проще, чем вертикальных. Поэтажная разводка трубопроводов позволяет пускать эти системы в эксплуатацию поэтажно, по мере возведения зданий.

На рис. VII.12 приведена схема однотрубной вертикальной системы с нижней разводкой, замыкающими участками и установкой кранов двойной регулировки. Стойки этих систем состоят из подъемного, горизонтального и опускного участков. Приборы присоединены к стоякам по

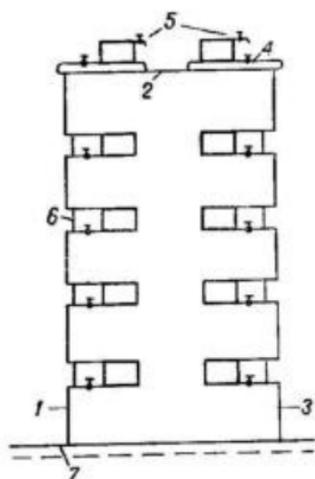


Рис. VII.12. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с нижней разводкой

1 — подъемные участки; 2 — горизонтальные участки; 3 — опускные участки; 4 — краны двойной регулировки; 5 — воздушные краны; 6 — замыкающие участки; 7 — подающая и обратная магистрали

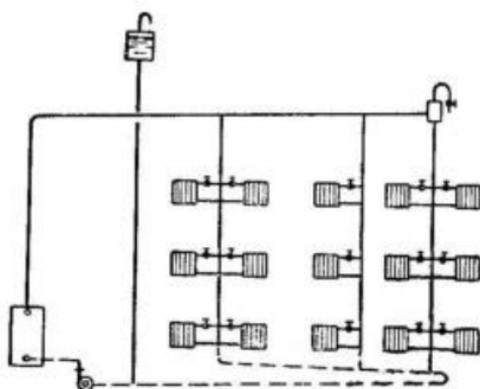


Рис. VII.13. Схема вертикальной системы с замыкающими участками и попутным движением воды

односторонней схеме. Воздух из системы удаляется через воздушные краны, устанавливаемые в верхних пробках радиаторов верхних этажей.

К недостаткам этой системы следует отнести увеличение поверхности приборов, присоединяемых на опускном участке стояка, и довольно сложную эксплуатацию.

Система отопления с попутным движением воды. В насосных системах отопления устраивают *тупиковую и попутную* разводку магистральных трубопроводов.

При тупиковой разводке вода в магистральных трубопроводах (горячем и обратном) движется навстречу

друг другу. В рассмотренных выше схемах была принята тупиковая разводка трубопроводов.

При тупиковой разводке длина циркуляционных колец неодинакова, и чем дальше расположен нагревательный прибор от котла или теплового ввода ТЭЦ, тем длиннее циркуляционное кольцо. При расчете трубопроводов насосных систем отопления с тупиковой разводкой во многих случаях не удается достичь равенства потерь давления в коротких и длинных кольцах, что является причиной неравномерного прогрева приборов, поскольку через короткие кольца воды проходит больше, чем через длинные. В соответствии с этим близко расположенные к котлу приборы перегреваются, а приборы, удаленные от котла, бывают слабо прогретыми. Нормального прогрева приборов в тупиковых системах можно добиться путем длительной и кропотливой регулировки системы, с искусственным введением в короткие кольца местных сопротивлений.

Для упрощения регулировки насосных систем водяного отопления проф. В. М. Чаплин предложил схему с попутным движением воды (рис. VII.13). Особенностью этой системы является равенство длин всех циркуляционных колец в системе отопления.

Следует, правда, отметить, что по сравнению с тупиковой система с попутным движением воды требует большего количества труб как по протяженности, так и по весу. В этой системе для горячих и обратных магистралей приходится применять трубы больших диаметров, в силу чего первоначальная стоимость системы отопления с попутным движением воды превышает стоимость системы с тупиковой разводкой магистральных трубопроводов. Системы с попутным движением воды применяют в основном для зданий большой протяженности.

Система отопления перегретой водой с децентрализованным смешением (системы ДСЧ). В 1948 г. инж. И. Е. Чечик предложил систему отопления перегретой водой с децентрализованным смешением. Особенность этой системы заключается в том, что она делится на две части (рис. VII.14), в первой из которых стояки (на рисунке сокращенно Ст. 1, Ст. 2 и Ст. 3) во всех случаях выполняются однетрубными с замыкающими участками, а во второй (Ст.4, Ст.5 и Ст.6) — как однетрубными, так и двухтрубными.

Перегретая вода поступает в первую часть системы, где она циркулирует по стоякам и нагревательным при-

борам снизу вверх. Благодаря этому температура поверхности нагревательных приборов в этой части системы не превышает 95°C ; при этом питание водой снизу вверх обеспечивает в общем равномерный прогрев поверхности

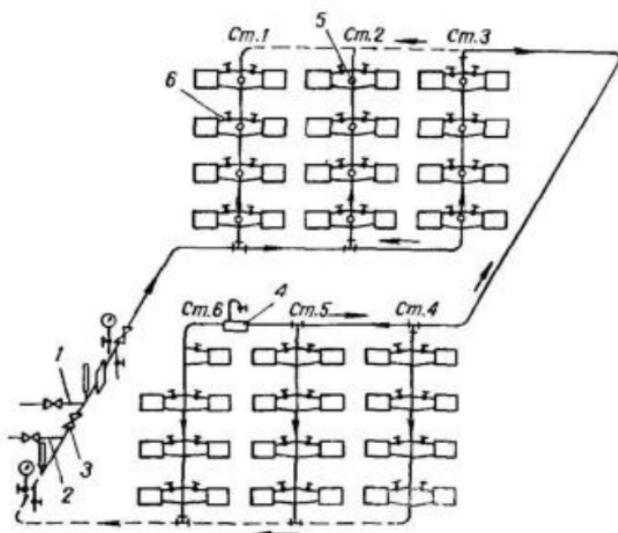


Рис. VII.14. Схема системы водяного отопления перегретой водой с децентрализованным смещением ДСУ (стрелки на линиях показывают направление теплоносителя, а стрелки вне линий — уклоны трубопровода)

1, 2 — подающие и обратные магистрали; 3 — перемычка с задвижкой Лудло; 4 — воздухоотборник; 5 — дроссельный клапан; 6 — кран двойной регулировки

нагревательного прибора. Как показывает практика, температуры в отдельных точках поверхности радиатора со строительной высотой 500 мм различаются в большинстве случаев не более чем на $5-6^{\circ}$, а средняя температура поверхности радиатора примерно равна температуре воды, выходящей из прибора.

Для обеспечения затекания воды в нагревательные приборы на замыкающих участках стояков первой части системы устанавливают дроссельные шайбы. Минимальный диаметр отверстия в такой шайбе равен 7 мм. Общая обратная линия от стояков с циркуляцией снизу вверх прокладывается, как правило, по чердаку; продолжение этой линии служит подающей магистралью для стояков второй части системы, действующей по обычному принци-

пу, т. е. с циркуляцией воды сверху вниз. Разводку магистральных трубопроводов в этой системе выполняют, как правило, с попутным движением воды. В связи с повышенной температурой воды в трубопроводах стояки и подводы к приборам в первой части системы прокладывают скрыто (в бороздах).

Расчетную температуру поверхности нагревательных приборов при питании по схеме снизу вверх определяют из условия, что температура прибора равна температуре выходящей из него воды. Как в первой, так и во второй части системы температуру приборов принимают равной 95°C .

Эту систему отопления присоединяют к тепловым сетям ТЭЦ или районным котельным с высокотемпературной водой, так как получить перегретую воду в местных отопительных котельных невозможно.

Основным преимуществом системы ДСЧ по сравнению с другими системами отопления является небольшой расход труб на ее устройство и возможность ее непосредственного присоединения к тепловым сетям ТЭЦ без применения водоструйных приборов (элеваторов).

К недостаткам системы ДСЧ относятся: возможность поступления в помещения значительных количеств пара при нарушении герметизации трубопроводов и приборов, так как часть перегретой воды при атмосферном давлении мгновенно превращается в пар; необходимость применения термозупа для регулировки приборов в первой части системы, так как регулировка на ощупь (рукой) не дает необходимых результатов; необходимость установки дроссельных шайб.

§ 36. ПРИСОЕДИНЕНИЕ РАСШИРИТЕЛЬНОГО СОСУДА К ТРУБОПРОВОДУ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ИСКУССТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Как указывалось ранее, расширительный сосуд в насосной системе отопления присоединяется, как правило, к обратной магистрали трубопровода перед всасывающим патрубком циркуляционного насоса. В некоторых случаях, например при обслуживании котельной нескольких систем отопления в отдельных зданиях, расширительный сосуд может быть присоединен к обратному трубопроводу и вне котельной, но с непременным условием,

чтобы при выключении отдельных систем отопления он был присоединен к действующей (невключенной) системе.

Место присоединения расширительного сосуда к трубопроводу насосной системы оказывает большое влияние на распределение в ней давления.

В любой точке трубопровода системы должно быть избыточное давление (выше атмосферного), так как при несоблюдении этого условия возможно вскипание воды, приводящее к парообразованию, разрыву струи и, следовательно, прекращению нормальной циркуляции воды.

При работе насоса в одной части системы происходит всасывание воды, а в другой — ее нагнетание. Из всех участков трубопровода системы отопления, расположенных между всасывающим патрубком насоса и точкой присоединения расширительного сосуда, вода будет подсасываться, а в остальные участки трубопровода, находящиеся между этой точкой и нагнетательным патрубком насоса, — нагнетаться. Точка присоединения расширительного сосуда к трубопроводу называется точкой постоянного давления, так как после пуска в действие насоса давление в ней не меняется. Точка эта является границей участков, где кончается нагнетание и начинается всасывание.

Для установления причины вскипания воды в трубах рассмотрим элементарную схему циркуляционного кольца системы отопления, в котором расширительный сосуд присоединен к подающей магистрали, проложенной на чердаке (рис. VII.15).

При действующем насосе на участках кольца 1-2-3-4-5 вода будет всасываться, а на участках 5-6-7-1 — нагнетаться. Так как точка 1 является точкой постоянного давления, то в ней, при действующем и бездействующем насосе, давление $p_1 = p_a + h_1 \gamma$, где p_a — атмосферное давление на поверхность воды в расшири-

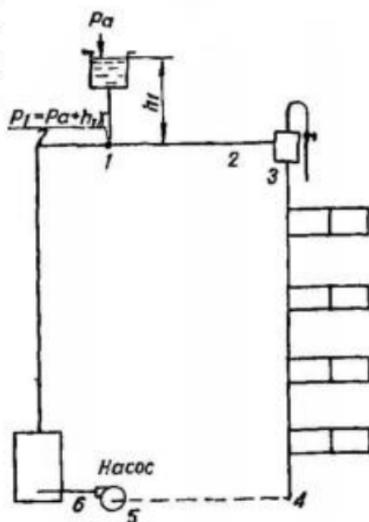


Рис. VII.15. Схема присоединения расширительного сосуда к подающей магистрали

тельном сосуде; $h_1\gamma$ — давление столба воды высотой h_1 при объемном весе воды γ .

Это объясняется тем, что уровень воды в расширительном сосуде в обоих случаях остается неизменным. Постоянство уровня воды в расширительном сосуде есть следствие свойства замкнутого циркуляционного кольца, по которому количество циркулирующей воды, поступающей в точку 1, равно количеству воды, уходящей от этой точки.

При действующем насосе давление в точке 2

$$p_2 = p_a + h_1\gamma - \Sigma (Rl + Z)_{1-2},$$

где $\Sigma (Rl + Z)_{1-2}$ — потеря давления, расходуемого на преодоление сопротивлений на участке трубопровода 1-2.

Если потеря давления на участке 1-2 будет больше, чем $h_1\gamma$, то давление в точке 2 станет меньше атмосферного давления, т. е. в точке 2 возникнет разрежение, в результате которого вода может закипеть даже при температуре 80—90°C. При более низкой температуре воды парообразования может и не возникнуть, но возможен подсос воздуха из воздухоотборников. Подсос воздуха приведет к вытеснению части воды из системы через переливную трубу расширительного сосуда, вследствие чего часть подающей магистрали может оказаться без воды, что нарушит циркуляцию воды в системе.

§ 37. УСТАНОВКА И СХЕМА ОБВЯЗКИ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ

В системах водяного отопления с искусственной циркуляцией воды для перемещения воды в трубопроводе и создания необходимого давления в системе используются циркуляционные насосы.

В качестве циркуляционных насосов чаще всего применяются центробежные насосы (рис. VII.16). Однако эти насосы, имеющие большую производительность и развивающие большое давление, применяются лишь в системах отопления, обслуживающих здания значительной кубатуры или несколько зданий из общей котельной. Применять центробежные насосы для систем отопления с малым циркуляционным давлением экономически невыгодно, так как в этих случаях они работают с низким коэффициентом полезного действия. Поэтому в индивидуальных котельных, обслуживающих одно здание, во мно-

гих случаях можно рекомендовать к установке диагональные насосы конструкции ЦНИПС (рис. VII.17).

Эти насосы, обладая малыми габаритами, не требуют отдельной площади в котельной, так как могут монтироваться непосредственно на трубопроводе (как в горизонтальном, так и в вертикальном положении).

Рис. VII.16. Общий вид центробежного насоса на одной оси с электродвигателем

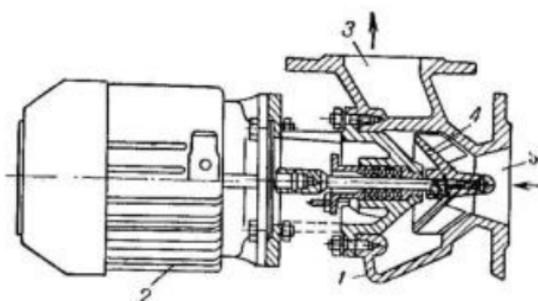
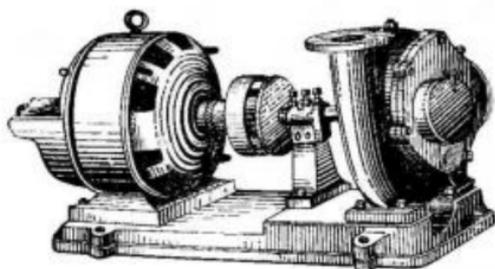


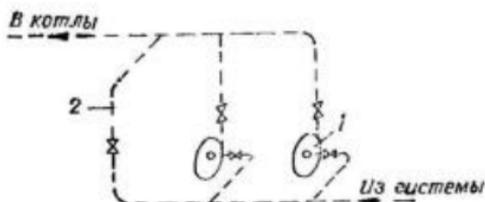
Рис. VII.17. Диагональный насос ЦНИПС

1 — чугунный корпус; 2 — фланцевый электродвигатель; 3 — нагнетательный патрубок; 4 — рабочее колесо; 5 — всасывающий патрубок

Циркуляционные насосы устанавливаются на обратной магистрали перед котлами и снабжают обводной линией (рис. VII.18), позволяющей регулировать их работу. Обводная линия включается в действие в случаях прекращения работы сразу двух насосов (например, при

Рис. VII.18. Схема трубной обвязки циркуляционного насоса

1 — насос; 2 — обводная линия



прекращении подачи электроэнергии). При остановке насосов через обводную линию возможна, хотя и в незначительной степени, естественная циркуляция воды в системе. Фактическое давление, развиваемое насосом при работе системы, определяется как разность показаний

манометров на нагнетательном и всасывающем патрубках насоса, устанавливаемых на одном уровне.

Для уменьшения шума в помещении отапливаемого здания, возникающего при работе насосов, фундаменты под насосы нельзя связывать со строительными конструкциями здания. Под насосы обычно устраивают фундаменты специальной конструкции с применением звукопоглощающих прокладок и других средств, снижающих шум. Более подробные сведения о мероприятиях по борьбе с шумом приводятся в § 79.

Насос для системы отопления подбирается по производительности и давлению.

Производительность насоса в $m^3/ч$ определяется по формуле

$$V = \frac{Q}{c \gamma (t_r - t_o)}, \quad (\text{VII.1})$$

где Q — тепловая нагрузка котельной в $ккал/ч$;
 $t_r - t_o$ — температурный перепад в $град$;
 γ — объемный вес воды, принимаемый для средней температуры теплоносителя, в $кг/м^3$;
 c — теплоемкость воды в $ккал/кг \cdot град$ ($c=1$).

Необходимое давление в $м вод. ст.$ определяется по формуле

$$p_{нас} = \Sigma (Rl + Z), \quad (\text{VII.2})$$

где $\Sigma (Rl + Z)$ — потеря давления в самом невыгодном циркуляционном кольце системы отопления в $м вод. ст.$

Мощность электродвигателя в $квт$

$$N = \frac{V p_{нас}}{3600 \gamma \eta_g \cdot 102}, \quad (\text{VII.3})$$

где η — к. п. д. насоса;
 η_g — к. п. д. электродвигателя.

Зная необходимую производительность и расчетное давление, циркуляционный насос подбирают по рабочим характеристикам, которые приводятся в справочниках по санитарной технике, или по каталогам заводов-изготовителей.

Если расчетные производительность, давление и число оборотов насоса не совпадают с паспортными данными завода, производят перерасчет этих величин по формулам:

$$V_1 = V \frac{n_1}{n}; \quad (\text{VII.4})$$

$$p_1 = p \left(\frac{n_1}{n} \right)^2, \quad (\text{VII.5})$$

$$N_1 = N \left(\frac{n_1}{n} \right)^3, \quad (\text{VII.6})$$

где V , p и N — соответственно производительность, давление и мощность насоса при числе оборотов n ;

V_1 , p_1 и N_1 — необходимые для данной конкретной системы производительность, давление и мощность насоса при числе оборотов n_1 .

Если же число оборотов выбранного центробежного насоса не совпадает с числом оборотов электродвигателя, тогда применяют клиноременную передачу, а диаметры шкивов электродвигателя $d_э$ и насоса $d_н$ определяют по формуле

$$\pi d_н n_н = \pi d_э n_э,$$

или

$$\frac{d_н}{d_э} = \frac{n_э}{n_н}. \quad (\text{VII.7})$$

§ 38. КОМПЕНСАТОРЫ

В некоторых насосных системах отопления (например, в отопительных системах производственных помещений) вода может иметь температуру выше 95°C и даже 130 — 150°C .

При таких температурах длина трубопроводов значительно увеличивается — примерно на $1,5$ — 2 мм на каждый метр. Более точно величину удлинения в см определяют по формуле

$$\Delta l = 0,012 l t,$$

где l — длина трубопровода в м;
 t — температура воды в $^\circ\text{C}$.

В ряде случаев такое удлинение может привести к повреждению трубопровода (разрывам в соединениях, искривлению и др.). Для восприятия этих удлинений служат компенсаторы, которые устанавливают на прямых участках большой протяженности.

Компенсаторы бывают П-образного вида, согнутыми из труб (рис. VII.19) и сальниковыми (рис. VII.20).

Их устанавливают между двумя «мертвыми» точками, т. е. между двумя опорами, неподвижно закрепляющими трубопровод.

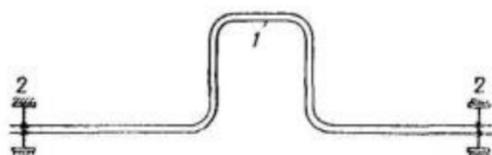


Рис. VII.19. Компенсатор, согнутый из стальной трубы

1 — компенсатор; 2 — неподвижные (мертвые) опоры

Наибольшее распространение получили П-образные компенсаторы, надежные в работе и не требующие ухода. Чтобы избежать скопления воздуха в этих компенсаторах, их устанавливают в горизонтальной плоскости, параллельно оси трубопровода.

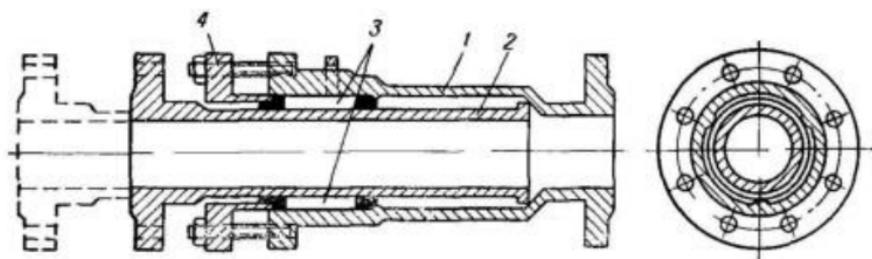


Рис. VII.20. Сальниковый компенсатор

Сальниковый компенсатор (рис. VII. 20) состоит из корпуса 1, в котором перемещается стакан 2. Для устранения утечки воды между стенками корпуса и стакана служит сальниковая набивка 3, которая поджимается грундбуксой 4. При удлинении трубопровода стакан вдвигается в корпус, а при охлаждении трубопровода — выдвигается. По сравнению с П-образными сальниковые компенсаторы занимают мало места, но требуют ухода, так как в процессе эксплуатации их приходится подтягивать и периодически заменять сальниковые набивки. Компенсирующая способность сальниковых компенсаторов — от 100 до 200 мм. Их устанавливают, как правило, в стесненных местах на трубах диаметром от 100 мм и выше.

§ 39. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ИСКУССТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Влияние естественной циркуляции воды на действие системы отопления с искусственной циркуляцией. В системах водяного отопления с искусственной циркуляцией перемещение воды по трубам происходит не только под действием давления, развиваемого насосом, но и под влиянием естественного давления, возникающего вследствие разности объемных весов воды в горячем и обратном трубопроводах.

Из этих давлений естественное давление является переменной величиной, по-разному (в зависимости от вида системы) влияющей на распределение давления и теплоотдачу приборов по этажам. Давление же, развиваемое насосом, не зависит от температуры и объемного веса перемещаемой воды и практически является постоянной величиной.

Так, специально проведенные исследования показали, что в вертикальных однетрубных насосных системах отопления естественное давление способствует равномерной циркуляции воды в нагревательных приборах независимо от того, на каком этаже установлен прибор. В двухтрубных же системах отопления, как уже указывалось выше, циркуляция воды в нагревательных приборах неравномерна, в результате чего происходит перегрев приборов верхнего и недогрев приборов нижнего этажей.

Поэтому для уменьшения разницы прогрева приборов верхних и нижних этажей насосные двухтрубные системы лучше регулировать при температуре воды в котлах, соответствующей средней наружной температуре отопительного периода. Так, для Москвы, средняя температура отопительного периода которой равна $-5,2^{\circ}\text{C}$, регулировку системы лучше производить при температуре воды в котле 50°C .

Особенности расчета трубопроводов насосных систем отопления. Расчет трубопроводов насосных систем отопления отличается от расчета трубопроводов систем с естественной циркуляцией воды определением располагаемого давления. В насосных системах располагаемое давление складывается из давления, возникающего в результате охлаждения воды в приборах и трубопроводе, и давления, создаваемого насосом. Давление от охлаждения воды в приборах и трубопроводе следует учитывать в размере 50—70% его максимальной величины. Если естест-

венное давление, возникающее от охлаждения воды в приборах и трубопроводах, не превышает 10% давления, создаваемого насосом, то его вообще не учитывают.

Кроме того, в отличие от систем с естественной циркуляцией воды, потери давления в трубопроводах насосной системы определяются предельными скоростями движения воды в трубах и возможностью увязки давлений в отдельных кольцах.

За величину располагаемого давления в насосных системах принимают давление, создаваемое насосом. При присоединении системы отопления непосредственно к тепловым сетям централизованного теплоснабжения оно равно разности давлений в наружной сети (подающего и обратного трубопровода) на вводе в здание; для систем отопления, работающих от котельной, но с перспективой присоединения их к тепловым сетям посредством элеватора, — не более 1000—1200 кгс/м²; для систем, которые не имеют перспектив присоединения к централизованному теплоснабжению, оно определяется исходя из максимально предельно допустимых скоростей движения воды в трубопроводах (см. табл. VII.1).

Таблица VII.1

| Диаметр трубопровода в мм | Предельные скорости движения теплоносителя в трубопроводах систем отопления в м/сек при теплоносителе | | | | |
|---------------------------|---|---|-----------|--|-----------|
| | воде | паре с давлением на вводе до 0,7 атм и при движении пара и конденсата | | паре с давлением на вводе более 0,7 атм и при движении пара и конденсата | |
| | | попутном | встречном | попутном | встречном |
| 15 | 0,3 | 14 | 10 | 25 | 17 |
| 20 | 0,5 | 18 | 12 | 40 | 28 |
| 25 | 0,8 | 22 | 14 | 50 | 35 |
| 32 | 1 | 23 | 15 | 55 | 38 |
| 40 | 1,5 | 25 | 17 | 60 | 42 |
| 50 | 1,5 | 30 | 20 | 70 | 49 |
| Более 50 | 1,5 | 30 | 20 | 80 | 56 |

В системах водяного отопления потери давления в циркуляционных кольцах не должны различаться более чем на 15% в однотрубных системах и двухтрубных системах с попутным движением воды и на 25% в двух-

трубных тупиковых системах. Уклоны магистральных трубопроводов принимают не менее 0,002.

В остальном трубопроводы насосной системы отопления рассчитываются аналогично трубопроводам систем отопления с естественной циркуляцией воды.

Особенности расчета трубопроводов систем водяного отопления с попутным движением воды. Системы отопления с попутным движением воды имеют все циркуляционные кольца одинаковой длины. Без учета дополнительного давления от охлаждения воды в трубопроводах можно считать, что в кольцах всех приборов, расположенных на одном уровне по отношению к котлу, циркуляционное давление также одинаково. В соответствии с этим во всех указанных кольцах будут одинаковыми и удельные потери давления на трение (на 1 м длины трубопровода) — R .

Казалось бы, что вследствие равенства длин и давлений в кольцах не имеет значения, с какого кольца следует начинать расчет трубопроводов. Однако практика расчета показывает, что удобнее принимать следующую последовательность расчета:

вначале рассчитать кольцо нижнего прибора среднего стояка; затем рассчитать кольцо нижнего прибора ближайшего к котлу стояка (считая по движению горячей воды), в результате чего будут определены диаметры всех участков обратной магистрали; далее рассчитать кольцо нижнего прибора последнего стояка (по ходу движения горячей воды), в результате чего будут определены диаметры всех участков подающей магистрали, и уже после того, как будут известны диаметры горячей и обратной магистралей, приступить к расчету остальных циркуляционных колец.

Если не придерживаться такой последовательности, то можно неправильно подобрать диаметры труб в отдельных кольцах, в результате чего в этих кольцах вода будет циркулировать через обратные трубопроводы, т. е. будет иметь место циркуляция воды по стояку снизу вверх.

Обратная циркуляция возникает в том случае, когда давление, создаваемое насосом в точке присоединения обратного стояка к обратной магистрали, будет больше давления в точке присоединения подающего стояка к подающей магистрали. В случае равенства этих давлений никакой циркуляции воды в стояке не будет.

Для уяснения сказанного рассмотрим схему системы отопления с попутным движением воды, изображенную на рис. VII.21.

Давление, развиваемое насосом, примем равным 1000 кгс/м^2 .

Потери давлений в отдельных участках системы показаны на схеме. Определим давление в точках 2 и 6. Давление в точке 2 $p_2 = 1000 - (500 + 130) = 370 \text{ кгс/м}^2$, а в точке 6 $p_6 = 1000 - (500 + 40 + 50) = 410 \text{ кгс/м}^2$.

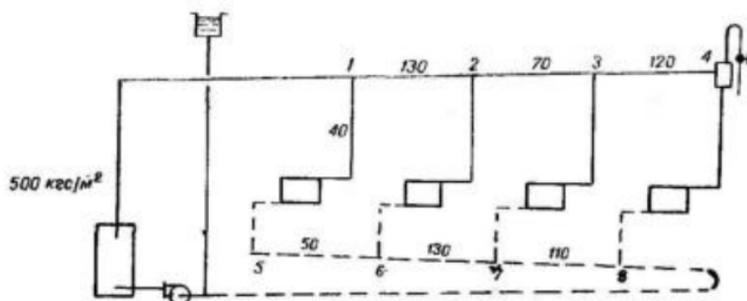


Рис. VII.21. Схема системы отопления с верхней разводкой и попутным движением воды (к примеру расчета)

Так как давление p_6 больше p_2 , то движение по стояку будет происходить снизу вверх (обратная циркуляция).

Рассмотрим давление в точках 3 и 7. Давление в точке 3 $p_3 = 1000 - (500 + 130 + 70) = 300 \text{ кгс/м}^2$, а в точке 7 $p_7 = 1000 - (500 + 40 + 50 + 130) = 280 \text{ кгс/м}^2$.

Так как давление p_3 больше давления p_7 , то по стояку 3—7 вода будет двигаться сверху вниз (нормальная циркуляция). В стояках 1—5 и 4—8 также будет нормальная циркуляция воды.

Из приведенного примера следует, что, во избежание неправильного действия систем отопления с попутным движением воды, необходимо тщательно рассчитывать каждое циркуляционное кольцо.

§ 40. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ИСКУССТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

В настоящее время для отопления зданий находят применение преимущественно водяные системы с искусственным (насосным) побуждением.

Насосные системы с большим радиусом действия позволяют отапливать из одного центра большое число зданий независимо от их кубатуры.

Возможность, кроме того, применения в качестве теплоносителя воды различной температуры (от 90 до 150°C) позволяет использовать насосные системы для отопления зданий любого назначения.

При насосной системе нет необходимости углублять котельные, так как они позволяют отапливать не только

помещения, находящиеся на одном уровне с котельной, но и расположенные ниже ее. Возможность использования в этой системе высокотемпературной воды с большими скоростями движения по трубам позволяет применять сравнительно небольшие диаметры труб и устанавливать меньше нагревательных приборов.

Наряду с большими достоинствами насосные системы отопления имеют и некоторые недостатки, к основным из которых относится зависимость их работы от непрерывного снабжения электроэнергией, так как при длительной остановке насосов возникает опасность замерзания воды в отдельных частях систем. Кроме того, при работе насосов и электродвигателей возникает шум, который по трубам передается в помещения; для устранения шума приходится устраивать звукопоглощающие фундаменты и устанавливать специальные звукоглушители.

Глава VIII

ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 41. СВОЙСТВО ПАРА КАК ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В СИСТЕМАХ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

В системах парового отопления используется свойство пара выделять при конденсации скрытую теплоту парообразования.

Как известно, температура воды в процессе ее кипения при неизменном давлении не повышается, и все тепло, подводимое к воде, расходуется на парообразование. Тепло, расходуемое на превращение воды в пар, называют *теплотой парообразования*.

Теплота парообразования значительно превышает теплосодержание воды. Так, если при давлении 0,1 ати теплосодержание кипящей воды равно 101,8 ккал/кг, то теплота парообразования составляет 538,1 ккал/кг. Полное теплосодержание пара равно $101,8 + 538,1 = 639,9$ ккал/кг.

Пар, непосредственно соприкасающийся с кипящей водой, называют *влажным насыщенным паром*. При дальнейшем подогревании влажного насыщенного пара он переходит вначале в *сухой насыщенный*, а затем в пе-

регретый пар. На практике для осушения влажного насыщенного пара увеличивают паровое пространство котла или применяют паросборники (сухопарники), что позволяет отдалить место отбора пара от поверхности кипящей воды.

В системах отопления находит применение, как правило, сухой насыщенный пар, давлению которого всегда соответствует определенная температура. Понижение этой температуры при неизменном давлении приводит к конденсации пара, т. е. превращению последнего в воду, которая в момент образования имеет температуру пара.

Количество тепла, расходуемого на испарение воды, при увеличении давления пара уменьшается. Свойства водяного пара приведены в табл. VIII.1.

Таблица VIII.1

| Давление в кгс/см ² | Температура в °С | Объем 1 кг пара в м ³ | Вес 1 м ³ пара в кг | Теплота испарения 1 кг пара в ккал | Полное тепло- содержание 1 кг пара в ккал |
|-----------------------------------|---------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|---|--|
| 1 | 99,1 | 1,722 | 0,5807 | 539,7 | 639,3 |
| 1,2 | 104,2 | 1,4521 | 0,6887 | 536,5 | 641,3 |
| 1,6 | 112,7 | 1,1096 | 0,9013 | 531,2 | 644,7 |
| 2 | 119,6 | 0,9006 | 1,1104 | 526,8 | 647,2 |
| 3 | 132,8 | 0,6163 | 1,6224 | 518 | 652 |
| 4 | 142,8 | 0,4708 | 2,1239 | 511,2 | 655,4 |
| 5 | 151 | 0,382 | 2,6177 | 505,9 | 658,1 |

Пар, имея объемный вес в 1400—1500 раз меньший объемного веса воды, при температуре, которая применяется для систем водяного отопления, является более транспортабельным теплоносителем. Эта особенность пара позволяет применять его для отопления многоэтажных зданий и транспортировать на большие расстояния. Если средняя скорость воды в системе водяного отопления не превышает 0,7—0,8 м/сек, то средняя скорость пара в системе парового отопления обычно больше 20 м/сек. Вследствие большой скорости движения пара и значительного количества тепла, которое пар отдает, конденсируясь в приборах, для парового отопления можно применять трубопроводы с диаметрами меньшими, чем в водяных системах отопления.

Пар вытесняет воздух через конденсаторпровод в атмосферу. Для парового отопления применяются те же нагревательные приборы, что и для систем водяного отопления.

§ 42. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

В зависимости от давления пара, применяемого в качестве теплоносителя, системы парового отопления подразделяются на системы низкого и высокого давления и на вакуум-паровые системы.

Системами парового отопления низкого давления принято называть системы с давлением пара до 0,7 ати, *высокого давления* — с давлением пара больше 0,7 ати и *вакуум-паровыми* — системы, в которых давление пара ниже атмосферного.

Системы парового отопления низкого и высокого давления в свою очередь подразделяются на *открытые* (сообщающиеся с атмосферой) и *закрытые* (несообщающиеся с атмосферой) системы, на системы с непосредственным возвратом конденсата в котел и с возвратом конденсата в конденсационный бак и последующей его перекачкой в котел.

По расположению трубопроводов паровые системы могут быть *двухтрубными* и *однотрубными*, с *верхней*, *нижней* и *средней* разводкой паровых магистралей. Конденсаторпроводы в этих системах могут быть *сухими* и *мокрыми*. *Сухими* называют конденсаторпроводы, в которых при работе системы конденсат течет неполным сечением и при перерывах в работе системы конденсаторпровод полностью освобождается от воды. Конденсаторпроводы, которые как при работе системы, так и при ее остановке всегда заполнены водой, принято называть *мокрыми*.

Сухие конденсаторпроводы одновременно с отводом воды из системы служат также для выпуска из нее воздуха. Для удаления воздуха из систем отопления с мокрым конденсаторпроводом необходима прокладка воздушного трубопровода выше уровня воды в конденсаторпроводе.

Конденсаторпроводы могут быть *самотечными*, в которых конденсат свободно перемещается по трубопроводу, проложенному с уклоном по направлению движения воды, и *напорными*, в которых конденсат перемещается насосом.

Принцип действия системы парового отопления заключается в следующем. Пар поступает в нагревательные приборы за счет разности давлений при выходе его из котла и перед нагревательным прибором. В нагревательных приборах пар конденсируется. Образующаяся в них вода отводится по конденсатопроводам в котельную, где она самотеком поступает в котлы или в конденсационный бак, из которого ее перекачивают в котлы центробежным насосом. Принципиальную схему системы парового отопления см. на рис. 1.3.

Уклоны труб. Во всех паропроводах, даже хорошо изолированных, из-за теплоотдачи труб в окружающий воздух происходит некоторая конденсация пара. Особенно интенсивно этот процесс протекает в начале пуска системы, когда пар прогревает холодные поверхности труб и приборов.

Встречное движение пара и конденсата в паропроводах сопровождается резкими гидравлическими ударами и образованием водяных пробок. Чтобы конденсат мог стекать из паропроводов, как правило, прокладывают с уклоном не менее 0,002 в сторону движения пара. С таким же уклоном в сторону котельной прокладывают и конденсатопровод.

Для паропроводов, имеющих уклон против движения пара, величину уклона принимают не менее 0,005.

§ 43. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Система отопления с верхней разводкой и самотечным возвратом конденсата в котел (с сухим конденсатопроводом). Из схемы, показанной на рис. VIII.1, видно что под действием разности давлений в котле и нагревательных приборах пар из котла поднимается по главному стояку 1 в магистральный паропровод 2 и далее по паровым стоякам 3 и ответвлениям 4, на которых установлены паровые вентили, поступает в нагревательные приборы. В нагревательных приборах пар конденсируется, отдавая тепло через стенки прибора отапливаемому помещению. Образующийся при этом конденсат по конденсационным стоякам 5 и сборному конденсатопроводу 6, прокладываемому с уклоном в направлении его движения, самотеком возвращается в котел. Как видно из схемы, котел

расположен значительно ниже нагревательных приборов, чтобы столб конденсата между сечениями I—I и II—II высотой h уравновешивал давление пара в котле. Так, при давлении пара 0,2 ати высота столба конденсата h

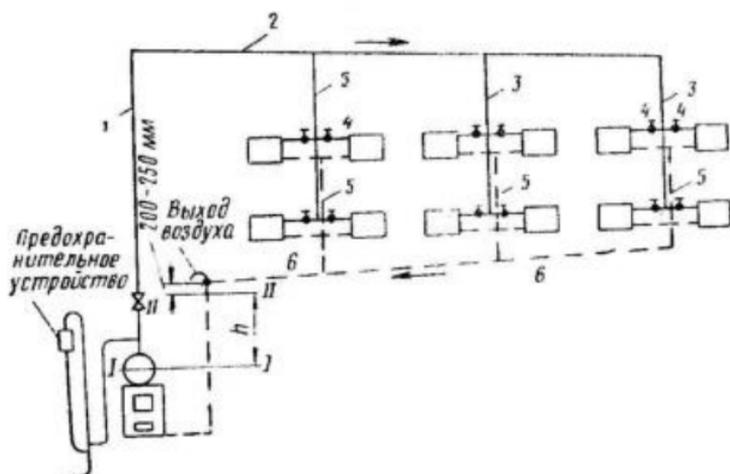


Рис. VIII.1. Схема системы парового отопления низкого давления с верхней разводкой и сухим конденсатопроводом

должна быть равна 2 м. Точка присоединения воздушной трубки в конденсатопроводе должна лежать выше уровня воды II—II не меньше чем на 200 мм. При этом условии конденсатопровод не будет полностью заполняться водой.

Система отопления с нижней разводкой и самотечным возвратом конденсата. Схема, приведенная на рис. VIII. 2, отличается от предыдущей лишь положением магистрального паропровода. Для отвода конденсата из магистрального паропровода конец последнего соединен в точке a с конденсатопроводом петель (рис. VIII.3.). Петля служит водяным затвором, препятствующим прониканию пара в конденсатопровод. При работе системы под влиянием давления пара вода в петле будет находиться на разных уровнях; разность этих уровней h уравновесит давление пара в точке присоединения петли к магистральному паропроводу. В нижней точке петли имеется тройник с пробкой I , которая служит для спуска воды и прочистки петли.

Непосредственное присоединение паровой магистрали к конденсатопроводу (без петли) привело бы к прорыву

ву пара в конденсационную магистраль и гидравлическим ударам.

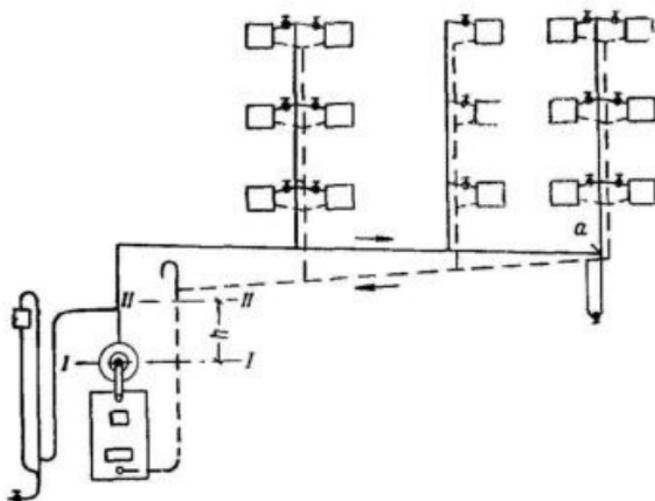


Рис. VIII.2. Схема системы парового отопления низкого давления с нижней разводкой и мокрым конденсатопроводом



Рис. VIII.3. Петля из стальных труб для отвода конденсата из паропровода

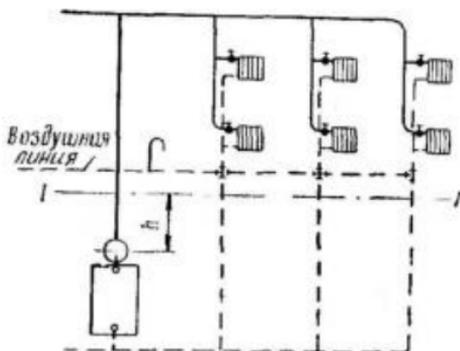


Рис. VIII.4. Схема системы парового отопления низкого давления с верхней разводкой и мокрым конденсатопроводом

Система отопления с верхней разводкой пара и мокрым конденсатопроводом (рис. VIII. 4). При работе системы вода под давлением пара доходит в конденсационных стояках до уровня I—I, вследствие чего конденса-

ционная магистраль полностью заливается водой. Для отвода воздуха из системы прокладывают воздушную линию, к которой выше уровня $I-I$ присоединены все конденсационные стояки.

Система отопления с нижней разводкой пара и мокрым конденсатопроводом (рис. VIII. 5). В отличие от системы отопления с нижним распределением пара и с су-

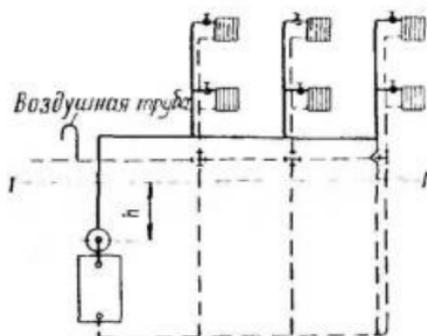


Рис. VIII.5. Схема системы парового отопления с нижней разводкой и мокрым конденсатопроводом

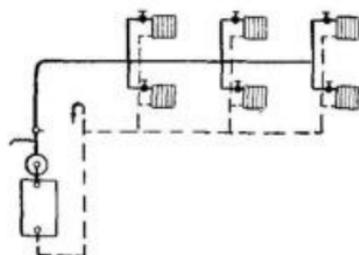


Рис. VIII.6. Схема системы парового отопления низкого давления со средней разводкой паропровода

хим конденсатопроводом, схема которой показана на рис. VIII. 2, в рассматриваемой системе нет необходимости устраивать для отвода конденсата петли, так как каждый стояк, заполненный конденсатом до уровня $I-I$, являясь гидравлическим затвором, препятствующим поступлению пара в конденсационную магистраль.

Система отопления со средней разводкой пара. В этой системе (рис. VIII. 6) паровая магистраль прокладывается под потолком одного из этажей. Часть системы, расположенная выше паровой магистрали, является той же системой с нижней разводкой, которая изображена на рис. VIII. 2. Другая ее часть, расположенная ниже паровой магистрали, аналогична системе с верхней разводкой, изображенной на рис. VIII. 1.

Вертикальные однотрубные системы парового отопления. В однотрубной системе парового отопления с нижней разводкой и мокрым конденсатопроводом (рис. VIII. 7) пар из котла 1 по паропроводу 2 подается к нагревательным приборам 3, на подводках к которым установлены угловые запорно-регулирующие вентили 4. Воздух из системы отопления удаляется через воздушные краны

5 у приборов и воздушные клапаны 6 на концах магистрального паропровода. Конденсат выходит из приборов через те же подводки и стояки, по которым поступает пар. Из стояков конденсат стекает в магистральный паропровод, по которому он движется в одном направлении

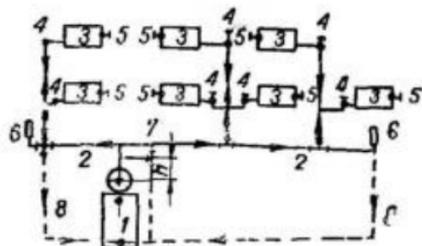


Рис. VIII.7. Схема однетрубной системы парового отопления с нижней разводкой и мокрым конденсатопроводом

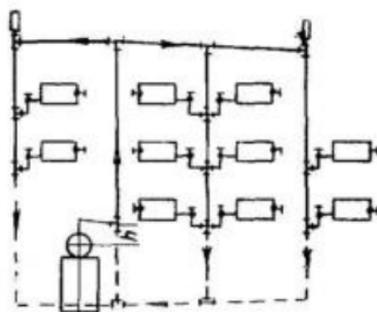


Рис. VIII.8. Схема однетрубной системы парового отопления низкого давления с верхней разводкой

с паром к концам паропровода, откуда по мокрому конденсатопроводу возвращается в котел. Предварительная осушка пара происходит в точке 7, из которой конденсат отводится по трубе 8 в котел. Расстояние от уровня воды в котле до точки 7 должно соответствовать давлению пара в котле плюс 200—250 мм (запас).

На рис. VIII. 8 изображена однетрубная система парового отопления с верхней разводкой. В этой системе пар и конденсат движутся по стоякам в одном направлении, а в подводках к приборам — навстречу один другому. Из-за встречных движений пара и конденсата, сопровождающихся сильными гидравлическими ударами и шумом в трубопроводах, вертикальные однетрубные паровые системы не нашли распространения.

Разомкнутая система отопления с перекачкой конденсата в котел. Рассмотренные выше схемы отопления с самотечным возвратом конденсата применяются для систем с давлением пара до 0,2 ати, так как при более высоком давлении появляется необходимость в заглублении котлов, чтобы вода из них не попадала в приборы. Поэтому если для системы требуется давление пара выше 0,2 ати или если нагревательные приборы необходимо расположить на одном уровне с котлом (и ниже), то при-

меняют так называемую разомкнутую систему (рис. VIII. 9) с установкой конденсационного бака и насоса для перекачки конденсата из бака в котел.

В разомкнутой системе парового отопления конденсатопровод, идущий от нагревательных приборов к конден-

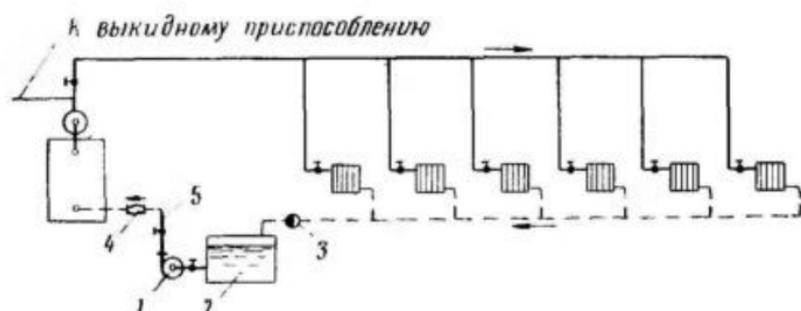


Рис. VIII.9. Схема разомкнутой системы парового отопления с перекачкой конденсата

1 — насос; 2 — конденсационный бак; 3 — конденсатоотводчик; 4 — обратный клапан; 5 — питательный трубопровод

сационному баку, пропускает конденсат неполным сечением: одновременно с конденсатом к конденсационному баку движется воздух, который через воздушную трубу бака отводится в атмосферу.

Для того чтобы насос мог перекачивать горячую воду, его приходится устанавливать под залив (ниже уровня дна конденсационного бака).

В системах с давлением пара выше 0,4 атм во избежание выхода пара в атмосферу через конденсационную магистраль на ее конце (перед конденсационным баком) устанавливают конденсатоотводчик.

Для предотвращения поступления воды из котла в конденсационный бак при остановке насоса на питающем трубопроводе перед котлом устанавливают обратный клапан.

§ 44. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Пар высокого давления используется как теплоноситель для систем отопления и вентиляции производственных и вспомогательных зданий, если он вырабатывается в заводских котельных для нужд производства. Кроме

того, пар высокого давления находит применение для передачи тепла на большие расстояния.

На рис. VIII.10 показана схема тупиковой системы парового отопления высокого давления с верхней разводкой пара. По этой схеме пар с давлением, необходимым для производственных нужд, подается из заводской ко-

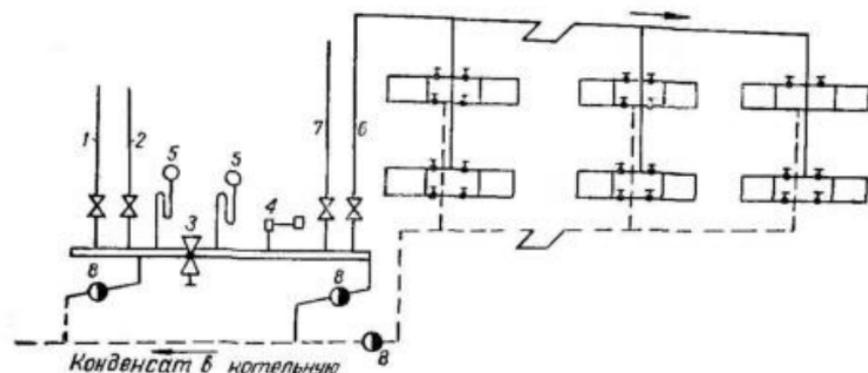


Рис. VIII.10. Схема системы парового отопления высокого давления с верхней разводкой пара

тельной по паропроводу 1 к парораспределительной гребенке, от которой он направляется по трубопроводу 2 в цехи. Если из котельной пар поступает под давлением ббльшим, чем это нужно для отопления и вентиляции, то для снижения давления на паропроводе к этим системам устанавливают редуционный клапан 3, а после него предохранительный клапан 4. При неисправности редуционного клапача открывается предохранительный клапан, отрегулированный на давление, необходимое для целей отопления, и давление в паропроводе понизится. Для измерения давления пара до и после редуционного клапана устанавливают манометры 5.

От распределительной гребенки по трубопроводу 6 пар поступает к системам отопления, а по трубопроводу 7 — к калориферам приточной вентиляции.

В системе парового отопления пар подается по магистральному паропроводу и стоякам к нагревательным приборам, на паровых и конденсационных подводках которых установлены паровые вентили для включения и выключения приборов. При установке вентиля только на паровой подводке прибор выключить нельзя, так как при закрытом вентиле пар будет поступать в прибор из

конденсационной магистрали. Для компенсации температурных удлинений паропровода и конденсационной магистрали устанавливают компенсаторы. Образующийся в паропроводах конденсат удаляется через конденсатоотводчики 8.

Кроме тупиковой схемы разводки трубопровода, показанной на рис. VIII.10, в ряде случаев в системах парового отопления высокого давления применяют и схему разводки трубопроводов с попутным движением пара и конденсата. При такой схеме исключается возможность попадания пара из ближайших к котлу приборов в конденсатопровод и образования в нем подпора конденсата, поступающего из дальних нагревательных приборов.

Системы парового отопления высокого давления, так же как и системы низкого давления, могут быть с нижней и средней разводкой пара.

§ 45. ВАКУУМ-ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Существенным недостатком систем парового отопления как низкого, так и высокого давления является ограниченность их применения. Органическая пыль, осаждающаяся на горячих поверхностях нагревательных приборов этих систем с высокой температурой (выше 100°C), пригорает и, разлагаясь, выделяет специфический неприятный запах. Этот недостаток исключается в так называемых вакуум-паровых системах, в которых температура на поверхностях нагревательных приборов всегда ниже 100°C .

В вакуум-паровой системе использовано свойство насыщенного пара снижать температуру при понижении его давления. Возможность поддержания температуры ниже 100°C на поверхностях нагревательных приборов объясняется созданием в системе вакуума (давления меньше атмосферного) при помощи вакуум-насоса, отсасывающего конденсат из системы и нагнетающего его в котел.

На рис. VIII.11 приведена схема вакуум-паровой системы отопления, в которой вакуум создается в приборах, конденсатопроводе, котле и паропроводах. Пар из котла 1 по паропроводу 2 поступает в нагревательные приборы 3. Конденсат попадает в котел по трубопроводу 4. Разность давлений в котле и конденсационной магистрали создается вакуум-насосом 5, соединенным с электродвигателем 6. Для включения и выключения насоса слу-

жат автоматический мембранный регулятор 7 и рубильник 8. Мембранный регулятор соединен с котлом и конденсатопроводом.

Интенсивность горения топлива, а следовательно, и паропроизводительность котла регулируется поддувальной дверцей, управляемой цепочкой 9 и автоматом 10, работающим от термостата 11.

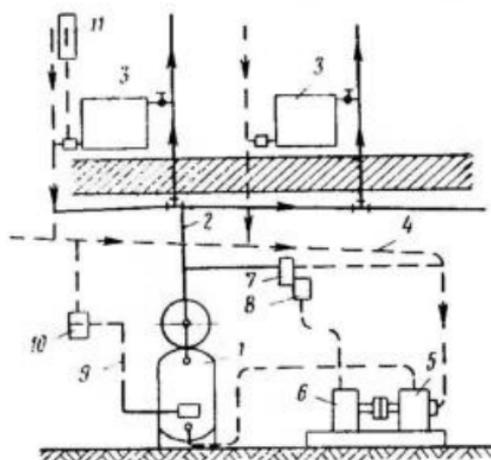


Рис. VIII.11 Схема вакуум-паровой системы отопления

На паровой подводке к каждому прибору установлен вентиль, а на конденсационной подводке — конденсатоотводчик термического действия, который пропускает воду и воздух, но задерживает пар. Во избежание подсоса воздуха монтаж таких систем должен быть выполнен тщательно, с обеспечением надлежащей герметичности соединений.

Вакуум-паровые системы находят применение за рубежом для отопления высотных зданий, к которым предъявляются повышенные гигиенические требования. Для вакуум-паровых систем применяются облегченные нагревательные приборы.

§ 46. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

А. Расчет трубопроводов систем парового отопления низкого давления

В системах парового отопления как низкого, так и высокого давления расчет паропровода ведется отдельно от расчета конденсатопровода.

Расчет паропровода. В системах парового отопления пар движется по паропроводу от котла до нагревательного прибора под действием разности давлений в котле и у нагревательного прибора.

Эта разность давлений и является располагаемым давлением, которое расходуется на преодоление сопротивлений в паропроводе между котлом и прибором. Давление пара p кгс/см² у котла принимается в зависимости от протяженности паропровода l , м:

| | |
|------------------------------|---------------------|
| $l < 100$ | $p = 0,05 \div 0,1$ |
| $l = 100 \div 200$ | $p = 0,1 \div 0,2$ |
| $l = 200 \div 300$ | $p = 0,2 \div 0,3$ |
| $l = 300 \div 400$ | $p = 0,3 \div 0,5$ |

Для разомкнутой системы парового отопления, часто применяемой для обогрева из одной котельной нескольких зданий, или три питания паром пароводоподогревателей и калориферов давление p можно принимать равным 0,5—0,7 кгс/см². Давление пара перед нагревательным прибором принимают равным 150—200 кгс/м².

Метод расчета паропроводов низкого давления аналогичен методу расчета трубопроводов водяного отопления. При предварительном расчете паропроводов принимают, что на преодоление сопротивлений трения расходуется 65% располагаемого давления. Разделив это давление на длину паропровода от котла до прибора, определяют удельную потерю давления на трение $R_{ср}$. По величине $R_{ср}$ и тепловым нагрузкам участков паропровода подбирают их диаметры, соответствующие фактические значения R и скорости v в м/сек, пользуясь таблицами приложения 13. Эти таблицы составлены для среднего значения объемного веса пара, поскольку его объемный вес при низких давлениях изменяется в незначительных пределах.

Коэффициенты местных сопротивлений для паропроводов принимают, как и для водяного отопления, по приложению 9.

Далее подсчитывают потерю давления на преодоление сопротивлений трения Rl на отдельных участках и ΣRl для всей расчетной ветви паропровода. Потери давления на преодоление местных сопротивлений Z определяют по табл. приложения 14 и затем подсчитывают ΣZ для всей рассчитываемой ветви паропровода. На сопротивления, не учтенные расчетом паропроводов, следует предусматривать запас в размере до 10%.

После определения диаметров ветви паропровода с наиболее неблагоприятно расположенным прибором переходят к определению диаметров участков ветвей па-

ропровода других нагревательных приборов. Потери давления во взаимосвязанных частях систем не должны различаться между собой более чем на 25%.

Для обеспечения бесшумной работы системы скорости движения пара в трубах не должны превышать величин, приводимых ранее в табл. VII.1.

Расчет конденсатопроводов. Диаметры конденсатопроводов подбирают по приложению 15 в зависимости от их длины, количества тепла, выделяемого паром при конденсации, и вида конденсатопровода (сухой, мокрый, вертикальный, горизонтальный).

Пример VIII.1. Рассчитать трубопровод системы парового отопления низкого давления, схема которого изображена на рис. VIII.12. Номера участков, тепловые нагрузки и длины участков указаны на схеме.

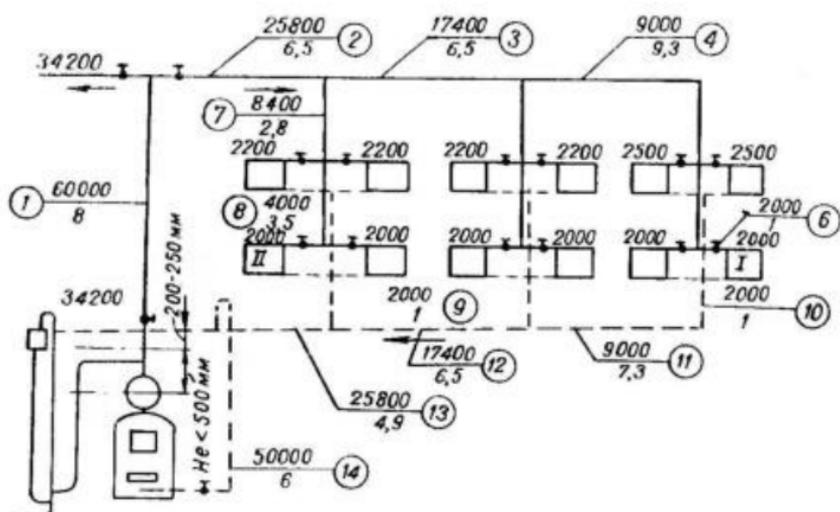


Рис. VIII.12. Схема системы парового отопления низкого давления (к примеру расчета VIII.1)

Решение. Расстояние от котла до наиболее неблагоприятно расположенного прибора I равно $8 + 6,5 + 6,5 + 9,3 + 3,5 + 1 = 34,8$ м. Для этой длины принимаем давление пара при выходе из котла равным 500 кгс/м^2 . Конечное давление пара перед нагревательным прибором 150 кгс/м^2 .

Для принятых давлений пара располагаемое давление составит $500 - 150 = 350 \text{ кгс/м}^2$.

Принимая на преодоление сопротивлений трения 65% располагаемого давления, определяем удельную потерю давления

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65 \cdot 350}{34,8} = 6,5 \text{ кгс/м}^2.$$

По таблице приложения 13 по $R_{\text{ср}} = 6,5 \text{ кгс/м}^2$ и тепловым нагрузкам участков подбираем соответствующие им диаметры труб, фактические значения $R \text{ кгс/м}^2$ и скорости $v \text{ м/сек}$.

Таблица VIII.2

| № участка | Тепловая нагрузка в ккал/ч | Длина участка l в м | Диаметр трубы d в мм | Скорость пара v в м/сек | Потеря давления на трение на 1 м длины R в кгс/м ² | Потеря давления на трение на всем участке в кгс/м ² | $\Sigma \zeta$ | Z , кгс/м ² | $Rl + Z$, кгс/м ² |
|-----------|----------------------------|-----------------------|------------------------|---------------------------|---|--|----------------|--------------------------|-------------------------------|
|-----------|----------------------------|-----------------------|------------------------|---------------------------|---|--|----------------|--------------------------|-------------------------------|

Паропровод от котла до наиболее удаленного прибора I

| | | | | | | | | | |
|---|--------|-----|----|-------|-----|-------|------|-------|-------|
| 1 | 60 000 | 8 | 50 | 17,55 | 5,3 | 42,4 | 3,5 | 35,65 | 78,05 |
| 2 | 25 800 | 6,5 | 40 | 15,4 | 5,5 | 35,75 | 3 | 23,1 | 58,85 |
| 3 | 17 400 | 6,5 | 40 | 10,85 | 3 | 19,5 | 1 | 3,86 | 23,36 |
| 4 | 9 000 | 9,3 | 25 | 12,9 | 8 | 74,4 | 2,5 | 13,65 | 88,05 |
| 5 | 4 000 | 3,5 | 20 | 8,95 | 5,2 | 18,2 | 4 | 10,5 | 28,7 |
| 6 | 2 000 | 1 | 15 | 8,7 | 7 | 7 | 20,5 | 47,95 | 54,95 |

$$\Sigma (Rl + Z) = 331,96 \text{ кгс/м}^2$$

Паропровод от котла до прибора II ближайшего стояка

| | | | | | | | | | |
|---|-------|-----|----|-------|-----|------|------|-------|-------|
| 7 | 8 400 | 2,8 | 20 | 18,95 | 22 | 61,6 | 1,5 | 17,7 | 79,3 |
| 8 | 4 000 | 3,5 | 20 | 8,95 | 5,2 | 18,2 | 4 | 10,5 | 28,7 |
| 9 | 2 000 | 1 | 15 | 8,7 | 7 | 7 | 20,5 | 47,95 | 54,95 |

$$\Sigma (Rl + Z) = 162,95 \text{ кгс/м}^2$$

Полученные данные заносим в расчетный бланк (табл. VIII.2).

Далее для каждого участка подсчитываем потери давления на трение Rl и общую потерю давления на трение ΣRl в расчетной ветви паропровода.

Коэффициенты местных сопротивлений для участков находим по приложению 9.

Участок 1 ($d=50 \text{ мм}$):

| | |
|-------------------------------------|----------------------|
| выход из котла | $\zeta = 0,5$ |
| тройник на проходе | $\zeta = 1$ |
| вентиль с косым шпинделем | $\zeta = 2$ |
| | <hr/> |
| | $\Sigma \zeta = 3,5$ |

Участок 2 ($d=40 \text{ мм}$):

| | |
|---|-------------|
| тройник при разделении потока | $\zeta = 3$ |
|---|-------------|

Участок 3 ($d=40 \text{ мм}$):

| | |
|------------------------------|-------------|
| тройник на проходе | $\zeta = 1$ |
|------------------------------|-------------|

Участок 4 ($d=25$ мм):

| | |
|------------------------------|----------------------|
| тройник на проходе | $\zeta = 1$ |
| отвод 90° | $\zeta = 1,5$ |
| | $\Sigma \zeta = 2,5$ |

Участок 5 ($d=20$ мм):

| | |
|---------------------------------|--------------------|
| крестовина на проходе | $\zeta = 2$ |
| скоба | $\zeta = 2$ |
| | $\Sigma \zeta = 4$ |

Участок 6 ($d=15$ мм):

| | |
|----------------------------------|-----------------------|
| тройник на противотоке | $\zeta = 3$ |
| утка | $\zeta = 1,5$ |
| вентиль | $\zeta = 16$ |
| | $\Sigma \zeta = 20,5$ |

Потери давления на участках паропровода до прибора I

$$\Sigma (RI + Z) = 331,96 \text{ кгс/м}^2 \text{ (см. табл. VIII. 2).}$$

Запас давления $\frac{350 - 331,96}{350} 100 \approx 5\%$.

Рассчитав паропровод к наиболее удаленному от котла прибору I, переходим к расчету паропровода с участками 7, 8 и 9, ближайшего к котлу стояка с прибором II.

Располагаемое давление для этих участков равно потерям давления на участках 3, 4, 5 и 6, т. е. $23,36 + 88,05 + 28,7 + 64,95 = 195,06 \text{ кгс/м}^2$.

Отводя на преодоление сопротивлений трения 65% располагаемого давления, определяем удельную потерю давления на трение (на 1 м) при длине паропровода $2,8 + 3,5 + 1 = 7,3$ м:

$$R = \frac{0,65 \cdot 195,06}{7,3} = 17 \text{ кгс/м}^2.$$

Пользуясь приложением 13, подбираем по $R=17 \text{ кгс/м}^2$ и тепловым нагрузкам диаметры участков и фактические значения R и v . Данные заносим в табл. VIII.2.

Затем находим коэффициенты местных сопротивлений.

Участок 7 ($d=20$ мм):

| | |
|----------------------------------|---------------|
| тройник на ответвлении | $\zeta = 1,5$ |
|----------------------------------|---------------|

Участок 8 ($d=20$ мм):

| | |
|--------------------------------|--------------------|
| крестовина на проход | $\zeta = 2$ |
| скоба | $\zeta = 2$ |
| | $\Sigma \zeta = 4$ |

Участок 9 ($d=15$ мм):

| | |
|----------------------------------|-----------------------|
| тройник на противотоке | $\zeta = 3$ |
| утка | $\zeta = 1,5$ |
| вентиль | $\zeta = 16$ |
| | $\Sigma \zeta = 20,5$ |

Потери давления на участках 7—9 $(Rl+Z)=162,95 \text{ кгс/м}^2$ (см табл. VIII.2). Тогда запас давления $\frac{195,06 - 162,95}{195,06} 100 = 16\%$.

Далее в зависимости от количества тепла, выделяемого паром при переходе его в конденсат, характеристики конденсатопровода (сухой или мокрый), положения (горизонтальный или вертикальный) и длины по приложению 15 подбираем диаметры конденсационных участков 10, 11, 12, 13 и 14. Полученные данные заносим в табл. VIII.3.

Таблица VIII.3

| № участка | Количество тепла, выделяемого паром, в ккал/ч | Диаметр конденсатопровода в мм | Примечание |
|-----------|---|--------------------------------|---|
| 10 | 2 000 | 15 | Конденсатопровод на участках 10, 11, 12 и 13 сухой, а на участке 14 частично может быть мокрым. Поэтому его диаметр принят несколько завышенным |
| 11 | 9 000 | 20 | |
| 12 | 17 400 | 25 | |
| 13 | 25 800 | 25 | |
| 14 | 50 000 | 32 | |

Б. Расчет трубопроводов систем парового отопления высокого давления

При движении пара в паропроводах систем парового отопления высокого давления (от котла к месту потребления) его давление, а следовательно, и объемный вес значительно изменяются. Это существенно влияет на потери давления в трубопроводе. Поэтому при расчете паропроводов высокого давления нельзя принимать среднюю величину объемного веса пара по всей длине паропровода, как при расчете паропроводов низкого давления.

Для систем парового отопления высокого давления объемный вес пара на каждом участке паропровода может быть принят с достаточной точностью по начальному давлению в этом участке. Для наружных паропроводов высокого давления, имеющих значительную длину и большие перепады давления, объемный вес пара должен назначаться равным среднему давлению на каждом рассчитываемом участке.

Для расчета паропроводов пользуются таблицами или номограммами. Они отличаются от таблиц и номограмм,

составленным для систем парового отопления низкого давления тем, что в них удельные потери давления $R_{усл}$ и скорости $v_{усл}$ пара при различных диаметрах труб и расходах пара приведены к объемному весу пара $\gamma = 1$, которое соответствует давлению $0,8 \text{ кгс/см}^2$.

Чтобы найти действительные величины удельных потерь давления R_d и скоростей v_d , необходимо значения $R_{усл}$ и $v_{усл}$ разделить на действительный объемный вес пара γ_d соответствующий давлению в начале участка (для систем отопления) или среднему давлению на участке (для наружных паропроводов), т. е.

$$R_d = \frac{R_{усл}}{\gamma_d} \text{ кгс/м}^2 \quad (\text{VIII.1})$$

и

$$v_d = \frac{v_{усл}}{\gamma_d} \text{ м/сек.} \quad (\text{VIII.2})$$

Местные сопротивления при расчете паропроводов высокого давления определяют или по приложению 9, или методом эквивалентных длин. Длину трубопровода, на котором потеря давления на трение равна потере в местном сопротивлении при коэффициенте местного сопротивления $\zeta = 1$, называют *эквивалентной длиной* $l_{экр}$.

При действительной длине расчетного участка l , m общая потеря давления

$$p = R_d(l + l_{экр}) = R_d \left(l + \sum \zeta \frac{d}{\lambda} \right) \text{ кгс/м}^2. \quad (\text{VIII.3})$$

Расход пара в системе отопления определяют в зависимости от давления пара у нагревательных приборов по формуле

$$G = \frac{Q}{v}, \quad (\text{VIII.4})$$

где Q — теплопроизводительность прибора в ккал/ч ;
 v — теплота парообразования при принятом у прибора давлении в ккал/кг .

На рис. VIII.13 приведена номограмма для расчета паропроводов высокого давления, которая позволяет по известным значениям G и $R_{усл\text{ ср}}$ находить для всех участков паропровода величины d , v и $R_{усл}$. В табл. VIII.4 приведены значения d/λ для труб разных диаметров.

Попутный конденсат в паропроводах настолько мал, что при расчете паровых систем может не учитываться.

После определения располагаемого давления расчет напорного конденсаторпровода проводится аналогично расчету трубопроводов систем водяного отопления.

Таблица VIII.4

Значения d/l при диаметре труб в мм

| | | | | | | | | | | | | |
|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|------|--------|-------|-------|-------|---------|
| 15 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 | 70 | 76/3 | 89/3,5 | 102/4 | 108/4 | 114/4 | 152/4,5 |
| 0,5 | 0,7 | 1 | 1,4 | 1,7 | 2,3 | 3,1 | 3,3 | 4 | 4,7 | 5,1 | 5,4 | 8 |

Пример VIII.2. Определить диаметр паропровода высокого давления длиной 500 м при расходе пара 2 т/ч, начальном давлении пара 4 ати (40 000 кгс/м²) и давлении в конце паропровода 2 ати (20 000 кгс/м²). Расчет паропровода произвести без учета и с учетом попутного конденсата.

Местные сопротивления на паропроводе состоят из двух вентилях, трех П-образных компенсаторов и четырех отводов. Паропровод должен быть проложен в непроходном канале и хорошо изолирован; к. п. д. изоляции $\eta=0,8$.

Решение. Принимая потерю давления на трение в размере 65% располагаемого давления, находим удельную потерю давления

$$R = \frac{0,65 (40\,000 - 20\,000)}{500} = 26 \text{ кгс/м}^2.$$

Среднее давление пара равно $\frac{4+2}{2} = 3$ ати. Этому давлению насыщенного пара соответствует объемный вес пара $\gamma_{\text{ср}} = 2,124$ кгс/м³.

Определяем условную удельную потерю давления на трение при $\gamma_{\text{усл}} = 1$:

$$R_{\text{усл}} = R \gamma_{\text{ср}} = 26 \cdot 2,124 = 55,2 \text{ кгс/м}^2.$$

По номограмме (рис. VIII.13), для $G=2$ т/ч принимаем диаметр паропровода 114/4 мм с $R_{\text{усл}}=40$ кгс/м² и $v_{\text{усл}}=60$ м/сек.

Находим действительные значения R_d и v_d :

$$R_d = \frac{40}{2,124} = 18,8 \text{ кгс/м}^2;$$

$$v_d = \frac{60}{2,124} \approx 28 \text{ м/сек.}$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений на паропроводе составляет:

| | |
|---|---------------------------|
| два вентиля $d=114/4$ мм | $\zeta = 7 \cdot 2 = 14$ |
| три компенсатора $d=114/4$ мм | $\zeta = 2 \cdot 3 = 6$ |
| четыре отвода $d=114/4$ мм | $\zeta = 0,5 \cdot 4 = 2$ |
| | $\Sigma \zeta = 22$ |

Определяем действительные потери давления по формуле (VIII.3)

$$p = 18,8 (500 + 22 \cdot 5,4) = 11\,600 \text{ кгс/м}^2 = 1,16 \text{ кгс/см}^2,$$

где $5,4 = d/\lambda$.

Запас давления равен

$$\frac{2 - 1,16}{2} 100 = 42\%,$$

т. е. превышает допустимый.

Изменяем диаметр паропровода с $d = 114/8$ на $d = 108/4$ мм и производим перерасчет:

$$R_{\text{усл}} = 60 \text{ кгс/м}^2; \quad v_{\text{усл}} = 70 \text{ м/сек};$$

$$R_{\text{д}} = \frac{60}{2,124} = 28,2 \text{ кгс/м}^2; \quad v_{\text{д}} = \frac{70}{2,124} = 33 \text{ м/сек};$$

$$p = 28,2 (500 + 22 \cdot 5,1) = 17\,500 \text{ кгс/м}^2 (1,75 \text{ атм}).$$

Запас давления равен $\frac{2 - 1,75}{2} 100 = 12\%$.

Переходим к расчету паропровода с учетом попутной конденсации пара.

Принимая для среднего давления пара 3 кгс/см^2 температуру $142,8^\circ\text{C}$, теплоту парообразования $511,2 \text{ ккал/кг}$ и коэффициент теплопередачи гладкой стальной трубы $K = 13,4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, определяем количество тепла, теряемого паропроводом диаметром $d = 108/4$ мм:

$$Q = 3,14 \cdot 0,108 \cdot 500 \cdot 13,4 (142,8 - 40) (1 - 0,8) = 46\,800 \text{ ккал/ч.}$$

Вес попутного конденсата

$$G = \frac{46\,800}{511,2} = 92 \text{ кг/ч} = 0,092 \text{ т/ч.}$$

Следовательно, с учетом попутного конденсата, в паропровод необходимо подать пар в количестве $2 + 0,092 = 2,092 \text{ т/ч}$, а средний расход пара через паропровод будет равен:

$$2000 + \frac{92}{2} = 2046 \text{ кг/ч (или } 2,046 \text{ т/ч).}$$

Этому расходу пара по номограмме (см. рис. VII.13) соответствует $R_{\text{усл}} = 62 \text{ кгс/м}^2$.

$$\text{Определяем } R_{\text{д}} = \frac{62}{2,124} = 29,1 \text{ кгс/м}^2.$$

Таким образом, действительные потеря давления с учетом конденсации пара $p = 29,1 (500 + 22 + 5,1) \approx 18\,000 \text{ кгс/м}^2 (1,8 \text{ атм})$,

что близко к заданному давлению (2 атм).

Потеря пара из-за конденсации составляет

$$\frac{2046 - 2000}{200} 100 = 2,3\%.$$

Из приведенного примера следует, что расчет хорошо изолированного паропровода с достаточной для практики точностью можно вести без учета попутной конденсации пара.

§ 47. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы парового отопления, как правило, применяются для отопления помещений с временным пребыванием людей (бани, прачечные, здания общественного питания и т. п.), а также производственных помещений с ограниченным выделением пыли или с выделением невоспламеняющейся неорганической пыли.

Более подробные указания о применении систем парового отопления приведены в СНиП II-Г.7-62 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».

Недопустимо применять паровые системы отопления в зданиях, к помещениям которых предъявляются повышенные санитарно-гигиенические требования (жилых зданиях, больницах, детских комнатах), так как высокая температура поверхностей нагревательных приборов и труб является причиной разложения оседающей на них органической пыли.

Применение систем парового отопления ограничивается также отсутствием центрального качественного регулирования этих систем. Так, при изменениях наружной температуры температуру помещений можно регулировать лишь перерывами в подаче пара в систему отопления. Однако перерывы в подаче пара вызывают значительные колебания внутренней температуры, что отрицательно влияет на самочувствие присутствующих в помещении людей.

Такая регулировка температур помещений, кроме того, не исключает периодического перегрева приборов и приводит к перерасходу топлива. Перерасход топлива в этих системах вызывается также поступлением пара в конденсатопроводы.

Гидравлические удары и шум в паропроводах, присущие системам парового отопления особенно высокого давления, также ограничивают их применение.

Существенным преимуществом систем парового отопления по сравнению с системами водяного отопления является их экономичность (меньший расход металла). Объясняется это тем, что благодаря высокой температуре пара и высоким коэффициентам теплопередачи тре-

буется меньше нагревательных приборов, чем для водяного отопления (при низком давлении на 30% и при высоком — на 45—50%).

Большая подвижность пара, как теплоносителя, способствует быстрому прогреванию системы отопления. В паровых системах отопления почти полностью устраняется возможность промерзания приборов и труб как при пуске в действие системы, так и при ее эксплуатации.

§ 48. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Конденсационные баки. Конденсационный бак служит емкостью для конденсационной воды, поступающей из разомкнутой системы парового отопления. Конденсационный бак сообщается с атмосферой и имеет герметически закрывающийся люк, водомерное стекло, переливную и спускную трубки.

На рис. VIII.14 показан типовой конденсационный бак емкостью 1000 л, сваренный из листовой стали.

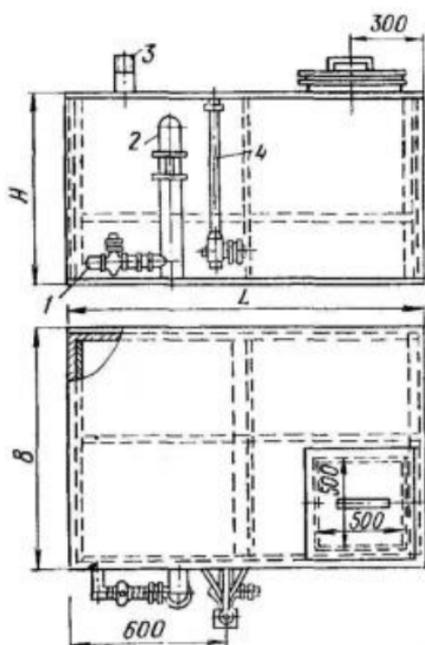


Рис. VIII.14. Конденсационный бак

1 — сливной патрубок; 2 — переливная труба; 3 — атмосферный патрубок (2^я); 4 — водомерная трубка

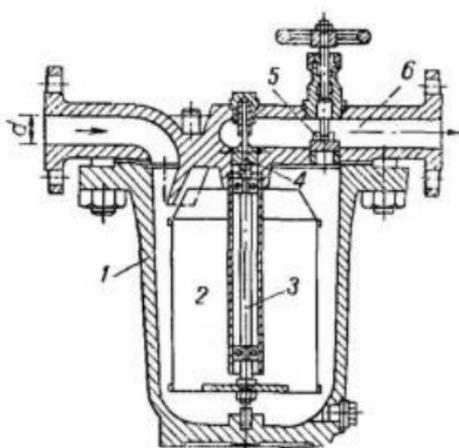


Рис. VIII.15. Конденсатоотводчик поплавкового типа

Емкость конденсационного бака в небольших котельных может быть принята равной объему конденсата, поступающего из систем отопления за 1—2 ч, а в больших котельных (с поверхностью нагрева котлов больше 200 м²) — объему конденсата, поступающего за время от 30 мин до 1 ч.

Конденсатоотводчики. Назначение конденсатоотводчиков — препятствовать прорыву пара в конденсатопровод, так как пар не всегда успевает сконденсироваться в нагревательных приборах и частично поступает в конденсационную линию. Простейшим видом конденсатоотводчика является петля, согнутая из трубы (см. рис. VIII.3), которая играет роль водяного затвора и применяется при небольших давлениях пара (порядка 0,1 кгс/см²).

Принцип действия конденсатоотводчиков рассмотрим на примере (рис. VIII.15). В зависимости от диаметров приемного и выходного отверстий (от $d=15$ до $d=50$ мм) производительность конденсатоотводчиков этого вида меняется соответственно от 150 до 2800 кг/ч конденсата.

Конденсат поступает через приемное отверстие корпуса 1. При подъеме уровня конденсата поплавки 2 всплывают вместе со стержнем 3, снабженным золотником 4. Последний закрывает отверстие 5 в отводной канал 6. При дальнейшем поступлении конденсат переливается в поплавок, который, опускаясь, открывает отверстие отводного канала.

После выдавливания конденсата паром поплавки снова всплывают, закрывая отверстие в канал 6.

Вентиль 5 служит для выпуска воздуха и пропуска через горшок больших количеств конденсата во время пуска системы отопления в действие. После прогрева трубопровода вентиль 5 закрывают. Для предотвращения затекания конденсата обратно в конденсатоотводчик служит обратный клапан 7.

Для паровых систем низкого давления (от 0,2 кгс/см²) применяется конденсатоотводчик термического действия (рис. VIII.16). Он состоит из корпуса 1, в котором расположен сильфон 2, выполняемый из легкорасширяющегося сплава в виде герметически закрытой коробки с волнистыми стенками. Сильфон заполняется жидкостью, которая имеет температуру точки кипения 90—95°C. С сильфоном соединен клапан 3, открывающий и закрыва-

ющий отверстие для выхода конденсата. При поступлении в конденсатоотводчик вместе с конденсатом пара жидкость в сильфоне вскипает, сильфон от нагревания удлиняется, и клапан закрывает выход из конденсатоотводчика. При охлаждении конденсата сильфон сжимается и открывает выход для конденсата.

Конденсатоотводчики подбирают по таблицам их технических характеристик и номограмм с учетом необходимой производительности и перепада давлений.

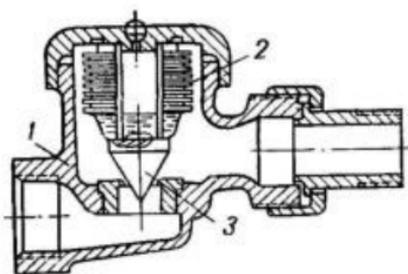


Рис. VIII.16. Конденсатоотводчик термического действия

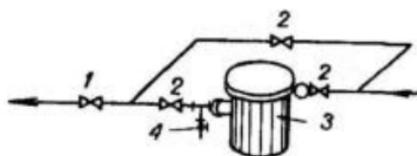


Рис. VIII.17. Схема установки конденсатоотводчика с обводной линией

1 — обратный клапан; 2 — вентиль;
3 — конденсатоотводчик; 4 — воздушный кран

При установке конденсатоотводчиков предусматривается устройство обводной линии, служащей для пропуска конденсата во время прочистки и ремонта конденсатоотводчика (рис. VIII.17).

Подпорные шайбы. Вместо конденсатоотводчиков в ряде случаев можно устанавливать подпорные шайбы. Принцип действия подпорной шайбы основан на том, что при одной и той же разности давлений до и после нее шайба пропускает через себя конденсат и препятствует выходу пара.

Шайбы изготавливаются из нержавеющей стали. Чтобы при малом отверстии шайба не засорялась, устанавливают сетку или вторую шайбу, служащую для предварительной грубой очистки конденсата от загрязнения. Схема установки подпорной шайбы приведена на рис. VIII.18.

Редукционный клапан. Редукционный клапан применяется для понижения давления пара и создания за ним постоянного давления в паропроводе. На рис. VIII.19

показано устройство пружинного редукционного клапана, получившего наибольшее распространение на практике.

Пар входит через отверстие во фланце 1 и поступает в камеру А, которая сообщается трубкой 2 с цилиндром 3. Давление пара передается на золотник 4 и через трубку 2 на поршень 5. Поршень имеет уплотняющее резиновое кольцо 6 и шток 7, который жестко соединен с золотником 4. При перемещении поршня вниз или вверх золотник соответственно опускается или поднимается, изменяя количество, а следовательно, и давление пара, поступающего в систему. Площади золотникового отверстия и поршня одинаковы, поэтому изменение давления в камере А не ока-

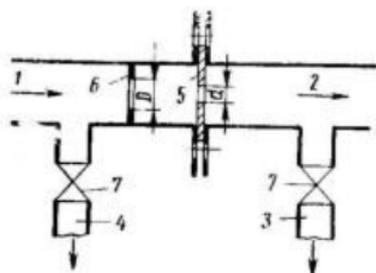


Рис. VIII.18. Схема установки подпорной шайбы
1 — поступление пара; 2 — выход конденсата; 3 — контрольный патрубок; 4 — дренажный патрубок; 5 — расчетная шайба; 6 — шайба для грубой очистки; 7 — вентиль

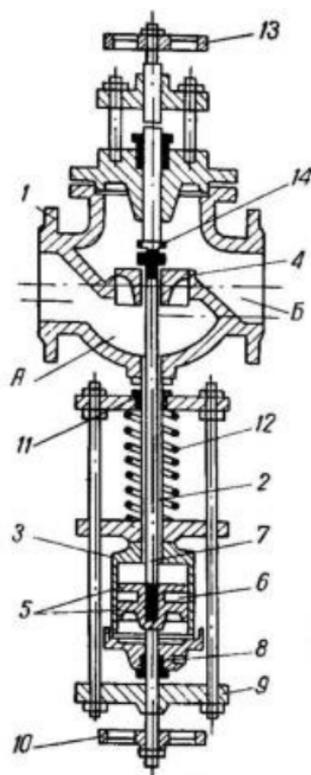


Рис. VIII.19. Пружинный редукционный клапан

зывает влияния на степень открытия золотникового отверстия. При повышении давления в камере Б (т. е. после редукционного клапана) давление на золотник сверху увеличивается и передается через поршень 5 на шпindelь 8. Положение шпindelя 8 в траверсе 9 регулируется маховиком 10. Траверса 9 скреплена болтами с траверсой 11, вследствие чего при опускании травер-

сы 9 опускается и траверса 11. Опускание траверсы 11 приводит к сжатию пружины 12. Если давление пара за редуктором (т. е. в камере Б) уменьшится, то пружина 12 разожмется, что вызовет подъем траверсы 11 и 9, поршня 5, шпинделя 8 и золотника 4. В результате приток пара в камеру Б увеличится и давление за редуктором восстановится. Для регулирования положения пружины на заданное давление пара в системе отопления служит маховик 10.

Редукционный клапан может служить и запорным вентилем. Для этого в верхней части клапана имеется маховик 13 со шпинделем, который при помощи головки 14, преодолевая сопротивление пружины, может прижать золотник 4 к седлу.

Редукционный клапан понижает давление пара на 5—7 кгс/см², поэтому для создания больших перепадов давлений пара следует устанавливать два редукционных клапана.

Редукционные клапаны подбирают по расходу и давлению пара с помощью номограмм и технических характеристик, которые приводятся в справочниках по проектированию систем отопления и вентиляции.

Насос для перекачки конденсата из конденсационного бака в котел. Для перекачки конденсата из конденсационного бака в паровые котлы устанавливается насос производительностью, равной двухчасовому расходу конденсата. Насос следует устанавливать так, чтобы его всасывающее отверстие всегда было залито конденсатом. При несоблюдении этого условия во всасывающем трубопроводе возможно вскипание конденсата, в связи с чем будет нарушена нормальная работа насоса. Поэтому ось насоса устанавливают всегда ниже дна конденсационного бака на 300—400 мм.

Насос должен создавать давление

$$p_n = p_{п.к} + h\gamma + \Sigma(Rl + Z) + 1000 \text{ кгс/м}^2,$$

где $p_{п.к}$ — давление пара в котле в кгс/м²;

$h\gamma$ — давление столба воды высотой h (от максимального уровня воды в котле до оси насоса) в кгс/м²;

$\Sigma(Rl + Z)$ — потери давления в питающем трубопроводе от конденсационного бака до котла в кгс/м²;

1000 — свободное давление на излив воды в котел в кгс/м².

Мощность электродвигателя к насосу определяется по формуле (VII.3).

Предохранительный клапан. Предохранительные клапаны служат для ограничения давления в различном оборудовании, котлах и трубопроводах. Их устанавливают, как правило, на паровых котлах высокого давления и на магистральных паропроводах при подаче пара в системы отопления высокого давления. В ряде случаев, когда почему-либо нельзя ограничиваться установкой обратного клапана на обводной линии (у задвижки) водяного котла, предохранительные клапаны устанавливают на горячем трубопроводе водяного котла.

Предохранительные клапаны бывают рычажными (с одним или двумя рычагами) и пружинными. Наибольшее распространение получили рычажные клапаны.

Чугунный корпус 1 изображенного на рис. VIII.20 однорычажного предохранительного клапана имеет два

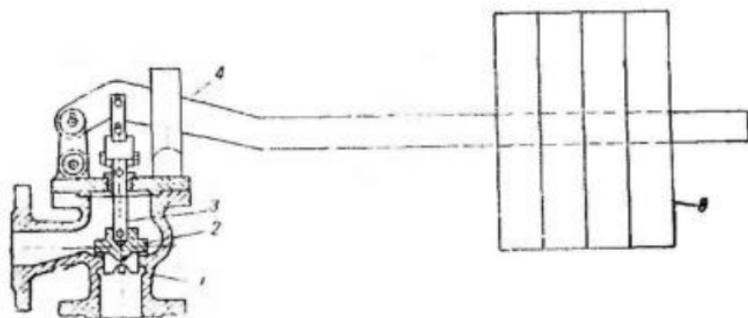


Рис. VIII.20. Однорычажный предохранительный клапан

фланца. Нижний служит для присоединения клапана к оборудованию (котлу, паропроводу и т. п.), а боковой для присоединения к выхлопной трубе. Когда клапан закрыт, тарелка 2 плотно прижата к седлу под действием силы, передаваемой через шпindelь 3 и рычаг 4 от груза 5. Чем тяжелее груз и чем больше расстояние от оси крепления шпинделя до центра груза, тем больше давление, при котором клапан остается закрытым.

При увеличении давления сверх допустимого клапан открывается и избыток пара удаляется в атмосферу через выхлопную трубу. На выхлопной трубе от клапана нельзя устанавливать запорные приспособления.

КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

§ 49. ПАРОВОДЯНАЯ И ВОДОВОДЯНАЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Комбинированные системы отопления в зависимости от вида первичного теплоносителя (нагревающего воду) подразделяются на пароводяные и водоводяные.

В пароводяных системах вода для систем водяного отопления нагревается паром, а в водоводяных системах — высокотемпературной водой.

Принципиальная схема этих систем рассматривалась ранее (см. рис. 1.4). Как видно из этой схемы, теплообменник 3 заменяет собой котел обычной системы водяного отопления. Теплоноситель в виде пара или высокотемпературной воды подводится к теплообменнику 3 по трубопроводу 2 и удаляется из него по трубопроводу 5 обратно в котел, не смешиваясь с водой, циркулирующей в системе отопления.

Системы пароводяного и водоводяного отопления могут выполняться по любой схеме как с естественной, так и с искусственной циркуляцией воды.

Пароводяные системы устраивают в тех случаях, когда по назначению здания в нем требуется устройство только водяных систем отопления, а котельная оборудована паровыми котлами, предназначенными в основном для обслуживания паром технологических нужд промышленного предприятия.

Системы пароводяного и водоводяного отопления применяются для отопления высотных зданий. Такие здания для уменьшения гидростатического давления на нагревательные приборы (допускаемое 4 кгс/см^2) разбивают по высоте на отдельные зоны и в каждой зоне устраивают самостоятельную систему водяного отопления (рис. IX.1) со своим теплообменным аппаратом.

Учитывая, что стальные трубы выдерживают значительно более высокое давление, чем приборы (до 20 кгс/см^2), и что трубные соединения можно выполнять на сварке, теплообменники 1 и циркуляционные насосы 2, обслуживающие зоны I, II и III, можно располагать, как указано на рис. IX.1, в подвальном этаже высотного

здания. Расширительные сосуды 3 устанавливаются в верхних этажах каждой из зон.

Системы водоводяного отопления часто устраивают без теплообменника, непосредственно смешивая высокотемпературную воду (130—150°C) с охлажденной водой из местной системы отопления (70°C) при помощи водоструйного элеватора.

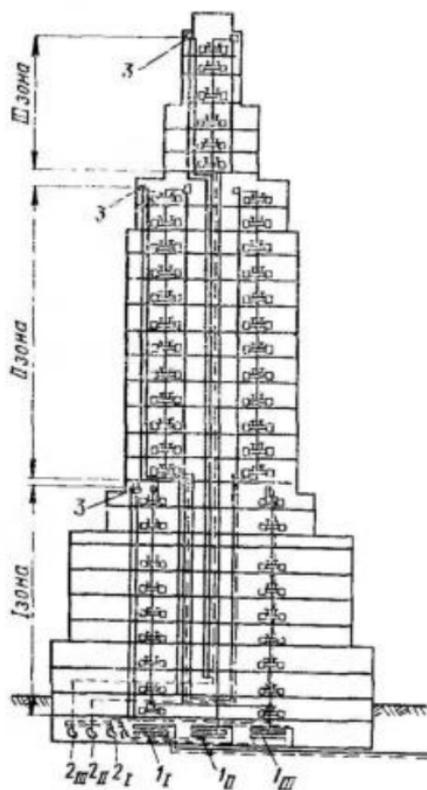


Рис. IX.1. Схема системы комбинированной системы отопления высокого здания с разбивкой на зоны

Основной расчетной характеристикой элеватора является так называемый коэффициент подмешивания, или, как его иногда называют, коэффициент инжекции. Коэффициент подмешивания a представляет собой отношение веса G_1 подмешиваемой (охлажденной) воды, поступающей из местной системы, к весу G_2 высокотемпературной воды и определяется по формуле

$$a = \frac{G_1}{G_2} = \frac{t_1 - t_2}{t_2 - t_3}, \quad (\text{IX.1})$$

где t_1 — температура поступающей в элеватор воды в °C;
 t_2 — температура смешанной воды (после элеватора), поступающей в систему отопления, в °C;

t_3 — температура охлажденной воды, поступающей из системы отопления, в °С.

Для подбора элеватора необходимо знать диаметр горловины d_r (в наименьшем ее сечении), диаметр сопла

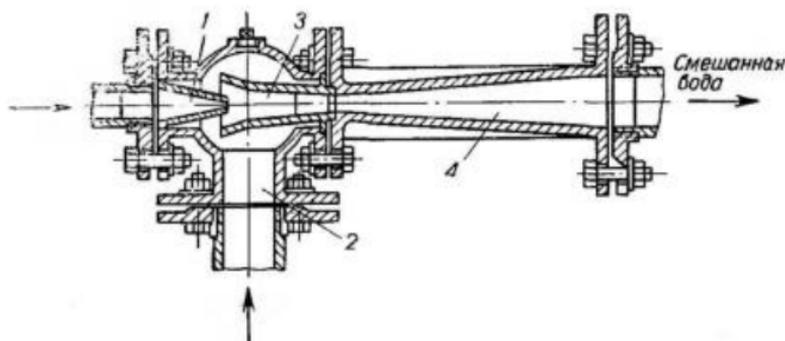


Рис. IX.2. Водоструйный элеватор

d_c и давление (напор) перед элеватором H , которые определяются по формулам:

$$d_r = 8,5 \sqrt[4]{\frac{G^2}{h}} \text{ мм};$$

$$d_c = \frac{d_2}{1+a} \text{ мм};$$

$$H = 1,4 (1+a)^2 h \text{ м вод. ст.},$$

где G — вес воды, циркулирующей в местной системе отопления, в т/ч;

h — гидравлическое сопротивление в местной системе в м вод. ст. (принимается по расчету, но не более 1,2 м вод. ст.);

a — коэффициент подмешивания, определяемый по формуле (IX.1).

Пример IX.1. Подобрать размер элеватора для подключения к тепловым сетям ТЭЦ системы водяного отопления, имеющей расход тепла 400 тыс. ккал/ч, температурные параметры $t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_o = 70^\circ\text{C}$ и сопротивление $h = 1$ м вод. ст., если известно, что в подающем трубопроводе тепловой сети температура воды равна 150°C .

Решение. Определяем расход воды в системе отопления

$$G = \frac{400\,000}{1000(95 - 70)} = 16 \text{ т/ч.}$$

Находим

$$d_r = 8,5 \sqrt[4]{\frac{16^2}{1}} = 34 \text{ мм.}$$

Определяем

$$a = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2.$$

Этим условиям отвечает элеватор № 5 с диаметром горловины $d_r = 35,7$ мм, а потому

$$d_c = \frac{35,7}{1 + 2,2} = 11,2 \text{ мм};$$

$$H = 1,4 (1 + 2,2)^2 \cdot 1 = 14,3 \text{ м. вод. ст.}$$

§ 50. ТЕПЛОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ (ВОДОНАГРЕВАТЕЛИ)

Водоподогреватели бывают емкостные и скоростные.

На рис. IX.3 показан емкостный водоподогреватель «Энергия». Он состоит из цилиндрического корпуса 1, к которому с одной стороны приварено днище 2, а с другой имеется разъемная крышка 3, которая крепится к нему болтовым фланцевым соединением с прокладкой из листового паронита или термостойкой резины. В корпус вставлен змеевик 4 из стальных труб, концы которых сварены в нижний и верхний коллекторы 5. В коллектор сварены также патрубки 6, соединяющие змеевик с котлом. Через верхний патрубок в змеевик водоподогревателя поступает пар, а через нижний отводится конденсат.

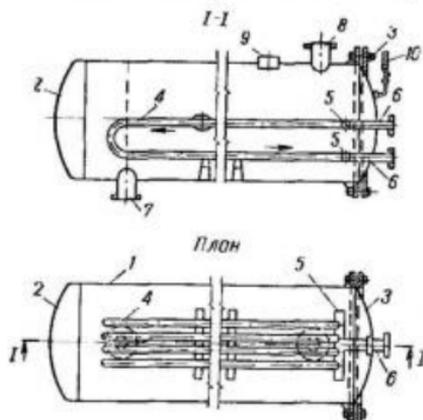


Рис. IX.3. Емкостный водоподогреватель (теплообменник) «Энергия»

Нагреваемая вода из системы отопления поступает в водоподогреватель через патрубок 7, а нагретая вода уходит из водоподогревателя в систему через патрубок 8. На водоподогревателе устанавливается предохранительный клапан (место 9), манометр 10 и термометр, муфта для которого вваривается в верхнюю часть корпуса.

Эти водоподогреватели благодаря большому объему находящейся в них воды могут аккумулировать значительное количество тепла, что позволяет подавать в водоподогреватель пар с перерывами.

Так как нагреваемая вода проходит через водоподогреватель с малой скоростью, то коэффициент теплопередачи от теплоносителя к воде через стенки труб змеевика сравнительно невелик.

Водоподогреватели типа «Энергия» отличаются незначительным сопротивлением движению через них воды, а потому могут применяться для систем водяного отопления с естественной циркуляцией.

Большие габаритные размеры емкостных водоподогревателей являются их существенным недостатком. Даже для сравнительно небольшой системы отопления, обслуживающей здание объемом 10 тыс. м³, потребуется водоподогреватель диаметром 1,5 и длиной 3,5 м.

Значительно меньшие габаритные размеры имеют скоростные водоподогреватели с малым объемом воды, в которых нагреваемая вода движется по трубкам с большой скоростью, а теплоноситель подается в межтрубное пространство водоподогревателя.

На рис. IX.4 показан скоростной теплообменник для нагревания воды паром. Он состоит из цилиндрического

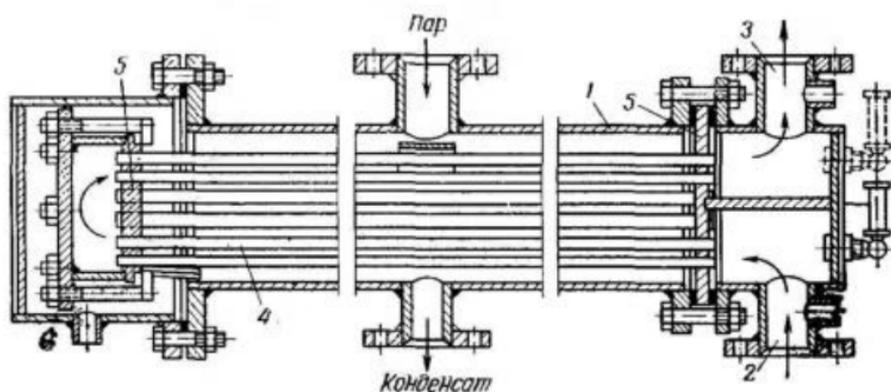


Рис. IX.4. Скоростной теплообменник для нагревания воды паром

металлического корпуса 1, патрубку для входа воды 2, патрубку для выхода нагретой воды 3, пучка стальных прямолинейных трубок 4, расположенных внутри корпуса. Трубки ввальцовываются в две трубные решетки 5 и своими концами выходят в переднюю и заднюю камеры. Конструкция теплообменника разборная.

Благодаря большой скорости движения воды в трубах (до 2,5 м/сек) коэффициент теплопередачи этих водо-

подогревателей значительно выше, чем у емкостных. Прямолинейность трубок обеспечивает удобство их очистки от оседающей внутри накипи.

В скоростном водоподогревателе конструкции Мосэнерго (рис. IX.5) вода для системы отопления подогревается высокотемпературной водой. В нем нагреваемая

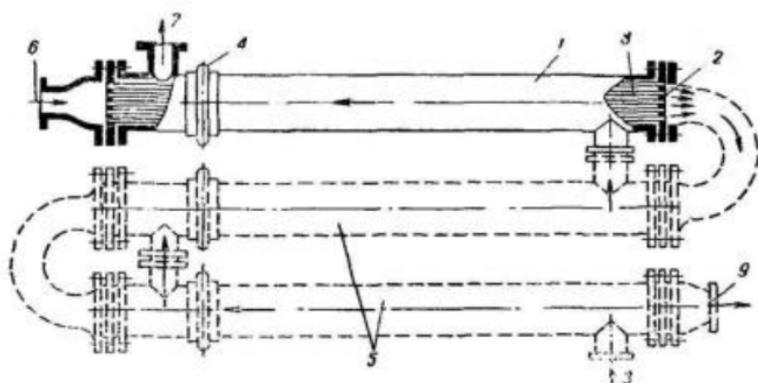


Рис. IX.5. Скоростной водоподогреватель Мосэнерго, подогреваемый высокотемпературной водой

1 — корпус; 2 — трубная решетка; 3 — латунные трубки; 4 — линейный компенсатор; 5 — секции водоподогревателя; 6 — патрубок для поступления теплоносителя; 7 — выход нагреваемой воды; 8 — вход нагреваемой воды; 9 — выход теплоносителя

вода проходит в междутрубном пространстве, а высокотемпературная вода — по трубам водоподогревателя.

Расчетная поверхность нагрева емкостных теплообменников в m^2 определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{K \Delta t},$$

где Q — максимальный расход тепла на нагревание воды в $ккал/ч$;

K — коэффициент теплопередачи от теплоносителя к нагреваемой воде в $ккал/m^2 \cdot ч \cdot град$;

Δt — расчетная разность среднеарифметических температур теплоносителя и нагреваемой воды в $град$.

Коэффициент теплопередачи змеевика принимают по данным табл. IX.1

| Трубы змеевика | Значение K в ккал/м ² ·ч·град при теплоносителе | |
|-------------------------------|--|------|
| | паре | воде |
| Стальные | 600 | 250 |
| Латунные или медные | 720 | 300 |

Расчет скоростных теплообменников рассматривается в специальных курсах по теплоснабжению, например в книге Ю. Л. Гусева и С. Ф. Копьева «Котельные установки и тепловые сети». Госстройиздат, 1962 г.

Глава X

СИСТЕМЫ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 51. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В системах панельно-лучистого отопления в качестве нагревательных поверхностей используются обогреваемые стены, потолок и пол, а также отдельные приставные панели, рассмотренные в § 17.

Обогревание поверхностей осуществляется путем заделки в указанные конструкции нагревательных элементов, преимущественно змеевиков из стальных труб небольших диаметров (от 15 до 20 мм), по которым перемещается горячая вода или пар. В качестве теплоносителя для нагревательных элементов панельно-лучистого отопления кроме горячей воды и пара можно применить также электрическую энергию и нагретый воздух. В первом случае взамен стальных труб можно применить электрокабель, а во втором случае в строительных конструкциях пола, потолка или стен для пропуска нагретого воздуха устраивают каналы (воздуховоды).

Поскольку воздух лучепрозрачен, лучистая тепловая энергия от греющих поверхностей обеспечивает равномерный прогрев всего помещения, в том числе прочих предметов, находящихся в помещении: ограждений, мебели и др.

Теплоотдача греющими панелями осуществляется в большей степени лучеиспусканием и в меньшей — конвекцией. Так, при нагревании потолочных панелей 75%

общего тепла отдается помещению лучением. Наименьшая теплоотдача лучением у панелей, расположенных в полу.

Казалось бы, что при потолочной системе обогрева нижняя зона будет плохо прогреваться. Однако многочисленные испытания показывают, что при потолочных греющих поверхностях не наблюдается заметного повышения температуры воздуха помещения по высоте.

Известно, что в процессе жизнедеятельности человека образуется тепло, которое передается в окружающую среду. Отношение общего количества тепла, вырабатываемого человеком, к теплу, отдаваемому им в окружающую среду, оказывает прямое влияние на жизнедеятельность человеческого организма. Неравенство этих количеств тепла приводит к перегреву или, наоборот, к переохлаждению человеческого тела.

При конвективной системе отопления с поддержанием температуры внутреннего воздуха помещения в пределах от 18 до 20°C температура внутренних поверхностей наружных стен всегда ниже этой температуры воздуха (так как тепло может переходить лишь от среды более нагретой к менее нагретой) и обычно равна 12°C.

Таким образом, человек, находящийся в помещении, всегда окружен воздухом, имеющим одну температуру, и поверхностями ограждений, имеющими более низкие температуры.

Величина теплоотдачи человеком конвекцией всецело зависит от температуры воздуха помещения. Теплоотдача путем испарения зависит от внутренней температуры и относительной влажности воздуха (при нормальных пределах ее не учитывают). Теплоотдача же путем лучения вследствие лучепрозрачности воздуха зависит только от температуры внутренних поверхностей ограждений.

Так как значения внутренней температуры на внутренних поверхностях одного и того же помещения различны, то для учета их общего влияния на тепловлажностный обмен человека введено понятие о средней температуре поверхностей, которую называют средневзвешенной или радиационной температурой, определяемой по эмпирической формуле:

$$\tau_R = \frac{\tau_{пт} F_{пт} + \tau_{н.ст} F_{н.ст} + \tau_{ок} F_{ок} + \tau_{в.ст} F_{в.ст} + \tau_{пл} F_{пл}}{F_{пт} + F_{н.ст} + F_{ок} + F_{в.ст} + F_{пл}},$$

где $\tau_{пт}$ — средняя температура потолка в $^{\circ}\text{C}$;

$\tau_{н.ст}$ — то же, внутренних поверхностей наружных стен в $^{\circ}\text{C}$;

$\tau_{ок}$ — то же, окон в $^{\circ}\text{C}$;

$\tau_{в.ст}$ — то же, внутренних стен в $^{\circ}\text{C}$;

$\tau_{пл}$ — то же, пола в $^{\circ}\text{C}$;

$F_{пт}$, $F_{н.ст}$, $F_{ок}$, $F_{в.ст}$, $F_{пл}$ — соответствующие поверхности ограждения в м^2 .

Для нормального теплового ощущения в условиях зимнего времени средневзвешенная температура должна быть равна $\tau_R = 29 - 0,57 t_v$, где t_v — температура воздуха помещения в $^{\circ}\text{C}$.

Если в обычных конвективных системах отопления, как указывалось выше, обогрев ограждений происходит теплым воздухом помещения, в результате чего температура ограждений бывает всегда ниже температуры воздуха помещения, то при панельно-лучистом отоплении наблюдается обратное явление, температура ограждений бывает выше температуры воздуха помещения.

Любое панельное отопление может быть названо лучистым, если в результате его действия средневзвешенная лучистая температура внутренних поверхностей ограждений τ_R будет выше температуры воздуха помещений.

Для того чтобы увеличить теплоотдачу конвекцией (благоприятно влияющей на организм человека) и уменьшить теплоотдачу путем лучеиспускания, необходимо, чтобы температура внутренних поверхностей ограждений стала несколько выше температуры воздуха. Этим условиям удовлетворяет лучистое отопление, позволяющее к тому же снизить на $1-2^{\circ}$ температуру воздуха помещения.

В качестве теплоносителя для бетонных отопительных панелей следует, как правило, применять воду относительно невысокой температуры, чтобы прогрев панели происходил медленно. Медленный прогрев устраняет возможность образования трещин в бетоне, которые могут возникнуть при быстром нагреве панели (например, при теплоносителе паре). Кроме того, пар оказывает корродирующее действие на стальные трубы змеевиков.

Существенным преимуществом горячей воды по сравнению с паром является возможность как центральной, так и местной регулировки теплоотдачи панелей в системах панельного отопления.

§ 52. ВИДЫ СИСТЕМ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Система отопления с греющими потолками. В этой системе нагревательной поверхностью служит потолок. Как указывалось выше, теплоотдача лучеиспусканием составляет примерно 75% общей теплоотдачи поверхностью потолка.

Конструкции греющих потолков подразделяются на массивные и легкие. В массивных конструкциях змеевики из стальных труб заделываются в бетонную толщу перекрытия, подвесные бетонные панели или в слой штукатурки

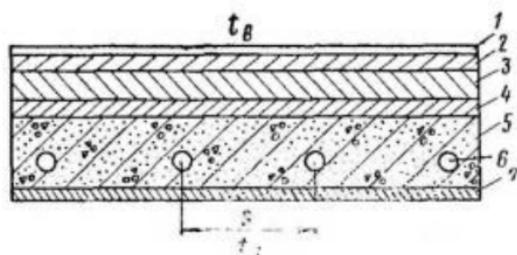


Рис. X.1. Массивная конструкция греющего потолка

1 — линолеум; 2 — цементная штукатурка; 3 — пемзолит; 4 — изоляция; 5 — железобетон; 6 — стальные трубы; 7 — штукатурка

турки перекрытия. В легких конструкциях стальные трубы или легкие панели располагают в подвесном потолке, а иногда змеевики из стальных труб прокладывают в пустотах перекрытия.

На рис. X.1 показана массивная конструкция греющего потолка. Эта конструкция не требует тщательной тепловой изоляции, так как верхняя ее часть служит полом лежащего выше этажа. К легким конструкциям греющего потолка относится конструкция, изображенная на рис. X.2.

Среднюю температуру поверхности потолка при высоте помещений до 3 м допускается принимать равной 30°C.

Система отопления с греющим полом. Змеевики из стальных труб для обогрева полов заделывают в бетон или прокладывают в пустотах пола.

На рис. X.3,а показана простейшая конструкция теплого пола с заделкой греющих труб в бетон, а на

рис. X.3,б — конструкция теплого пола, расположенного непосредственно на грунте.

В некоторых случаях для устройства теплого пола греющие трубы засыпают слоем песка, по которому ук-

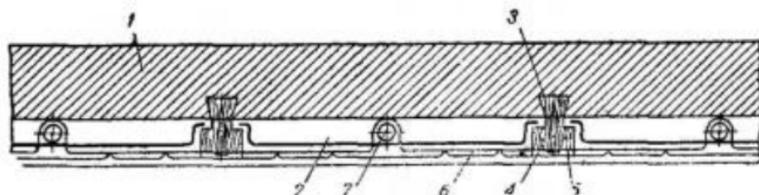


Рис. X.2. Легкая конструкция теплого потолка

1 — перекрытие; 2 — изоляция; 3 — шип для крепления; 4 — деревянная пробка; 5 — направляющая планка; 6 — алюминиевый лист; 7 — стальные трубы

ладывают бетонные плиты. Трубы при температурном удлинении свободно перемещаются в слое песка. Среднюю температуру поверхности пола допускается принимать равной 25—28°C.

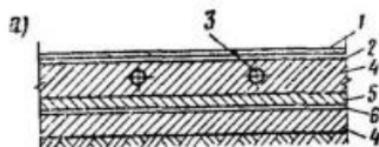
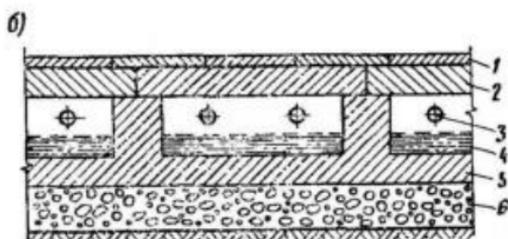


Рис. X.3. Конструкция теплого пола, обогреваемого трубами водяного отопления

а — трубы заделаны в бетон: 1 — линолеум; 2 — цементная стяжка; 3 — стальные трубы; 4 — бетон; 5 — тепловая изоляция; 6 — гидроизоляция; б — стальные трубы, проложенные в пустотах пола: 1 — настил пола; 2 — плита; 3 — стальные трубы; 4 — изоляция; 5 — бетон; 6 — шлак



Системы с отопительными панелями в стенах и перегородках. В системах панельно-лучистого отопления наибольшее применение получили вертикальные бетонные панели, устанавливаемые в наружных стенах или перегородках. Этот вид панелей наиболее приемлем для заводского изготовления и удобен при скоростном возведении зданий. Кроме того, на изготовление стеновых панелей расходуется меньше металла, чем на изготовление потолочных и подпольных панелей. Это объясняется тем, что на их поверхностях можно принимать более высокие

температуры (для подоконного типа 95°C и для стеновых на уровне выше 1 м от пола 45°C), благодаря чему необходимая поверхность нагревательных элементов в стеновых панелях значительно меньше, чем в потолочных или подпольных.

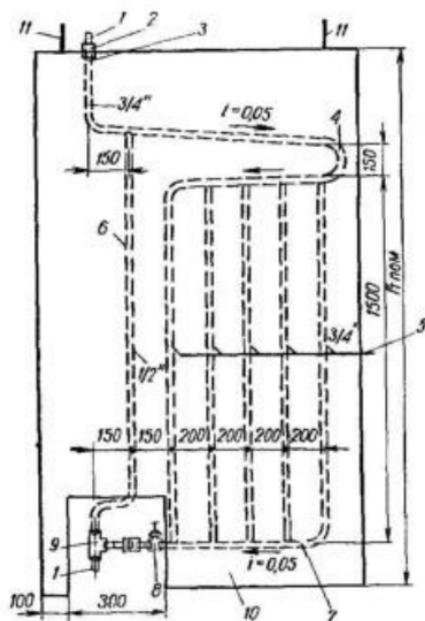


Рис. X.4. Перегородочная отопительная панель

1 — газовая пробка; 2 — муфта; 3 — трубный стояк; 4 — верхний коллектор; 5 — стальные трубы регистра; 6 — замыкающий участок; 7 — нижний коллектор; 8 — край двойной регулировки; 9 — тройник; 10 — бетонная панель; 11 — штырь для подъема отопительной панели

В нагревательные элементы стеновой панели (змеевики или регистры из гладких труб) теплоноситель воду следует подавать по схеме снизу вверх, что ускоряет удаление воздуха из панели и обеспечивает ее равномерный прогрев.

На рис. X.4 показана стеновая перегородочная отопительная панель, состоящая из регистра, сваренного из стальных труб диаметром 20 мм, и отопительного стояка, заделанных в толщу бетонной панели. Размер панели соответствует толщине и высоте перегородок здания. Эта панель имеет двусторонний обогрев поверх-

ностей и обогревает одновременно две смежные комнаты. Другой тип вертикальных бетонных панелей, устанавливаемых под окнами у наружной стены, был рассмотрен в § 17.

Перегородочные панели устанавливают одновременно с возведением перегородок здания.

§ 53. РАЗМЕЩЕНИЕ И ПОДБОР ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Как указывалось выше, по расположению и конструктивным особенностям обогревающие панели лучистого отопления могут быть стеновыми (перегородочными и подоконными), потолочными и напольными.

На рис. X.5 показана в аксонометрии схема возможного размещения панелей в ограждающих поверхностях помещения.

Методология теплового расчета отопительных панелей сводится к учету различных условий теплоотдачи отдельных участков стальных труб (змеевиков, регистров) в зависимости от их расположения в панели с помощью общепринятых формул теплопередачи. Змеевики

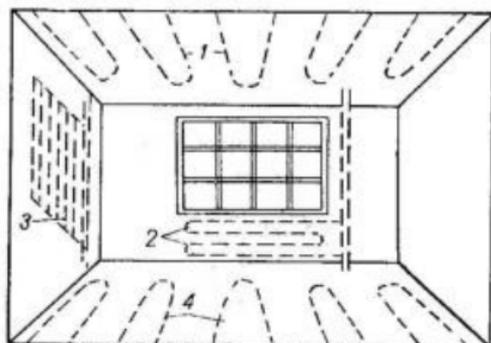


Рис. X.5. Аксонометрическая схема возможного размещения систем панельно-лучистого отопления в помещениях

1 — в потолок; 2 — в наружной стене; 3 — в перегородке; 4 — в полу

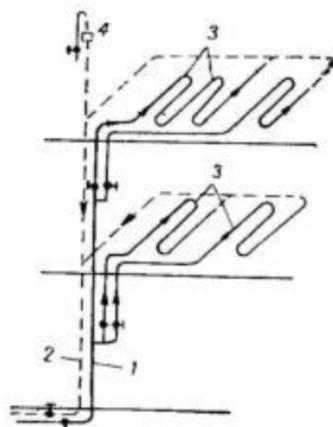


Рис. X.6. Схема присоединения змеевиков потолочных панелей к стоякам системы водяного отопления

1, 2 — подающий и обратный стояки; 3 — змеевики из стальных труб; 4 — воздухо-сборник

или регистры разбивают на отдельные участки с характерными условиями теплопередачи и для каждого участка в отдельности определяют свою теплоотдачу. Общую теплоотдачу змеевика (регистра) панели определяют как сумму теплоотдач отдельных участков.

Расчет довольно сложен, требует затрат времени и при обычном проектировании систем панельно-лучистого отопления не проводится. Поэтому при подборе панелей и определении их теплоотдачи в практических условиях пользуются заводскими номограммами, составленными для типовых панелей.

Монтаж трубопроводов в системах панельно-лучистого отопления ничем не отличается от монтажа обычной

системы водяного отопления с установкой радиаторов. В качестве примера на рис. X.6 показана схема присоединения змеевиков потолочных панелей к стоякам отопительной водяной системы.

§ 54. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

К основным достоинствам панельно-лучистого отопления относятся высокие гигиенические показатели, соответствующие оптимальному теплообмену человека с окружающей средой, улучшение интерьера помещений, а также снижение расхода металла и трудовых затрат при монтаже.

Для некоторых модификаций систем панельно-лучистого отопления трудовые затраты на монтаж снижаются в два раза по сравнению с обычными системами водяного отопления.

Наибольшее распространение в системах панельно-лучистого отопления получили приставные панели, применение которых способствует индустриализации строительства, особенно при совмещении их с конструктивными элементами здания.

Перегородочная панель, как указывалось ранее, обогревает одновременно две смежные комнаты, из-за чего невозможна индивидуальная регулировка температур. Кроме того, перегородочные панели не исключают холодных токов воздуха от окон в помещение. По этим соображениям применение панелей подоконного типа более целесообразно, чем перегородочных. Подоконные и перегородочные панели находят применение в жилых и общественных зданиях (больницах, детских комнатах), а также в некоторых производственных помещениях.

Расположение змеевиков в горизонтальной плоскости потолочных и напольных систем лучистого отопления затрудняет удаление из них воздуха при заполнении системы водой и в процессе эксплуатации. Поэтому для предупреждения образования воздушных пробок в змеевиках необходимо повышать в них скорости движения воды (не менее $0,25$ м/сек).

Системы лучистого отопления с нагретым полом применяются в помещениях большого объема (таких, как ангары, вокзалы, спортивные залы, закрытые бассейны

и т. п.). Поскольку допускаемая температура нагрева поверхности пола не должна превышать 28°C , то может оказаться, что площадь пола при данной температуре не в состоянии обогреть помещение. В этом случае приходится дополнительно устанавливать другие виды нагревательных приборов (радиаторы, приставные панели и др.).

Потолочные системы лучистого отопления находят применение за рубежом (например, во Франции), а в нашей стране они не получили распространения.

К основным недостаткам систем панельно-лучистого отопления относятся сложность ремонта труб, заделанных в бетон панели, большая тепловая инерция массивных бетонных панелей, из-за которой нельзя быстро изменять температуру помещения, а также большой расход прокатного металла (стальных труб).

Глава XI

ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

§ 55. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОФИКАЦИИ

Теплоснабжение группы зданий или отдельного района города, осуществляемое из одного теплоисточника — районной котельной или теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), принято называть *централизованным теплоснабжением*.

Основными преимуществами централизованного теплоснабжения по сравнению с теплоснабжением от котельных небольшой мощности, обслуживающих одно или несколько зданий, являются: снижение расхода топлива на единицу тепловой энергии, за счет повышения к. п. д. мощных котельных установок; возможность эффективно сжигания как низкосортного топлива (торф, бурый уголь), так и наиболее эффективного (природного или искусственного газа), внедрение механизации и автоматизации топочных процессов, меньшее загрязнение атмосферного воздуха продуктами сгорания и др.

Наиболее эффективным видом централизованного теплоснабжения является теплофикация, при которой тепловая энергия получается от теп-

ловых электростанций (ТЭЦ), вырабатывающих одновременно электроэнергию и тепло. При централизованном теплоснабжении от ТЭЦ расход топлива в 2—3 раза меньше, чем при снабжении от районной котельной.

На рис. XI.1 приведена принципиальная схема ТЭЦ, вырабатывающей электроэнергию и тепло для систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

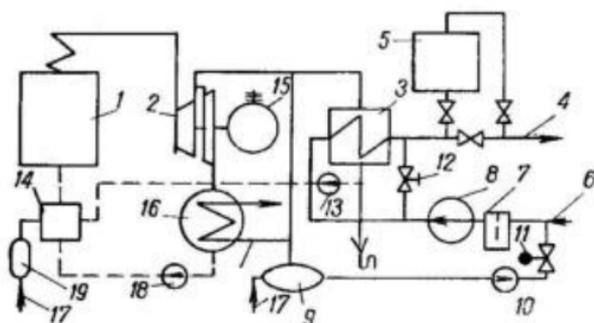


Рис. XI.1. Принципиальная схема ТЭЦ

Пар высокого давления (до 200 ат) поступает от котла 1 в теплофикационную турбину 2. После расширения в турбине 2 пар поступает в водоподогреватель 3, где нагревает циркулирующую в теплосетях воду до требуемой температуры. Из водоподогревателя 3 вода поступает в тепловую сеть 4 непосредственно или после догрева в дополнительном (пиковом) котле 5. Догревание воды в пиковом котле применяется при значительном понижении температуры наружного воздуха.

Охладившаяся в системах потребителей тепла вода по трубопроводу 6 возвращается в ТЭЦ для нового подогрева. Она проходит грязевик 7 и центробежным насосом 8 перемещается в подогреватель 3 и далее в пиковый котел 5 (в последнее время заменяется пиковым водоподогревателем), откуда вновь поступает через теплопровод 4 в систему теплоснабжения.

При входе на ТЭЦ вода в сети пополняется добавочной химически очищенной водой из водоподготовки 9 подпиточным насосом 10 через регулятор давления 11. Перемычка с терморегулятором 12 служит для регулирования температуры воды за водоподогревателем. Конденсат пара из водоподогревателя 3 насосом 13 подает-

ся в деаэратор 14. Неиспользованный в отборе пар проходит во вторую часть турбины 2 с электрогенератором 15, где расширяется и поступает в конденсатор 16, охлаждаемый водой из водопровода 17.

В конденсаторе отработанный пар конденсируется в воду и насосом 18 подается в деаэратор 14, где пополняется химически очищенной в водоподготовке 19 водой и поступает в котел.

§ 56. ВИДЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Системы централизованного теплоснабжения подразделяются на водяные и паровые.

Водяные системы теплоснабжения применяются для удовлетворения потребностей в тепле систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, а паровые системы — для обеспечения технологических нужд промышленных предприятий.

Теплоноситель водяной системы теплоснабжения обычно имеет такие параметры: $t_T = 150$ и $t_0 = 70^\circ\text{C}$.

Водяные системы централизованного водоснабжения могут быть закрытыми и открытыми. В первых вода от потребителей полностью возвращается на ТЭЦ (без разбора ее на хозяйственно-бытовые и производственные нужды), а во вторых часть воды расходуется на горячее водоснабжение (система теплоснабжения с непосредственным разбором воды).

Тепловые сети. Трубопроводы, по которым транспортируется горячая вода или пар от ТЭЦ к потребителям, называют *тепловыми сетями*. По своему назначению они могут быть магистральными (прокладываются в главном направлении населенного пункта), распределительными (прокладываются от магистральных тепловых сетей к микрорайонам) и ответвлениями от распределительных сетей к отдельным зданиям.

Тепловые сети, как водяные, так и паровые, устраивают преимущественно двухтрубными.

В зависимости от расположения источника тепла и потребителей они могут быть радиальными (рис. XI.2,а) и кольцевыми (рис. XI.2,б). В большинстве случаев применяются радиальные сети, имеющие самую низкую стоимость строительства и наиболее удобные в эксплуатации. Однако их не всегда можно применять, так как в случае аварии они перестают обеспечивать теп-

лом некоторых потребителей. Поэтому когда по условиям производства промышленного предприятия перерыв в подаче тепла недопустим, устраивают кольцевую сеть. При кольцевой сети теплоноситель поступает к потребителю с двух сторон, так что при ремонте одного из участ-

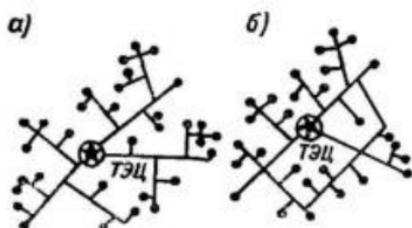


Рис. XI.2. Схемы сетей теплоснабжения
а — радиальная; б — кольцевая

ков сети теплоноситель может поступать к потребителю с другого участка.

Теплопроводы наружной сети централизованного теплоснабжения, как правило, прокладывают в подземных каналах. Иногда, когда это оправдывается технико-экономическими соображениями, теплопроводы прокладывают по эстакаде, на мачтах или по стенам зданий.

Подземные каналы могут быть непроходными и проходными. Наиболее часто теплопроводы прокладывают в непроходных каналах в основном из железобетонных блоков заводского изготовления с тщательной промазкой швов между ними цементным раствором (рис. XI.3).

Проходные каналы, несмотря на удобство обслуживания в эксплуатационный период, из-за их дороговизны применяются редко и только в тех случаях, когда в канале нужно проложить не два, а большее количество тру-

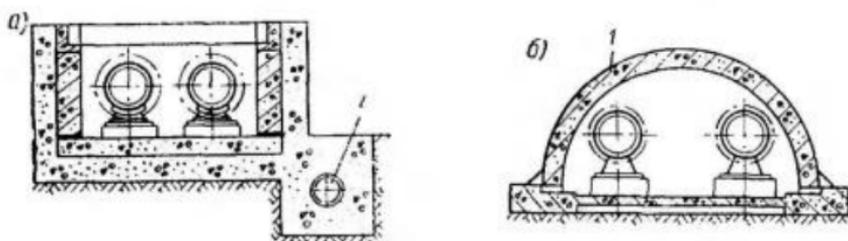


Рис. XI.3. Непроходные каналы для прокладки тепловых сетей
а — прямоугольный; б — сводчатый; 1 — железобетонный свод; 2 — дренажная труба

бопроводов. Для стока воды предусматривается уклон дна каналов не менее 0,002.

Каналы следует располагать выше грунтовых вод. При отсутствии такой возможности на 200—300 мм ниже дна канала прокладывают дренажные трубы диамет-

ром 100—150 мм для понижения уровня воды в зоне заложения (см. рис. XI.3,а).

Если грунтовые воды отсутствуют, а грунт достаточно плотен (например, глина), можно применять бесканальную прокладку теплопроводов (рис. XI.4).

Конструктивным элементом в ней могут служить железобетонные скорлупы (сегменты) полукольцевого сечения длиной 2 и толщиной 4 см. Нижнюю половину же-

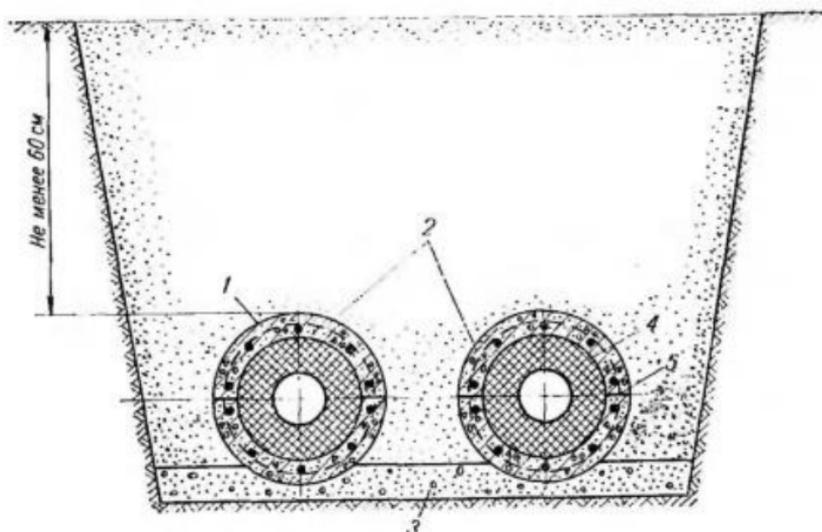


Рис. XI.4. Бесканальная прокладка трубопроводов тепловых сетей

1 — горячий битум; 2 — железобетонные сегменты; 3 — щебенчатая подготовка; 4 — минеральный войлок; 5 — заделка швов скорлуп цементным раствором

лезобетонной скорлупы укладывают на щебеночную подготовку на цементном растворе толщиной 8 см. В образовавшийся таким образом лоток кладут минеральный войлок (гудронированный) или минеральную вату и бетонные камни, служащие опорами для теплофикационных труб. Теплофикационные трубы до их укладки покрывают антикоррозионным лаком. После монтажа труб на цементном растворе укладывают верхние скорлупы.

Схемы присоединения местных систем водяного отопления к тепловым сетям (ТЭЦ). Для присоединения систем отопления к водяным наружным тепловым сетям применяются следующие схемы: непосредственное присоединение без подмешивания обратной воды — при тем-

температуре воды в системе отопления, равной температуре воды в тепловой сети (рис. XI.5,а); с подмешиванием к воде тепловой сети обратной воды из системы отопления при помощи элеватора (рис. XI.5,б); с подмешиванием обратной воды при помощи насоса, устанавливаемого на

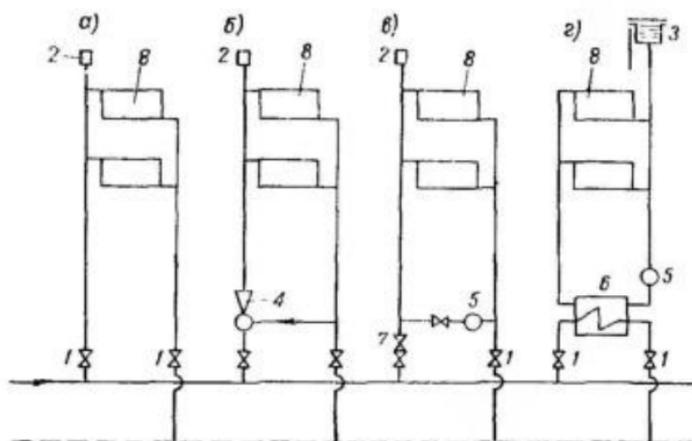


Рис. XI.5. Схемы присоединения систем отопления к тепловым сетям

а — схема непосредственного присоединения; б — схема присоединения с подмешиванием и установкой элеватора; в — схема присоединения с установкой на перемычке насоса; г — схема присоединения с установкой водоподогревателя; 1 — задвижка; 2 — воздухоотборник; 3 — расширительный сосуд; 4 — водоструйный элеватор; 5 — насос; 6 — водоподогреватель; 7 — обратный клапан; 8 — нагревательный прибор

перемычке между подающим и обратным трубопроводами на вводе (рис. XI.5,в), применяется при недостаточном давлении в тепловой сети, не обеспечивающим подмешивания обратной воды к горячей; с установкой водоподогревателя (рис. XI.5,г) применяется для предохранения местной системы от излишнего давления в тепловой сети выше необходимого.

Наиболее распространена схема (теплофикационный узел) с установкой водоструйного элеватора (рис. XI.6), используемая при вводе тепловой сети в отапливаемое здание. Эта схема применяется в том случае, когда расчетная температура воды в местной системе ниже температуры воды в тепловой сети и располагаемое давление достаточно для работы элеватора.

Водоструйные элеваторы применяются для систем отопления с потерей давления в них не больше 1,5 м вод. ст. Коэффициент полезного действия элеваторов не-

денсат из местной системы отопления собирается в конденсационном баке и насосом перекачивается в конденсаторопровод тепловой сети. Пароводяные системы отопления можно присоединять к паровым теплосетям также по схеме, изображенной на рис. XI.7,б. Трубопроводы к калориферам систем вентиляции могут непосредственно присоединяться к водяным сетям по схеме, указанной на рис. XI.5,а.

Глава XII

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 57. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ЭЛЕКТРИЧЕСКОМ ОТОПЛЕНИИ

Электрическая энергия, переводимая в тепловую, может в некоторых случаях с успехом использоваться для отопления помещений.

Электрическая энергия вырабатывается в основном централизованно на гидротепловых электростанциях. Электроэнергия, вырабатываемая на гидроэлектростанциях, не требует расхода топлива и в ряде случаев имеет стоимость более низкую, чем стоимость какого-либо другого вида энергии (газовой, тепловой).

Электрическое отопление позволяет обойтись без децентрализованной заготовки топлива, его хранения и перевозки, связанных с затратами физического труда, использованием транспорта и загрязнением территории. Кроме того, при электрическом отоплении отсутствуют продукты сгорания, поэтому отпадает необходимость в устройстве каких-либо каналов и труб для их отвода. Первоначальные затраты на устройство электрического отопления меньше, чем на устройство систем газового или центрального отопления.

В отдельных случаях электрическая энергия является единственным возможным способом отопления. Так, в условиях Арктики, где отсутствует местное топливо, для отопления может быть использована только электроэнергия, вырабатываемая электрогенератором, приводимым в движение от ветряного двигателя. Электрическое отопление также наиболее рационально в электропоездах и автобусах. Этот вид отопления целесообраз-

но применять в местностях с теплым климатом и непродолжительным отопительным периодом (в виде временных подогревающих устройств).

Существенным недостатком электрического отопления является все еще довольно высокая отпускная стоимость электроэнергии, ограничивающая его распространение.

§ 58. НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕКТРОПРИБОРЫ

Принцип действия электрических нагревательных приборов основан на законе Джоуля—Ленца. Согласно этому закону электрический ток, проходящий по проводнику, преодолевает сопротивление последнего, вследствие чего напряжение тока понижается и часть электроэнергии переходит в тепло. Нагревательные приборы, основанные на использовании перехода сопротивления проводников в тепло, называются *реостатными*.

Теплоотдачу электрических нагревательных приборов можно регулировать путем изменения схемы их включения. При переменном трехфазном токе электроприборы включаются в сеть по

схемам «звезда» (рис. XII.1, а) или «треугольник» (рис. XII.1, б).

При переключении прибора со «звезды» на «треугольник» его теплоотдача увеличивается в 3 раза. Такое регулирование теп-

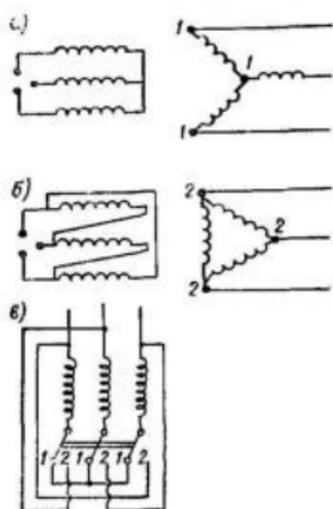


Рис. XII.1. Схемы включения электрических нагревательных приборов в электросеть

а — по схеме «звезда»; б — по схеме «треугольник»; в — переключатель для перевода схемы «звезда» на схему «треугольник»

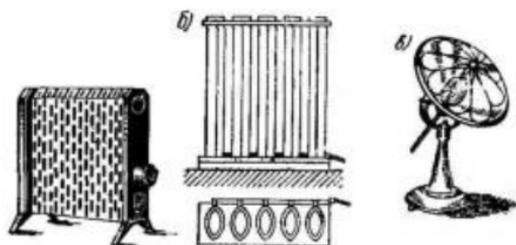


Рис. XII.2. Электрические нагревательные приборы

а — с проволочными спиралями; б — электрофор; в — рефлектор

лоотдачи нагревательными приборами возможно лишь при наличии специального переключателя (рис. XII.1,в). В этом переключателе контакты 1-1-1 служат для соединения по схеме «звезда», а контакты 2-2-2 — по схеме «треугольник».

Регулировать теплоотдачу электронагревательных приборов можно также путем разделения греющих спиралей на несколько групп, включая большее или меньшее количество действующих спиралей.

Конструктивное оформление электрических нагревательных приборов может быть самым различным.

На рис. XII.2,а показан наиболее распространенный тип электронагревательного прибора. Он состоит из предохранительного сетчатого кожуха, внутри которого натянута проволочные спирали. Сбоку находится переключатель, позволяющий включать большее или меньшее число спиралей и тем самым регулировать теплоотдачу прибора. Под переключателем помещается коробка для присоединения проводов.

К электронагревательным приборам, хорошо удовлетворяющим гигиеническим требованиям, можно отнести так называемый электрофор (рис. XII.2,б). По внешнему виду он напоминает радиатор водяной и паровой систем отопления.

Каждый элемент прибора представляет собой эллиптическую трубу с двойными стенками, открытую с обеих сторон. Снаружи и изнутри трубы омываются воздухом, а потому прибор имеет сравнительно развитую поверхность нагрева. В пространство между двойными стенками трубы заложена изоляция, в которой помещен греющий проводник прибора. Пространство заполнено разреженным азотом, способствующим удлинению срока службы проводника. Преимущество такого прибора состоит в том, что при развитой поверхности нагрева он имеет к тому же сравнительно низкую температуру и доступен для очистки от пыли.

Электронагревательные приборы, приведенные на рис. XII.2, а и б, отдают тепло в основном путем конвекции. На рис. XII.2, в показан прибор (рефлектор), который передает тепло в основном лучеиспусканием. Он состоит из керамического конуса с желобками, в которых проложены греющие спирали сопротивления, рассчитанные на накал до красного каления. Конус расположен в металлическом зеркале-отражателе, посыла-

ющем в окружающий его воздух поток тепловых лучей. Зеркало (отражатель) закрыто сеткой, защищающей от ожогов, и соединено с тяжелой металлической подставкой шарниром, позволяющим поворачивать отражатель в нужном направлении.

В последнее время промышленность стала выпускать электрические нагревательные приборы радиаторного типа (рис. XII. 3), предназначенные для дополнительного обогрева помещений жилых и общественных зданий. Нагревательный прибор (электрорадиатор) состоит из стального корпуса, трубчатого электронагревателя, терморегулятора и несъемного соединительного шнура со штепсельной вилкой. Стальной герметично сваренный корпус заполнен трансформаторным маслом, а снаружи покрыт термостойкой краской. Трубчатый электронагреватель изготовлен из нихромовой спирали, вставленной внутрь трубки нагревателя. Для защиты нагревателя от окисления и для изоляции его трубки он помещается в засыпке (спрессованном порошке) из окиси магния.



Рис. XII.3. Электрорадиатор

Терморегулятор, заключенный в металлический корпус, состоит из термореле и аварийного выключателя. На корпусе терморегулятора имеются регулятор температуры, кнопка аварийного выключателя и сигнальная лампочка, которая загорается при включении электрорадиатора в сеть.

Температура корпуса радиатора автоматически поддерживается термореле и может достигать 120°C . Когда температура достигает наибольшей величины (при заданном положении колесика регулирования температуры), термореле отключает нагреватель и лампочка при этом гаснет. При понижении температуры корпус до заданного предела нагреватель автоматически включается и сигнальная лампочка загорается вновь. Аварийный выключатель приходит в действие при повышении температуры корпуса до $130\text{--}140^{\circ}\text{C}$. В этом случае зубчатое колесо, припаянное к оси выключателя

повертывается, защелка аварийного выключателя освобождается и происходит разрыв цепи электрического тока. В электрическую сеть радиатор включают штепсельной вилкой. Номинальное напряжение для электро радиатора 127—220 в; мощность нагревателя 550 вт.

В отдельных случаях для электрического отопления стали применяться электронагревательные листовые (панельные) приборы из токопроводящей резины. Такой прибор (панель) имеет толщину 3, длину 2 и ширину 0,5—0,7 м и состоит из четырех слоев: двух средних — токопроводящих и двух наружных — токоизолирующих.

Между токопроводящими слоями по всей длине листа (по его краям) прокладывают электроды из полос медной сетки или из тонких латунных лент. Объединенные концы электродов, выводимые за край листовой панели, служат для присоединения приборов к электрической сети. Максимальная температура прибора не превышает 40°C, теплоотдача составляет 200—250 ккал/м²·ч, а коэффициент теплопередачи равен 10 ккал/м²·ч·град.

Резиновые панели, располагаемые у наружных стен, должны иметь теплоизоляцию с примыкающей к стене стороны.

Глава XIII

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 59. ВЫБОР СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Требования, предъявляемые к системам центрального отопления. Каждая система центрального отопления должна удовлетворять санитарно-гигиеническим и экономическим требованиям, быть простой и надежной в действии.

Санитарно-гигиенические требования, предъявляемые к системам центрального отопления, сводятся к обеспечению в отапливаемом помещении по его площади и высоте равномерной температуры воздуха и к поддержанию на поверхностях нагревательных приборов температуры, исключающей возможность пригорания пыли. Колебания температуры в отапливаемых помеще-

ниях вредно отражаются на самочувствии людей и могут приводить к простудным заболеваниям. Поэтому для каждого помещения, в зависимости от его назначения, установлены необходимые температуры воздуха.

Экономические требования заключаются в том, чтобы стоимость устройства системы и ее эксплуатации была наименьшей. Необходимо также, чтобы устройство системы отопления требовало минимального расхода металла и наименьших затрат труда.

Выбор того или иного вида системы отопления и теплоносителя к ней зависит от назначения помещений здания, режима их эксплуатации и регламентируется советским законодательством, приведенным в СНиП II-Г.7-62 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».

Как правило, системы центрального отопления устраивают во всех зданиях (независимо от их объема и этажности), если они расположены вблизи тепловых сетей ТЭЦ или районной котельной. При отсутствии таких теплосетей вопрос об устройстве центрального отопления в жилых и общественных зданиях решается в зависимости от их назначения, объема и этажности.

В производственных помещениях системы центрального отопления применяются независимо от высоты (этажности) здания и, как правило, с использованием пара или горячей воды, вырабатываемых в котельных для производственных нужд.

В тех случаях когда в нерабочее время требуемая температура воздуха в производственных помещениях не обеспечивается за счет выделения тепла, аккумулированного технологическим оборудованием и ограждениями помещения, или когда технологическое оборудование не может быть использовано для нагрева помещения, применяют дежурную систему отопления, рассчитанную на создание внутренней температуры $+5^{\circ}\text{C}$.

После установления вида теплоносителя проектировщику надлежит решить вопрос, связанный с конструктивным оформлением системы отопления, т. е. решить схему системы.

В схеме должен быть указан способ прокладки магистральных трубопроводов (верхняя или нижняя разводка, попутная или тупиковая) и даны конструкции стояков с присоединенными к ним нагревательными приборами (двухтрубными, одностручными).

Так, для водяных систем отопления можно принять самые разнообразные схемы двухтрубные или одно-трубные с верхней или нижней разводкой, однетрубные вертикальные или горизонтальные, однетрубные вертикальные с замыкающим участком и со смещенными участками и т. д.

Одними из важных показателей систем отопления, которые должны учитываться при их выборе, служат расход металла и затраты труда на устройство систем. В табл. XIII.1 приведены процентные расходы радиато-

Таблица XIII.1

| Система | Расход в % | | Затраты труда на устройство системы в % |
|---|------------|----------------|---|
| | радиаторов | труб (по весу) | |
| Двухтрубная с разводкой: | | | |
| верхней | 100 | 100 | 100 |
| нижней и воздушными кранами у приборов | 100 | 95 | 102 |
| нижней и воздушными трубами | 100 | 105 | 102 |
| Сднетрубная с осевыми замыкающими участками: | | | |
| без сжимов | 115,5 | 93 | 91 |
| со сжимами | 108,5 | 91 | 92 |
| Однетрубная проточная регулируемая вертикальная, с нижней разводкой трубопровода, с односторонним присоединением приборов и установкой трехходовых кранов | 99,5 | 91 | 70 |
| То же, нерегулируемая | 98 | 91 | 70 |
| Горизонтальная проточная с воздухоотводными трубками | 98 | 128 | 75 |
| То же, с воздушными трубками | 98 | 116 | 50 |
| Однетрубная: | | | |
| с одним замыкающим смещенным участком | 107 | 93 | 103 |
| с двумя замыкающими смещенными участками | 108 | 96 | 135 |
| Система с децентрализованным смещением воды | 95 | 76 | 98 |

Примечания: 1. В таблице не учтено уменьшение расхода радиаторов за счет тепла, поступающего от неизолированных труб.

2. Таблица составлена по данным сравнения пятиэтажных жилых зданий.

ров, труб и затраты труда на сооружение различных систем водяного отопления с насосным побуждением.

Из приведенной таблицы следует, что наиболее экономичны однетрубные системы отопления.

§ 60. СОСТАВ И ОЧЕРЕДНОСТЬ РАБОТ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В проект устройства системы центрального отопления первой стадии входят:

выбор вида системы с указанием параметров теплоносителя и источника теплоснабжения;

ориентировочное определение (по укрупненным измерителям) расхода тепла на нужды отопления;

конструктивное решение схемы отопления с установлением типа нагревательных приборов;

ориентировочный расчет нагревательных приборов и трубопровода.

При расположении источника тепла вне отапливаемого здания к проекту прокладывается выкопировка из генплана местности с указанием на ней расположения источника тепла и трассы наружных тепловодов от него к отапливаемому зданию. Кроме того, к нему прилагается выборка основных материалов и оборудования, а также ориентировочная смета на устройство системы центрального отопления.

В последующей стадии проектирования уточняют все расчеты системы: расходы тепла для каждого в отдельности помещения, вид и параметры теплоносителя. конструкции стояков, тип и количество нагревательных приборов, и разрабатывают рабочие чертежи.

В ряде случаев системы отопления проектируют в одну стадию (так называемый техно-рабочий проект).

§ 61. ВЫЧЕРЧИВАНИЕ СХЕМ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

После уточнения по каждому помещению количества нагревательных приборов их наносят на строительные поэтажные планы здания. Там же отмечают расположение магистрального трубопровода, стояков и подводок к приборам.

Далее, пользуясь разрезами здания, приступают к конструированию стояков и схем систем отопления; при этом должны быть предусмотрены устройства для удаления воздуха из систем, намечены места прохождения трубопроводов в подпольных каналах (с указанием их габаритных размеров и конструкций); показаны места установки компенсаторов и мертвых точек и др.

Схемы систем отопления могут быть выполнены в аксонометрической проекции с совместным изображением нагревательных приборов, стояков и магистральных трубопроводов (рис. XIII.1), в аксонометрической проекции с изображением магистральных трубопроводов и

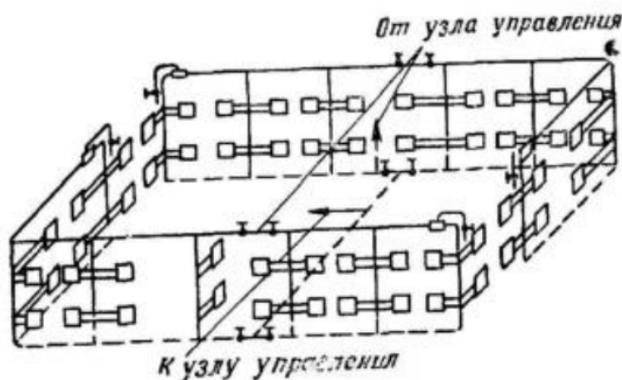


Рис. XIII.1. Аксонометрическая проекция схемы системы отопления с изображением приборов стояков и магистральных трубопроводов

выносом отдельно стояков с нагревательными приборами (рис. XIII.2) и в ортогональной проекции (развертке), изображенной на рис. XIII.3.

В большинстве случаев схемы вычерчивают в аксонометрической проекции и реже в развертке.

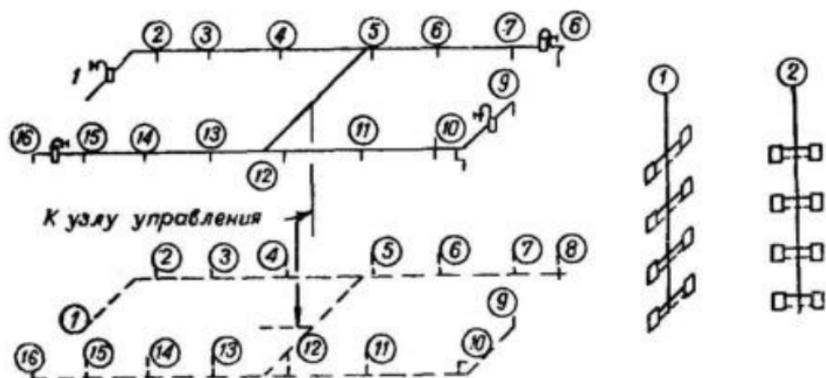


Рис. XIII.2. Аксонометрическая проекция схемы системы отопления с изображением магистральных трубопроводов и выносом отдельно стояков

Обычно при вычерчивании схем применяется масштаб 1 : 100 и только лишь при вычерчивании схем отопления для больших зданий применяют масштаб 1 : 200.

При выполнении чертежных работ проекта пользуются установленными графическими обозначениями деталей систем.

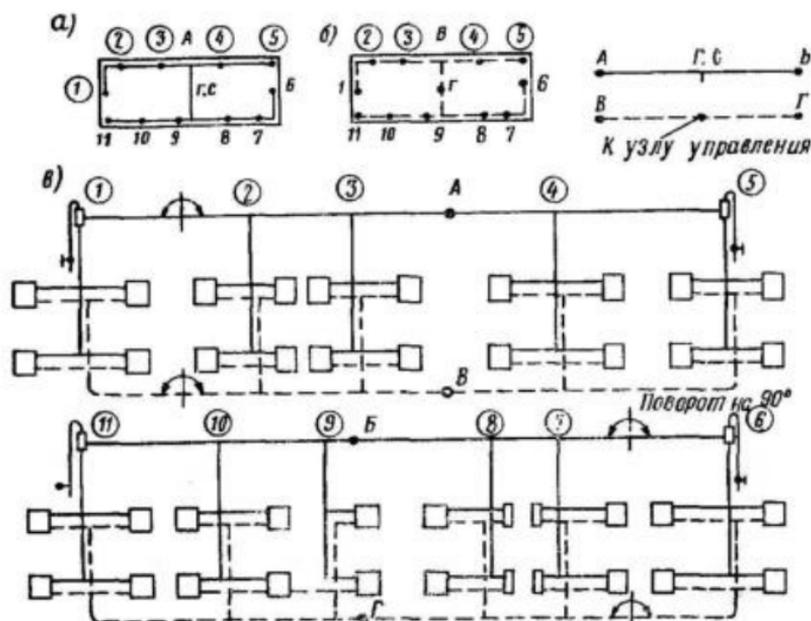


Рис. XIII.3. Схема отопления в ортогональной проекции (развертка)

а — расположение подающих магистралей; *б* — расположение обратных магистралей; *в* — развертка

После вычерчивания схемы приступают к гидравлическому расчету трубопроводов (см. указания и примеры расчета, приведенные в § 30, 31, 38 и 45).

К проекту системы отопления, как правило, прилагается пояснительная записка, спецификация необходимых материалов, оборудования и объем предстоящих работ по устройству системы отопления.

Монтажное проектирование. В настоящее время основным методом производства санитарно-технических работ (в том числе и работ по монтажу систем центрального отопления) является индустриальный метод.

При индустриальном методе производства работ

строго разграничены заготовка систем отопления, выполняемая в заготовительных мастерских, и их сборка на месте.

Заготовку систем отопления в мастерских можно выполнять или по замерам, снятым с натуры (уже выстроенного здания), или по монтажным проектам, разработанным на основе рабочих чертежей системы отопления. Однако по одним рабочим чертежам технического проекта системы отопления, выполненным в определенном масштабе (с точностью, недостаточной для составления монтажного проекта), нельзя производить предварительной заготовки деталей трубопроводов. Кроме того, размеры выполненных в натуре строительных конструкций часто существенно отличаются от размеров, предусмотренных проектом.

Поэтому часто обычными рабочими чертежами пользуются лишь для разметки деталей в выстроенных зданиях, а размеры деталей трубопроводов уточняют по эскизам, составленным непосредственно на объекте.

В ряде случаев (например, для типовых строительных проектов зданий) бывает целесообразно не составлять замерных эскизов на месте, а составлять их по рабочим чертежам.

В монтажном проекте должны быть указаны все размеры, необходимые для изготовления деталей и узлов системы отопления, т. е. размеры деталей трубопроводов, оборудования и арматуры, а также размеры привязки стояков и нагревательных приборов к осям окон, наружным стенам и перегородкам.

В монтажном проекте указываются на чертежах лишь так называемые строительные длины участков, по которым уже в заготовительных мастерских в соответствии с размерами принимаемых фасонных частей арматуры и радиусами гнутья отводов подсчитывают так называемые монтажные заготовительные длины.

Строительной длиной l_c называется расстояние между центрами фасонных частей на прямых участках трубопровода (рис. XIII.4, а) и расстояние между центром фасонной части и осью отвода на изогнутом участке (рис. XIII.4, б).

Монтажной длиной l_m на прямых участках трубопровода называют длину трубного участка без фасонных частей и арматуры (рис. XIII.4, в); для участка с одним отводом 90° — длину от начала трубы до оси отвода

ОСНОВЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 62. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

После окончания монтажа системы отопления производится ее гидравлическое испытание.

Гидравлическое испытание системы проводят при отключенных котлах и расширительном сосуде. На расширительной и циркуляционной трубах отключенного расширительного сосуда устанавливают воздушные краны.

Перед гидравлическим испытанием системы наполняют водой из водопровода; при этом предварительно открывают все регулирующие и воздушные краны, а также запорную арматуру, установленную на стояках и магистральных трубопроводах. Если давление в водопроводе недостаточно для наполнения системы водой в верхних этажах здания, то воду подкачивают ручным насосом. Систему заполняют водой медленно, так как это облегчает удаление из нее воздуха; при этом одновременно ведут поэтажный осмотр системы на предмет обнаружения течи. Если течь незначительна, то систему продолжают наполнять, а все дефекты отмечают мелом. К гидравлическому испытанию системы давлением приступают только после исправления этих дефектов.

Системы отопления испытывают на давление, превышающее на 1 *ати* рабочее давление, но не менее 4 *ати* в самой низкой точке системы. В системе водяного отопления с естественной циркуляцией воды рабочее давление определяется только гидростатическим давлением, а в насосной системе, кроме того, и давлением, создаваемым насосом. Давление при гидравлических испытаниях создается или подключением системы к водопроводу, или гидравлическим прессом, присоединяемым к обратному трубопроводу системы.

Если за 5 *мин*, в течение которых система находится под указанным давлением, падение давления по манометру не будет превышать 0,2 *ати*, то система признается выдержавшей испытание. Для испытаний применяются проверенные (контрольные) манометры с делениями на шкале через 0,1 *ати*.

Как правило, системы подвергают гидравлическим испытаниям при положительной температуре воздуха помещений. Однако это не должно задерживать приемки в эксплуатацию системы отопления в зимнее время; в этом случае систему принимают без гидравлического испытания, но с обязательным последующим поочередным испытанием на давление всех стояков системы отопления.

Величина испытательного гидравлического давления для систем, присоединяемых к тепловым сетям, должна быть согласована с районной ТЭЦ.

Паровые системы отопления с рабочим давлением до 0,7 *ати* испытывают гидравлическим давлением, равным 2,5 *ати* в нижней точке системы, а системы с рабочим давлением более 0,7 *ати* — гидравлическим давлением, равным рабочему давлению плюс 1 *ати*, но не менее 3 *ати* в верхней точке системы. Так же как и для водяных систем, система парового отопления считается выдержавшей гидравлическое испытание, если за 5 *мин*, в течение которых она находится под установленным давлением, падение давления не превысит 0,2 *ати*.

Прошедшие гидравлическое испытание системы парового отопления проверяют на плотность соединений. Для этого в систему пускают пар под давлением, равным рабочему, и следят, не выходит ли пар через неплотности в соединениях.

Системы панельного отопления испытывают гидравлическим способом на давление 10 *ати* в течение 15 *мин*; при этом допускается падение давления не более 0,1 *ати*.

§ 63. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Кроме гидравлических испытаний системы отопления подвергаются тепловым испытаниям.

При тепловых испытаниях отопительные системы проверяют на прогрев и равномерность прогрева нагревательных приборов. Обычно проверку прогрева нагревательного прибора проводят на ощупь, а более точно — при помощи термопар.

Тепловым испытаниям предшествует регулировка системы отопления. Основная задача регулирования сводится к установлению во всех помещениях таких температур воздуха, которые отличаются от температур, предусмотренных проектом, не более чем на $\pm(1-2^\circ)$.

Регулировка системы водяного отопления в основном сводится к установлению равномерного прогрева всех нагревательных приборов путем большего или меньшего открытия у них кранов двойной регулировки (количественное регулирование) (см. § 21). Как указывалось ранее, кроме количественного регулирования в системах водяного отопления применимо и качественное регулирование теплоотдачи нагревательных приборов — изменение температуры воды, подаваемой в приборы из теплового центра (котельной или ТЭЦ).

Причиной непрогрева отдельных узлов систем отопления (в том числе и нагревательных приборов) могут служить засоры труб и приборов остатками формовочной земли и строительным мусором (при монтаже системы), а также воздушные пробки.

После первичной (монтажной) регулировки приборов кранами замеряют температуру воздуха в помещениях. Температуру воздуха в помещениях измеряют на высоте 2 м от пола и на расстоянии не менее чем 1 м от внутренней поверхности наружного ограждения. Там, где температура окажется выше расчетной, краны двойной регулировки у приборов несколько прикрывают (уменьшая поступление воды в приборы), а там, где температура помещений будет ниже расчетной, краны приоткрывают (увеличивая поступление воды в приборы).

Во время регулирования системы отопления необходимо поддерживать температуру теплоносителя на постоянном уровне, который должен соответствовать отопительному графику для различных наружных температур воздуха.

При перегреве помещений количество поступающей в систему воды можно регулировать также прикрыванием задвижек у котлов или в узлах управления, присоединяемых к тепловым сетям ТЭЦ.

§ 64. РЕМОНТ, ПРОМЫВКА И ПРОБНАЯ ТОПКА СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

После окончания отопительного сезона систему отопления ежегодно промывают, спуская из нее всю воду. За то время, пока система находится без воды, ее ремонтируют и устраняют все неисправности, которые по каким-либо причинам не могли быть устранены при ее работе.

После устранения дефектов систему вновь наполняют свежей водой и проводят пробную топку с нагреванием воды в ней до температуры 95°C. Эту температуру в системе поддерживают в течение 1 ч с целью максимального удаления из нее воздуха.

Как правило, система всегда должна находиться под водой; уровень воды в ней проверяется открытием крана на сигнальной линии от расширительного сосуда, при отсутствии расширительного сосуда — по показанию манометра, установленного в узле управления системы.

При эксплуатации систем отопления следует иметь в виду, что частые смены в них воды способствуют прониканию внутрь систем воздуха, содержащегося в водопроводной воде, что приводит к коррозии труб.

Обслуживающий систему отопления персонал должен быть снабжен рабочими чертежами и инструкцией по уходу за системой. Чертежи и инструкцию составляет монтажная организация, производившая монтаж системы.

В эксплуатационный период необходимо постоянно проводить наблюдение и уход за системой отопления. Следует строго придерживаться отопительного, температурного графика, в котором указано, какие температуры воды следует поддерживать на котлах или в узлах управления при изменении наружных температур.

Раздел второй

ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Глава XV

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 65. СОСТАВ И ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОЗДУХА. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО СОСТОЯНИЯ

Сухой атмосферный воздух является смесью нескольких газов и содержит по объему 21% кислорода, 78% азота, 0,95% аргона, 0,03% углекислоты и другие газы (например, гелий, неон и пр.).

В качестве примесей природный атмосферный воздух содержит также небольшое количество водяных паров, т. е. может иметь разную влажность. Содержание водяного пара в воздухе изменяется и зависит от температуры последнего. Для технических расчетов можно считать, что влажный воздух в пределах от -30 до 150°C подчиняется законам идеального (однородного) газа.

К основным параметрам, характеризующим физические свойства воздуха, относятся его удельный и объемный вес, теплоемкость, влагосодержание, теплосодержание, давление и температура.

Давление воздуха. Атмосферное давление воздуха B обычно называют *барометрическим*.

По закону Дальтона атмосферное давление состоит из давления сухого воздуха и давления водяных паров, т. е.

$$B = p_{\text{с.в}} + p_{\text{п}}, \quad (\text{XV.1})$$

где $p_{\text{с.в}}$ — парциальное (частичное) давление сухого воздуха;

$p_{\text{п}}$ — то же, водяных паров.

На уровне моря атмосферное давление в среднем равно 760 мм рт. ст. С повышением уровня местности оно падает. Для средней полосы европейской части СССР атмосферное давление составляет в среднем 745 мм рт. ст.

Обычно для практических расчетов принимают техническую атмосферу (*ати*), которая равна 1 кгс/см².

В отопительно-вентиляционной технике приходится иметь дело с относительно небольшими давлениями, и за единицу измерения давления принимается давление 1 кгс/м², т. е. 0,0001 ати. Давление 1 кгс/м² соответствует напору 1 мм вод. ст.

Процессы изменения состояния воздуха. Состояние сухого воздуха определяется давлением B , кгс/м²; удельным объемом v , м³/кг, объемным весом γ , кгс/м³ и абсолютной температурой T в °К (по шкале Кельвина).

Удельным объемом называется объем единицы веса воздуха, а обратная ему величина представляет собой *объемный (удельный) вес* воздуха, т. е.

$$v = \frac{1}{\gamma}, \quad (\text{XV.2})$$

$$\gamma = \frac{1}{v}. \quad (\text{XV.3})$$

Абсолютная температура воздуха в °К

$$T = 273 + t,$$

где t — температура воздуха по столбчатой шкале в °С.

Вес воздуха в кг определяется как произведение его объема на объемный вес, т. е.

$$G = L \gamma, \quad (\text{XV.4})$$

где L — объем воздуха в м³.

γ — объемный вес воздуха в кг/м³.

С другой стороны, объем сухого воздуха в м³ может быть выражен как произведение его веса на удельный объем, т. е.

$$L = G v. \quad (\text{XV.5})$$

По закону Бойля — Мариотта объем воздуха (газа) при неизменной температуре обратно пропорционален

давлению. Если при давлении p_1 объем 1 кг воздуха (газа) составляет v_1 , а при давлении p_2 он равен v_2 , то

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1},$$

или

$$p_1 v_1 = p_2 v_2,$$

т. е. произведение давления на удельный объем есть величина постоянная.

В общем виде

$$p v = \text{const.} \quad (\text{XV.6})$$

По закону Гей-Люссака при повышении температуры на 1° и постоянном давлении объем воздуха увеличивается на $1/273$ часть его объема при 0°C .

Если при 0°C воздух имел объем L_0 , то при t° его объем будет равен:

$$L_t = L_0 (1 + \alpha t), \quad (\text{XV.7})$$

где $\alpha = 1/273$ — коэффициент объемного расширения воздуха.

Таким образом, пользуясь законом Гей-Люссака, можно определить отношение объемов L_1 и L_2 одного и того же весового количества воздуха, взятого при разных температурах:

$$L_1 = L_0 (1 + \alpha t_1) \text{ и } L_2 = L_0 (1 + \alpha t_2),$$

откуда следует, что

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{273 + t_1}{273 + t_2} \text{ или } \frac{L_1}{L_2} = \frac{T_1}{T_2}, \quad (\text{XV.8})$$

т. е. при постоянном давлении объем воздуха изменяется прямо пропорционально изменению его абсолютной температуры.

А так как

$$\gamma_1 = \frac{1}{v_1} \text{ и } \gamma_2 = \frac{1}{v_2},$$

то

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{T_2}{T_1}, \quad (\text{XV.9})$$

т. е. отношение объемных весов воздуха обратно пропорционально отношению абсолютных температур.

При одновременном изменении давления, объема и температуры

$$\frac{p_1 L_1}{T_1} = \frac{p_2 L_2}{T_2} = \text{const} = R.$$

Величина R , выраженная в $\frac{\text{кг} \cdot \text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{кг} \cdot \text{град}}$, или $\text{кг} \cdot \text{м}/\text{кг} \cdot \text{град}$, носит название *газовой постоянной*.

В общем виде это уравнение записывается так:

$$pL = RT \quad (\text{XV.10})$$

и носит название *характеристического уравнения газов*.

Для воздуха весом G характеристическое уравнение имеет вид

$$pL = GRT. \quad (\text{XV.11})$$

Газовая постоянная сухого воздуха $R_{с.н} = 29,27$, а для водяного пара $R_n = 47,1 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{кг} \cdot \text{град}$.

Теплоемкость воздуха. Различают удельную весовую и удельную объемную теплоемкости.

Весовой удельной теплоемкостью c_v называют количество тепла, необходимое для того, чтобы 1 кг воздуха нагреть на 1° ; для вентиляционных расчетов принимают $c_v = 0,24 \text{ ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$.

Объемной удельной теплоемкостью c_o называют количество тепла, которое необходимо для того, чтобы 1 м³ воздуха нагреть на 1° . При $t = 0^\circ\text{C}$ и барометрическом давлении $B = 745 \text{ мм вод. ст.}$ $c_o = 0,31 \text{ ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{град}$.

С изменением температуры и давления объемная теплоемкость меняется пропорционально объемному весу воздуха. Поэтому при определении расходов тепла на подогрев воздуха точнее пользоваться весовой удельной теплоемкостью.

Весовая удельная теплоемкость водяных паров, содержащихся во влажном воздухе, $c_n = 0,43 \text{ ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$, откуда ясно, что удельная весовая теплоемкость влажного воздуха выше, чем сухого. Несмотря на это, при вентиляционных расчетах принимают во внимание, как правило, весовую удельную теплоемкость сухого воздуха, т. е. $c = 0,24 \text{ ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$.

Количество тепла, необходимого для подогрева воздуха, определяют по формулам:

$$Q = G c_1 (t_2 - t_1), \quad (\text{XV.12})$$

или

$$Q = L c_2 (t_2 - t_1), \quad (\text{XV.13})$$

где Q — количество тепла в ккал;

G — вес воздуха в кг;

L — объем воздуха в м^3 ;

c_1 — весовая удельная теплоемкость;

c_2 — объемная удельная теплоемкость;

t_1 — температура воздуха до нагрева в $^{\circ}\text{C}$;

t_2 — то же, после нагрева в $^{\circ}\text{C}$.

Влажность воздуха. Как указывалось ранее, в атмосферном воздухе всегда содержится некоторое количество водяных паров.

Влажный воздух может находиться в насыщенном и ненасыщенном состояниях. Влажный воздух, содержащий максимальное количество водяных паров при данной температуре, называют *насыщенным*. Воздух, в котором содержится не максимально возможное при данной температуре количество водяного пара, называют *ненасыщенным*. Ненасыщенный влажный воздух состоит из смеси сухого воздуха и перегретого водяного пара, а насыщенный влажный воздух — из сухого воздуха и насыщенного водяного пара.

Различают абсолютную влажность, влагосодержание и относительную влажность воздуха.

Абсолютной влажностью воздуха называется вес водяного пара, содержащегося в 1 м^3 воздуха.

Характеристическое уравнение для водяных паров, содержащихся в 1 м^3 влажного воздуха, имеет вид

$$p_n L_n = G_n R_n T, \quad (\text{XV.14})$$

где p_n — парциальное давление водяного пара в $\text{кгс}/\text{м}^2$;

L_n — объем водяного пара в 1 м^3 воздуха;

G_n — вес водяного пара в кг;

T — абсолютная температура воздуха в $^{\circ}\text{K}$;

R_n — газовая постоянная водяного пара в $\text{кг} \cdot \text{м}/\text{кг} \times$
 $\times \text{град}$.

Так как объем водяных паров в 1 м^3 влажного воздуха тоже равен 1 м^3 , то из равенства (XV.14) получим

$$G_n = \frac{p_n}{R_n T}, \quad (\text{XV.15})$$

т. е. абсолютная влажность $G_{п}$, кг/м³ известна, если известны парциальное давление водяного пара и его температура.

Влагосодержанием воздуха называют вес водяных паров, содержащихся во влажном воздухе, сухая часть которого весит 1 кг.

Если на 1 кг сухого воздуха, находящегося в смеси с паром, приходится d кг водяного пара, то влажный воздух весит $1+d$ кг, а давление смеси $B = p_{с.в} + p_{п}$.

Характеристическое уравнение для сухого воздуха записывается так:

$$L p_{с.в} = G_{с.в} R_{с.в} T. \quad (XV.16)$$

Но так как $G_{с.в} = 1$ кг, то

$$L p_{с.в} = R_{с.в} T. \quad (XV.17)$$

Для водяного пара характеристическое уравнение имеет вид:

$$L p_{п} = d R_{п} T. \quad (XV.18)$$

Разделив равенство (XV.17) на выражение (XV.18), найдем

$$\frac{p_{с.в}}{p_{п}} = \frac{R_{с.в}}{d R_{п}},$$

откуда

$$d = \frac{p_{п} R_{с.в}}{p_{с.в} R_{п}}.$$

Подставляя значения газовых постоянных для сухого воздуха и водяного пара, получим

$$d = \frac{29,27}{47,1} \cdot \frac{p_{п}}{p_{с.в}} = 0,622 \frac{p_{п}}{p_{с.в}},$$

или, учитывая, что $p_{с.в} + p_{п} = B$,

$$d = 0,622 \frac{p_{п}}{B - p_{п}} \text{ кг в 1 кг сухого воздуха.}$$

Относительной влажностью φ называют отношение веса содержащихся во влажном воздухе водяных паров D к их весу в воздухе $D_{нас}$ при полном насыщении и той же температуре в %:

$$\varphi = \frac{D}{D_{нас}} 100\%. \quad (XV.20)$$

Обычно количество паров в воздухе меньше того, которое соответствует его полному насыщению при данной температуре. Водяной пар, вводимый в насыщенный воздух, не может им усваиваться и конденсируется в виде капель, образуя туман.

Парциальное давление водяных паров $p_{\text{нас}}$, насыщающих воздух при данной температуре, равно упругости (давлению) водяного пара при этой же температуре. Парциальное давление пара в ненасыщенном воздухе $p_{\text{п}}$ меньше давления насыщенного водяного пара. Поэтому относительную влажность φ в % можно определять как

$$\varphi = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{нас}}} 100. \quad (\text{XV.21})$$

При $\varphi = 100\%$ воздух насыщен, а при $\varphi = 0$ — абсолютно сух.

При нагревании и охлаждении воздуха влагосодержание его не меняется, а относительная влажность или уменьшается, или возрастает. При достаточном понижении температуры воздух может достигнуть полного насыщения (т. е. $\varphi = 100\%$). Наинизшая критическая температура, при которой охлажденный воздух с постоянным влагосодержанием достигает полного насыщения, как это отмечалось в первом разделе, называется *точкой росы*. Охлаждение воздуха ниже температуры точки росы вызывает конденсацию водяного пара и образование тумана.

Основные физические характеристики воздуха (объемный вес, упругость водяного пара, влагосодержание при полном насыщении для различных температур при давлении 760 мм рт. ст.) приведены в приложении 16.

Объемный вес влажного воздуха. Как известно из предыдущего, влажный воздух является смешением сухого воздуха и водяного пара.

Если объем влажного воздуха L , а температура его T , то характеристические уравнения для сухой части воздуха и водяных паров запишутся соответственно так:

$$p_{\text{с.в}} L = G_{\text{с.в}} R_{\text{с.в}} T \quad \text{и} \quad p_{\text{п}} L = G_{\text{п}} R_{\text{п}} T.$$

После сложения и преобразования этих равенств получим

$$G_{\text{с.в}} + G_{\text{п}} = \frac{p_{\text{с.в}} L}{R_{\text{с.в}} T} + \frac{p_{\text{п}} L}{R_{\text{п}} T} = G_{\text{в.в}} \frac{L}{T} \left(\frac{p_{\text{с.в}}}{R_{\text{с.в}}} + \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}}} \right),$$

откуда объемный вес влажного воздуха

$$\gamma_{\text{вл.в}} = \frac{1}{T} \left(\frac{p_{\text{с.в}}}{R_{\text{с.в}}} + \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}}} \right). \quad (\text{XV.22})$$

Подставляя в это уравнение $R_{\text{с.в}}=2,153$ и $R_{\text{п}}=3,461$ (в мм рт. ст.), получим

$$\gamma_{\text{вл.в}} = \frac{1}{T} (0,465 p_{\text{с.в}} + 0,289 p_{\text{п}}). \quad (\text{XV.23})$$

Заменяя $p_{\text{с.в}}+p_{\text{п}}$ через B и проводя преобразование, найдем, что

$$\gamma_{\text{вл.в}} = \frac{1}{T} (0,465 B - 0,176 p_{\text{п}}) \text{ кг/м}^3, \quad (\text{XV.24})$$

а для сухого воздуха, очевидно,

$$\gamma_{\text{с.в}} = 0,465 \frac{B}{T}. \quad (\text{XV.25})$$

Из формул (XV.24) и (XV.25) следует, что при одном и том же барометрическом давлении влажный воздух всегда легче сухого. Разница же в весах их настолько невелика, что для обычного вентиляционного воздуха ею можно пренебречь и без больших погрешностей принимать $\gamma_{\text{вл.г}} = \gamma_{\text{с.в}}$.

При атмосферном давлении воздуха (760 мм рт. ст.) и температуре $t=20^{\circ}\text{C}$ ($T=273+20=293$), т. е. при условиях, которые наиболее часто встречаются в вентиляционных расчетах, объемный вес сухого воздуха можно принимать равным $1,2 \text{ кг/м}^3$ (см. приложение 16).

Теплосодержание влажного воздуха. Теплосодержанием влажного воздуха называется общее количество тепла, содержащееся в сухой части воздуха и водяных парах.

Практически теплосодержание, как и влагосодержание, удобно относить к некоторому количеству влажного воздуха, сухая часть которого весит 1 кг. Если воздух содержит влагу в количестве d кг в 1 кг сухого воздуха, то полное весовое его количество будет равно $1+d$ кг.

Если теплосодержание сухого воздуха при температуре $t=0^{\circ}\text{C}$ принять за нуль, то его теплосодержание $I_{\text{с.в}}$ при произвольной температуре t составит

$$I_{\text{с.в}} = c_{\text{с.в}} t \text{ ккал в 1 кг сухого воздуха}, \quad (\text{XV.26})$$

где $c_{\text{с.в}}$ — теплоемкость сухого воздуха.

Теплосодержание водяного пара

$$I_{в.п} = (597,3 + 0,43 t) \text{ ккал/кг пара,}$$

а при влагосодержании d кг/кг сухого воздуха

$$I_{в.п} = (597,3 + 0,43 t) d \text{ ккал/кг сухого воздуха. (XV.27)}$$

Теплосодержание влажного воздуха

$$I_{вл} = I_{с.в} + I_{п} = 0,24 t + (597,3 + 0,43 t) \times \\ \times d \text{ ккал на 1 кг сухого воздуха, (XV.28)}$$

где $597,3d$ выражает скрытую теплоту водяного пара, приходящуюся на 1 кг сухого воздуха;

$0,43$ — весовая теплоемкость водяных паров в ккал/кг·град.

Пример XV.1. Определить влагосодержание воздуха в жилом помещении, имеющем температуру воздуха $t=18^{\circ}\text{C}$ и относительную влажность 50% при барометрическом давлении 760 мм рт. ст.

Решение. По приложению 16 находим давление водяного пара при полном насыщении (100%) и температуре 18°C , равное 15,48 мм рт. ст.

При 50% относительной влажности давление водяного пара составит $15,48 \cdot 0,5 = 7,74$ мм рт. ст.

Влагосодержание воздуха определяем по формуле (XV.19)

$$d = \frac{0,622 \cdot 7,74}{760 - 7,74} = 0,006 \text{ кг/кг} = 6 \text{ г/кг сухого воздуха.}$$

Пример. 2. Определить, насколько уменьшится объемный вес влажного воздуха с относительной влажностью 80% по сравнению с объемным весом сухого воздуха, если принять для обоих случаев температуру воздуха $t=+20^{\circ}\text{C}$ при барометрическом давлении 760 мм рт. ст.

Решение. Определяем объемный вес сухого воздуха по формуле (XV.25):

$$\gamma_{с.в} = \frac{0,465 \cdot 760}{273 + 20} = 1,206 \text{ кг/м}^3.$$

Объемный вес влажного воздуха по уравнению (XV.24) равен

$$\gamma_{вл.в} = \frac{1}{273 + 20} (0,465 \cdot 760 - 0,176 \cdot 14,02) = 1,195 \text{ кг/м}^3,$$

где $p_{п}$ (давление водяного пара) соответствует воздуху 80%-ной влажности с температурой $t=20^{\circ}\text{C}$ при барометрическом давлении 760 мм рт. ст. и равно $0,8 \cdot 17,53 = 14,02$ мм рт. ст., где 17,53 мм рт. ст. соответствует 100%-ной влажности воздуха при тех же температуре и давлении (см. приложение 16).

Следовательно, влажный воздух на $1,206 - 1,16 = 0,03$ кг/м³ легче сухого.

Пример 3. Определить влагосодержание воздуха в производственном помещении, имеющем температуру $t=22^{\circ}\text{C}$ и относительную влажность $\varphi=60\%$ при барометрическом давлении 760 мм рт. ст.

Решение. В соответствии с приложением 16 давление водяного пара при $t=22^{\circ}\text{C}$ и полном насыщении (100%) составляет $19,83 \text{ мм рт. ст.}$, а при $\varphi=60\%$ будет равно $p_n=19,83 \cdot 0,6=11,89 \text{ мм рт. ст.}$

По формуле (XV.19) искомое влагосодержание

$$d = \frac{0,622 \cdot 11,89}{760 - 11,89} = 0,0098 \text{ кг/кг} = 9,8 \text{ г/кг} \text{ сухого воздуха.}$$

Пример 4. Объем воздуха при $t=-10^{\circ}\text{C}$ составляет $L_{-10}=6000 \text{ м}^3$. Определить его объем при температуре $t=18^{\circ}\text{C}$.

Принимая по таблице приложения 16 для воздуха с температурой -10°C $1+\alpha t_1=0,963$ и для воздуха с температурой 18°C $1+\alpha t_2=1,066$, найдем искомый объем воздуха

$$L_{18} = \frac{6000(1 + \alpha t_2)}{(1 + \alpha t_1)} = \frac{6000 \cdot 1,066}{0,963} = 6600 \text{ м}^3.$$

Пример 5. Определить расход тепла на нагревание $10\,000 \text{ м}^3$ наружного воздуха, имеющего $t=-10^{\circ}\text{C}$ и $\varphi=70\%$, до температуры внутреннего воздуха помещения $t_n=18^{\circ}\text{C}$, используя весовую теплоемкость.

Решение. По приложению 16 находим, что давление водяного пара при $t=-10^{\circ}\text{C}$ и полном насыщении (100%) равно $2,14 \text{ мм рт. ст.}$, а так как $\varphi = \frac{p_n}{p_n} = 0,7$, то $p_n=2,14 \cdot 0,7=1,49 \text{ мм рт. ст.}$

По формуле (XV.24) объемный вес воздуха для заданных параметров

$$\gamma_{\text{вл.в}} = \frac{1}{T} (0,465 - 0,176 p_n) = \frac{1}{273-10} \times \\ \times (0,465 - 0,176 \cdot 1,49) = 1,31 \text{ кг/м}^3.$$

Вес $10\,000 \text{ м}^3$ воздуха

$$G = 10\,000 \cdot 1,31 = 13\,100 \text{ кг.}$$

По формуле (XV.12) находим искомый расход тепла на нагрев воздуха

$$Q = 13\,100 \cdot 0,24 [18 - (-10)] \approx 87\,000 \text{ ккал.}$$

Если использовать в этом примере объемную теплоемкость $c_1=0,31$, то для определения расхода тепла на нагревание воздуха необходимо объем воздуха $10\,000 \text{ м}^3$ привести к условиям, отвечающим $t=0$ и $B=760 \text{ мм рт. ст.}$, т. е.

$$L_0 = \frac{G_1 T_0 R_1}{T} = \frac{10\,000 \cdot 273 \cdot 745}{(273 - 10) 760} \approx 10\,200 \text{ м}^3.$$

В этом случае расход тепла определим по формуле (XV.13):

$$Q = 10\,000 \cdot 0,31 [18 - (-10)] = 87\,000 \text{ ккал.}$$

Пример 6. Определить теплосодержание влажного воздуха при $t=20^{\circ}\text{C}$, $\varphi=60\%$ и $B=745 \text{ мм рт. ст.}$

Парциальное давление водяного пара для этих параметров воздуха будет равно:

$$p_{\text{п}} = p_{\text{нас}} \varphi \frac{B}{760} = 17,53 \cdot 0,6 \frac{745}{760} = 10,1 \text{ мм рт. ст.}$$

По формуле (XV.19) влагосодержание влажного воздуха

$$d = 622 \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}} = 0,622 \frac{10,1}{745 - 10} = 0,009 \text{ кг/кг}$$

Теплосодержание влажного воздуха для заданных параметров определяем по формуле (XV.28):

$$I = 0,24 \cdot 20 + 0,009 (597,3 + 0,43 \cdot 20) = 10,25 \text{ ккал/кг,}$$

из которых $597,3 \cdot 0,009 = 5,35$ ккал/кг являются скрытой теплотой водяного пара.

§ 66. $I-d$ -ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

В 1918 г. профессор Л. К. Рамзин составил так называемую $I-d$ -диаграмму тепловлажностного состояния воздуха, которая стала широко применяться при всевозможных расчетах систем вентиляции, кондиционирования воздуха и сушилок.

$I-d$ -диаграмма представляет собой графическую зависимость основных физических параметров воздуха: температуры $t^{\circ}\text{C}$, относительной влажности φ , %, влагосодержания d , г (или кг), теплосодержания I , ккал и парциального давления водяного пара $p_{\text{п}}$, мм рт. ст.

Эти диаграммы составлены для разных значений барометрического давления, соответствующего различным населенным пунктам (принимается по данным местных метеорологических станций).

На рис. XV.1 показана $I-d$ -диаграмма влажного воздуха при барометрическом давлении 760 мм рт. ст. На ней изображены четыре группы линий: 1) линии постоянного влагосодержания ($d = \text{const}$), направленные параллельно оси ординат (вертикально); 2) линии постоянного теплосодержания ($I = \text{const}$), направленные вниз под углом 45° к оси ординат; 3) линии постоянной температуры ($t = \text{const}$) — изотермы, направленные почти горизонтально; 4) линии постоянной относительной влажности ($\varphi = \text{const}$), представляющие собой кривые второго порядка.

Кроме этих линий внизу, сверху и сбоку диаграммы проведены прямые линии парциальных давлений водя-

ного пара $p_{\text{п}}$ в мм рт. ст., соответствующие величинам, приведенным в приложении 16.

$I-d$ -диаграмма позволяет выразить состояние воздуха одной точкой, определяемой какими-либо двумя его параметрами. По найденной на диаграмме точке можно найти значения и всех остальных параметров воздуха.

Пример XV.1. Даны $t=20^{\circ}\text{C}$ и $\varphi=50\%$. Определить положение точки на диаграмме, изображающей данное состояние воздуха, и значение параметров I , d , $p_{\text{п}}$.

Решение. На пересечении изотермы $t=20^{\circ}\text{C}$ и кривой $\varphi=50\%$ находится точка a (см. рис. XV.1), изображающая искомое состояние воздуха, которому соответствует $I=9,25$ ккал/кг, $d=7,4$ г/кг, $p_{\text{п}}=8,6$ мм рт. ст.

Кроме того, по $I-d$ -диаграмме можно определить и такие параметры тепловлажностного состояния воздуха, как температуру точки росы $t_{\text{т.р}}$ и температуру мокрого термометра $t_{\text{м.т}}$.

Температура точки росы соответствует температуре насыщенного воздуха с $\varphi=100\%$ при постоянном влагосодержании ($d=\text{const}$). Температурой мокрого термометра называют температуру насыщенного воздуха с $\varphi=100\%$ при постоянном теплосодержании ($I=\text{const}$).

Пример XV.2. Определить температуры точки росы $t_{\text{т.р}}$ и точки мокрого термометра $t_{\text{м.т}}$ для воздуха, имеющего $t=20^{\circ}\text{C}$ и $\varphi=50\%$.

Решение. По $I-d$ -диаграмме находим точку a , соответствующую заданным параметрам (рис. XV.2).

Затем из точки a опускаем вертикальную линию, параллельную линии $d=\text{const}$, до пересечения ее с кривой $\varphi=100\%$. Линия изотермы, проходящая через эту точку пересечения, покажет значение температуры точки росы $t_{\text{т.р}}=9,2^{\circ}\text{C}$.

Для определения точки, соответствующей температуре мокрого термометра, через точку a проведем линию $I=\text{const}$ до пересечения ее с кривой $\varphi=100\%$ (см. рис. XV.2). Изотерма, проходящая через точку пересечения, покажет на шкале температур значение температуры мокрого термометра $t_{\text{м.т}}=14,7^{\circ}\text{C}$.

Процесс нагрева и охлаждения влажного воздуха. Оба эти процесса происходят при постоянном влагосодержании $d=\text{const}$.

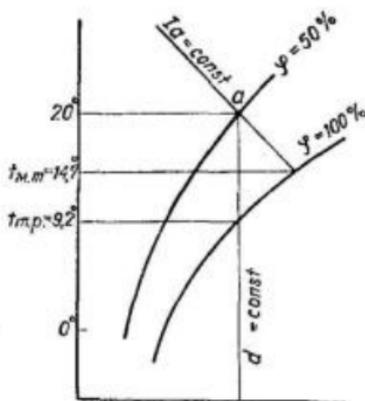


Рис. XV.2. Определение точки росы и температуры мокрого термометра по $I-d$ -диаграмме

Воздух нагревается за счет тепла, полученного им при непосредственном соприкосновении с нагретой поверхностью калорифера или какого-либо иного источника тепла. При этом температура t и теплосодержание I повышаются, а влагосодержание остается неизменным. Графически на диаграмме это отмечается перемещением точки, характеризующей первоначальное состояние воздуха, вверх по прямой (параллельно оси ординат).

Пример XV. 3. Необходимо нагреть наружный воздух с параметрами $t_1 = -5^\circ\text{C}$ и $\varphi_1 = 70\%$ до температуры $t_2 = 16^\circ\text{C}$. Определить параметры нагретого воздуха (φ_2 и I_2).

Решение. Процесс нагревания воздуха будет происходить при постоянном влагосодержании $d = \text{const}$.

По $I-d$ -диаграмме (рис. XV. 3) находим точку пересечения a изотермы $t_1 = -5^\circ\text{C}$ с кривой $\varphi_1 = 70\%$, которой соответствует $I_1 = 0$. При нагревании воздуха до 16°C точка a переместится по вертикальной прямой вверх до точки b , которой будут соответствовать параметры воздуха $\varphi_2 = 17\%$ и $I_2 = 5$ ккал/кг.

Таким образом, с повышением температуры воздуха от -5°C до 16°C его теплосодержание повысилось с $I_1 = 0$ до $I = 5$ ккал/кг, а относительная влажность понизилась с $\varphi_1 = 70\%$ до $\varphi_2 = 17\%$.

Пример XV. 4. Требуется нагреть 2000 кг/ч наружного воздуха температурой $t_1 = -10^\circ\text{C}$ до температуры помещения $t_2 = 20^\circ\text{C}$. Определить расход тепла на его нагревание.

Решение. По $I-d$ -диаграмме (см. рис. XV. 3) процесс нагревания будет происходить при $d = \text{const}$ по прямой линии — от точки v к точке z .

Точке v при $t = -10^\circ\text{C}$ соответствует теплосодержание $I_1 \approx 2,1$ ккал/кг, а точке z $I_2 = 5$ ккал/кг. Следовательно, расход тепла на нагревание 2000 кг воздуха

$$Q = (I_2 - I_1) 2000 = [5 - (-2,1)] \cdot 200 = 14000 \text{ ккал/ч.}$$

Процесс сухого охлаждения влажного воздуха. На $I-d$ -диаграмме этот процесс отмечается перемещением

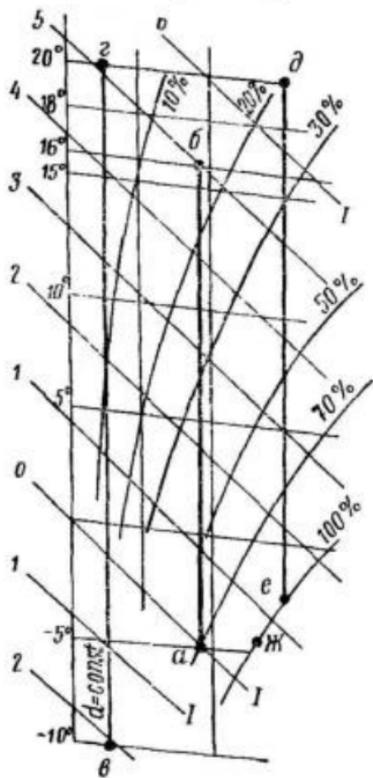


Рис. XV.3. Выкопировка из $I-d$ -диаграммы (к примерам расчета XV.3 и XV.4)

ем точки d , характеризующей состояние воздуха, по прямой линии ($d = \text{const}$) вниз к точке e (см. рис. XV.3).

При этом температура воздуха t и его теплосодержание I уменьшаются, а относительная влажность φ увеличивается. При сильном охлаждении воздуха линия перемещения точки может пересечь кривую $\varphi = 100\%$. Эта точка на диаграмме, как известно, соответствует температуре точки росы. Если продолжать дальше охлаждать воздух, то водяные пары, содержащиеся в нем, станут выпадать в виде капель, и дальнейшее изменение состояния воздуха будет характеризоваться на диаграмме передвижением точки v вниз по кривой $\varphi = 100\%$ (например, к точке $ж$ на рис. XV.3). Это охлаждение воздуха по кривой $\varphi = 100\%$ связано с отдачей не только явного тепла, но и скрытого тепла водяных паров. Следовательно, процесс охлаждения воздуха осуществляется лишь до температуры точки росы $t_{т.р.}$

Процессы смешивания влажного воздуха. В вентиляционных установках к наружному воздуху, подаваемому в помещение, часто подмешивается в результате рециркуляции (возврата) внутренний воздух. Смешивание воздуха разных параметров возможно и в ряде других случаев.

Процесс смешивания воздуха на $I - d$ -диаграмме изображается прямой линией, соединяющей точки, соответствующие состояниям смешиваемых количеств воздуха.

Так, если смешать воздух одного состояния (точка 1) с воздухом другого состояния (точка 2), то состояние смеси воздуха будет характеризоваться точкой 3, лежащей на прямой линии, соединяющей точки 1 и 2 (рис. XV.4.). При этом точка 3 делит прямую на отрезки, обратно пропорциональные весу воздуха составных частей смеси.

Так, если смешать одну часть воздуха (параметры $I_1 d_1$) с n частями воздуха (параметры $I_2 d_2$), то, разделив прямую линию 1—2 (или ее проекцию) на $1+n$ частей и отложив отрезок прямой, равный одной части, от точки 2, получим искомые параметры точки 3 — $I_{см}$ и $d_{см}$.

При смешивании двух объемов ненасыщенного воздуха может оказаться, что точка смеси воздуха опустится ниже кривой $\varphi = 100\%$. Это значит, что при смешивании образуется туман (конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе).

Пример XV.5. Определить температуру $t_{см}$ и относительную влажность $\varphi_{см}$ смеси воздуха, состоящей из 1000 кг воздуха с $t=18^{\circ}\text{C}$ и $\varphi=30\%$ и 2000 кг воздуха с $t=5^{\circ}\text{C}$ и $\varphi=50\%$.

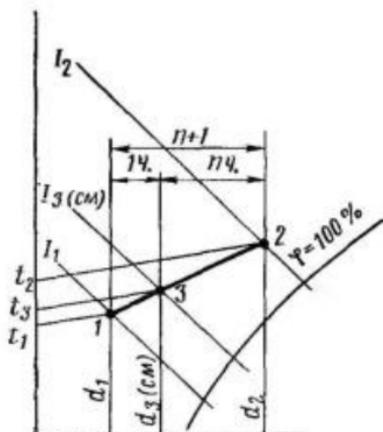


Рис. XV.4. Изображение процесса смешения воздуха

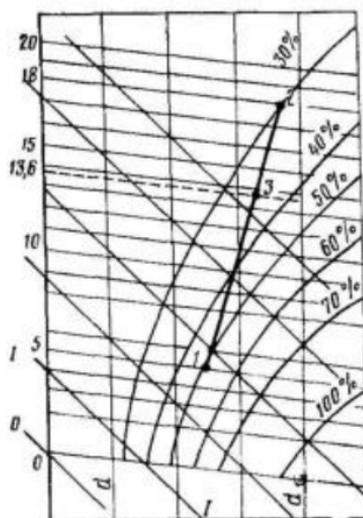


Рис. XV.5. Выкопировка из $I-d$ -диаграммы (к примеру расчета XV.5)

Решение. Соединив на $I-d$ -диаграмме (рис. XV.5) точки 1 и 2 и разделив полученную прямую на две части, в отношении $2000:1000=2:1$, находим точку смеси 3, которой соответствует $t_{см}=13,6^{\circ}\text{C}$ и $\varphi=65\%$.

Процесс увлажнения воздуха. Процесс увлажнения воздуха происходит при непосредственном соприкосновении (контакте) воздуха с водой или водяным паром.

При контакте воздуха с водой, когда вода при неизменном теплосодержании имеет температуру, равную температуре мокрого термометра, происходит так называемый *адиабатический процесс увлажнения* воздуха. При контакте воздуха с водяным паром, имеющим температуру, равную температуре сухого термометра, воздух увлажняется без изменения своей температуры ($t = \text{const}$). Такой способ увлажнения воздуха носит название *изотермического процесса увлажнения*.

Графически на $I-d$ -диаграмме (рис. XV.6) адиабатический процесс увлажнения воздуха изображается перемещением точки m , характеризующей первоначальное состояние воздуха, по прямой линии, соответствующей

щей $I = \text{const}$ до пересечения ее с кривой $\varphi = 100\%$ в точке n .

Перемещение же точки m по прямой линии, соответствующей $t = \text{const}$, которая пересекает кривую $\varphi = 100\%$ в точке o (см. рис. XV.6), характеризует изотермический процесс увлажнения воздуха.

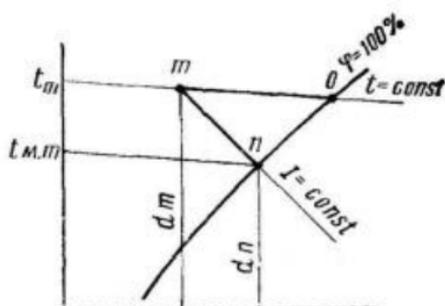


Рис. XV.6. Графическое изображение на $I - d$ -диаграмме адиабатического и изотермического процессов увлажнения

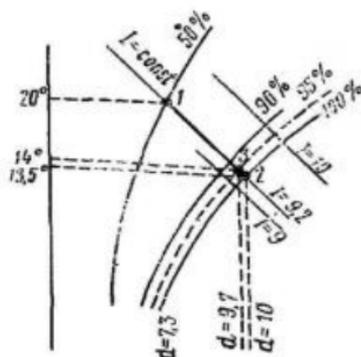


Рис. XV.7. К примеру расчета XV.6

Адиабатическое увлажнение воздуха часто применяется в оросительно-увлажнительных камерах систем вентиляции и кондиционирования воздуха. В этих камерах форсунками разбрызгивается одна и та же (рециркуляционная) вода, забираемая из сборного поддона, находящегося под увлажнительной камерой.

Пример XV.6. Воздух, имеющий температуру $t = 20^\circ\text{C}$ и относительную влажность $\varphi = 50\%$, требуется увлажнить до $\varphi = 95\%$. Определить параметры воздуха (t , I и d) после его увлажнения при условии применения рециркуляционной воды.

Решение. Процесс увлажнения воздуха является адиабатическим, а потому должен проходить при $I = \text{const}$. Точка 1, соответствующая первоначальному состоянию воздуха, при его дальнейшем увлажнении будет перемещаться по прямой и достигнет на пересечении этой прямой (рис. XV. 7) с кривой $\varphi = 100\%$ точки 2, которой в нашем примере будет соответствовать температура мокрого термометра $t_{\text{м.т.}} = 13,5^\circ\text{C}$ (температура увлажняющей воды).

Состояние воздуха после его увлажнения определяется точкой 3, которой соответствуют искомые параметры: $t = 14^\circ\text{C}$, $I = 9,2 \text{ ккал/кг}$, $d = 9,7 \text{ г/кг}$ и $\varphi = 95\%$.

Процесс одновременного изменения влагосодержания и теплосодержания воздуха. В вентиляционной практике часто приходится сталкиваться с изменением

состояния воздуха при одновременном поступлении или отнятии от него тепла и влаги. Это встречается, например, в помещениях, где одновременно выделяется явное тепло и водяные пары.

При произвольном соотношении количеств тепла и влаги в воздухе изменение состояния воздуха по $I-d$ -диаграмме можно изображать линиями, имеющими в каждом отдельном случае свое направление.

Так, произвольное соотношение ассимилированных количеств тепла и влаги можно изобразить на $I-d$ -диаграмме, например, прямой линией, в которой теплосодержание и влагосодержание меняются от точки 1 к точке 2 (рис. XV.8.).

Если принять количество сухого воздуха, участвующего в процессе теплообмена, равным $G_{с.в}$ кг/ч или влажного воздуха $G_{вл.в} = G_{с.в} (1 + 0,001 d)$, то количество воспринятого или отданного воздухом тепла в ккал/ч составит

$$Q = G_{с.в} (I_2 - I_1), \quad (XV.29)$$

а количество влаги

$$D = G_{с.в} \left(\frac{d_2 - d_1}{1000} \right) \quad (XV.30)$$

(множитель 1/1000 вводится для перевода d в кг).

Разделив уравнение (XV.29) на (XV.30), получим

$$\frac{Q}{D} = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{\Delta I}{\Delta d} 1000. \quad (XV.31)$$

В этом равенстве отношение Q/D представляет собой количество тепла, воспринятого или отданного 1 кг водяных паров, а правая часть — приращение теплосодержания ΔI , отнесенное к приращению влагосодержания

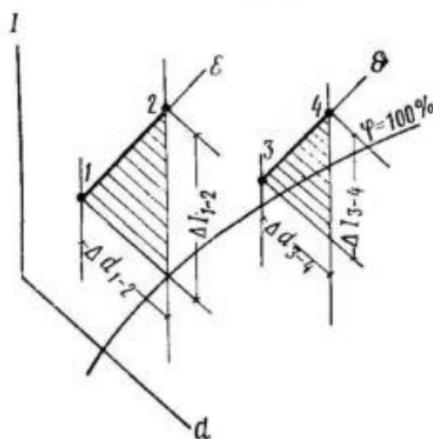


Рис. XV.8. Изображение процесса одновременного изменения теплосодержания и влагосодержания на $I-d$ -диаграмме

Δd . На $I-d$ -диаграмме отношение $\Delta I/\Delta d$ определяет угол наклона прямой, по которой происходит процесс изменения состояния воздуха. Эта прямая называется лучом процесса, а угол ее наклона к оси абсцисс определяет показатель направления (или угловой коэффициент луча процесса), который обозначают буквой ϵ .

Таким образом,

$$\epsilon = \frac{\Delta D}{\Delta d} = \frac{Q}{D}. \quad (\text{XV.32})$$

Если на $I-d$ -диаграмме провести прямую 3—4, параллельную линии 1—2, то из подобия двух треугольников следует, что

$$\frac{\Delta I_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} = \frac{\Delta I_{3-4}}{\Delta d_{3-4}}. \quad (\text{XV.33})$$

Проведя еще целый ряд прямых линий, параллельных линии 1—2, убедимся, что и для них отношение $\Delta I/\Delta d$ будет одним и тем же, т. е. всегда $\Delta I/\Delta d = \frac{Q}{D} = \text{const}$. Из этого следует, что эти линии имеют одинаковый угловой коэффициент луча процесса.

Для удобства изображения изменения тепловлажностного процесса на $I-d$ -диаграмме пользуются так называемым угловым масштабом. По краям диаграммы (сверху, снизу и по бокам) нанесены деления (см. рис. XV.1), соответствующие значениям ϵ . Для построения того или иного луча процесса нужно деление, соответствующее заданному значению ϵ , соединить прямой линией с O на графе температур (ординате).

Если на $I-d$ -диаграмме нанесены и соединены линией точки начального и конечного состояний воздуха, то направление луча процесса изменения состояния воздуха можно определить, проведя параллельную прямую, проходящую через точку O на графе ординат. В этом случае значение ϵ отсчитывают по делению, через которое проходит эта прямая.

Пример XV.7. В помещение поступает приточный воздух с параметрами $t_1 = 5^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 50\%$, а удаляется из помещения с температурой $t_2 = 20^\circ\text{C}$. Тепловыделение в помещении равно 5000 ккал/ч, а влаговыделение 2500 г/ч.

Требуется построить в $I-d$ -диаграмме процесс поглощения тепла и влаги и определить параметры и количество удаляемого воздуха.

Решение. Определяем угловой масштаб:

$$\frac{Q}{D} = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{5000}{2500} = 2.$$

На $I-d$ -диаграмме (рис. XV.9) находим точку 1, соответствующую заданным параметрам $t_1=5^\circ\text{C}$ и $\varphi_1=50\%$, и выписываем для нее остальные параметры: $I_1=2,9$ ккал/кг и $d_1=2,65$ г/кг.

Далее через точку 1 проводим прямую линию, параллельную лучу углового масштаба, до пересечения ее с изотермой $t=20^\circ\text{C}$ в точке 2. Точка 2 характеризует параметры уходящего воздуха: $t_y=20^\circ\text{C}$, $I_y=7,85$ ккал/кг, $d_y=5,2$ г/кг и $\varphi=37\%$.

Количество удаляемого воздуха может быть определено или по тепловыделению

$$G = \frac{\Delta I}{I_2 - I_1} = \frac{5000}{7,85 - 2,9} = 10\,000 \text{ кг/ч,}$$

или по влаговыделению

$$G = \frac{2500}{d_2 - d_1} = \frac{2500}{5,2 - 2,65} = 10\,000 \text{ кг/ч.}$$

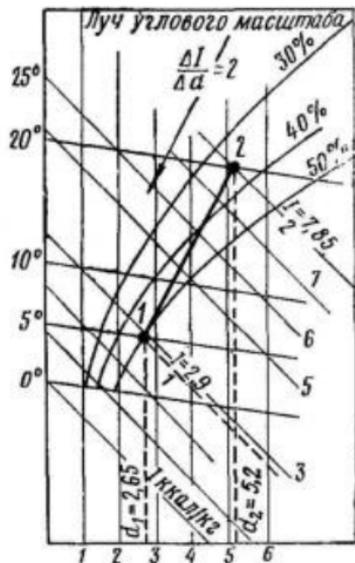


Рис. XV.9. К примеру расчета XV.7

§ 67. ФИЗИОЛОГИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА

Физиологический процесс жизнедеятельности человеческого организма связан с непрерывным выделением тепла, влаги, углекислоты и пр. Тепловлаговыделение человеческого тела различно и зависит от возраста, веса и интенсивности труда человека. В процессе физического труда человек выделяет значительно больше тепла и влаги, чем в состоянии покоя. Теплоотдача взрослого человека находится в пределах 70—200 ккал/ч.

Человек отдает тепло в основном конвекцией, лучеиспусканием и испарением. При передаче тепла конвекцией основное значение имеют разность температур тела человека и окружающего его воздуха, а также скорость движения омывающего воздуха.

Передача тепла испарением зависит от температуры, влажности и скорости движения окружающего воздуха.

При передаче тепла лучеиспусканием происходит обмен теплом между телом человека и окружающими предметами.

Для поддержания нормальной температуры человеческого тела ($36,5^{\circ}\text{C}$) необходимо отводить от него излишки тепла. Это возможно лишь при непрерывном и равномерном поглощении избытков тепла окружающим воздухом. Отсутствие равенства между количеством тепла, вырабатываемого человеческим организмом, и количеством тепла, поглощенным окружающим его воздухом, ведет к перегреву или охлаждению тела человека, ухудшению его самочувствия и снижению трудоспособности.

Если человеческий организм не может отдать должного количества тепла и влаги окружающему воздуху из-за чрезвычайно высокой температуры и влажности последнего, то эффект охлаждения человеческого организма можно усилить путем придания воздуху подвижности.

Таким образом, температура, относительная влажность и скорость воздуха, а также температура внутренних поверхностей строительных конструкций, мебели являются основными факторами, влияющими на теплообмен и самочувствие человека. Различные комбинации этих факторов могут создать одинаковые или близкие между собой тепловые ощущения.

Совокупность действия этих факторов, благотворно действующих на человеческий организм, обеспечивает так называемую комфортность воздуха. Так как тепловыделение людьми различно и зависит от условий их труда, то, естественно, и метеорологические условия в помещениях разного назначения должны быть разные. Так, комфортные условия воздуха для людей, живущих в умеренном климате и находящихся в состоянии покоя, характеризуются температурой воздуха $t=18 \div 20^{\circ}\text{C}$, его относительной влажностью $\varphi=40 \div 60\%$ и скоростью воздуха $v=0,2$ м/сек. Комфортные же условия для лиц, занятых физическим трудом, будут иными: при той же температуре $t=18 \div 20^{\circ}\text{C}$ воздух должен иметь пониженную влажность и повышенную подвижность.

Отрицательно влияют на здоровье человека также пыль и газы, содержание которых в воздухе должно находиться в минимальных количествах (см. далее § 70).

§ 68. ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вентиляцией называется совокупность мероприятий и устройств, направленных на организацию такой воздушной среды в помещениях, которая обеспечивала бы нормальное пребывание в них людей и положительно влияла на технологический процесс производства.

Гигиенические задачи вентиляции сводятся к поддержанию в помещениях таких параметров воздушной среды, которые исключают скопление в воздухе помещения излишков вредных выделений (повышенной температуры, избытков тепла, влаги, газов, пыли и пр.) и создают нормальные условия для пребывания в них и работы людей.

Технологические задачи вентиляции обширны, разнообразны и в основном должны быть направлены на организацию воздушной среды, способствующей повышению производительности труда рабочих и увеличению выпуска продукции. Примером одной из технологических задач вентиляции можно назвать искусственное увлажнение воздуха в прядильно-ткацком производстве. Создание необходимой степени влажности воздуха в значительной степени сокращает обрывы нитей основ пряжи и тем самым способствует повышению производительности труда.

Следует иметь в виду, что во многих случаях решение технологических задач с помощью вентиляции приводит к разрешению гигиенических задач, а использование вентиляции для разрешения гигиенических задач попутно позволяет решать задачи технологического порядка. Так, снижение пыли в воздухе, проведенное с гигиеническими целями, предохраняет от преждевременного износа трущиеся части машин и станков, в результате чего срок службы технологического оборудования возрастает.

§ 69. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

В соответствии с назначением системы вентиляции могут быть вытяжными и приточными.

Вытяжная система вентиляции служит для удаления загрязненного воздуха из помещений в атмосферу, а *приточная* предназначена для подачи в помещения чистого воздуха взамен удаленного. Иногда устраивают только лишь вытяжную систему вентиляции (например, из уборных, ванных и курительных комнат). В этом случае удаляемый воздух возмещается из соседних помещений и через неплотности ограждений, окон, дверей и др.

По способу перемещения воздуха различают естественную и механическую системы вентиляции.

Движение воздуха в системе естественной вентиляции (иногда ее называют *гравитационной*) происходит вследствие разности удельных весов холодного наружного и теплого внутреннего воздуха без затраты электрической энергии. При механической системе вентиляции воздух перемещается вентиляторами, использующими электрическую энергию. Вентиляционные устройства, оборудованные вентиляторами, калориферами и электромоторами, а также очистными или увлажнительными приспособлениями, носят название *вентиляционных установок*.

Радиус действия системы вентиляции с механическим побуждением определяется технико-экономическим подсчетом, в зависимости от мощности вентилятора, и принимается в пределах 30—50 м. Радиус действия естественной вентиляции не превышает 8 м.

Вентиляционные системы (рис. XV.10) могут быть *общеобменными, местными и смешанными* (комбинированными).

Общеобменная приточно-вытяжная система позволяет вентилировать все помещение. Она применяется в тех случаях, когда в помещении выделяются небольшие избытки тепла и влаги, немного газов и пыли и когда они образуются одновременно во многих местах. В общественных зданиях, как правило, устраивается общеобменная система вентиляции.

Местная система вентиляции может быть вытяжной и приточной. Местная вытяжная система вентиляции удаляет загрязненный воздух непосредственно из мест образования вредных выделений. Ее устраивают в виде вытяжных шкафов, зонтов, всевозможных бортовых отсосов и отсосов из укрытий оборудования (станков, печей).

Местная приточная система вентиляции осуществляется, как правило, с механическим побуждением. Воздух через приточные отверстия, насадки и патрубки на воздуховодах поступает в отдельные зоны помещений и непосредственно к рабочим местам.

В частности, летом в горячих цехах воздух организованно подается к рабочим местам, расположенным в

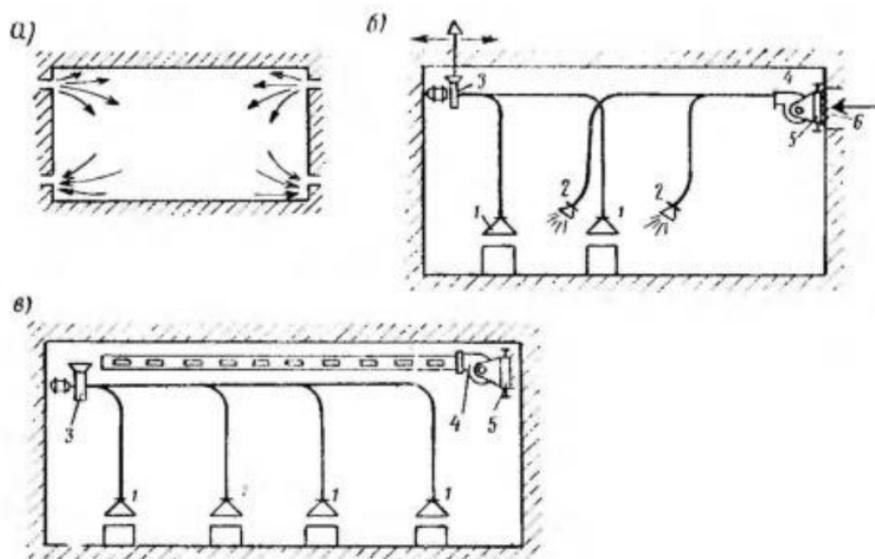


Рис. XV.10. Схемы систем вентиляции

а — общеобменной; б — местной приточно-вытяжной; в — смешанной; 1 — вытяжной зонг; 2 — приточный патрубок; 3 — вытяжной вентилятор; 4 — приточный вентилятор; 5 — калорифер; 6 — жалюзийная решетка

зоне интенсивного облучения от нагретого оборудования и изделий, в виде воздушного душа. Воздушный душ — это сосредоточенная струя воздуха, охлаждающее действие которой основано на разности температур тела человека и потока воздуха, а также на повышенной скорости обтекающей струи.

Приток воздуха в системе местной приточной вентиляции может осуществляться и в виде воздушных завес, устраиваемых в зимнее время для защиты от холодного воздуха, врывающегося через открываемые ворота производственных цехов или через наружные двери в вестибюлях общественно-административных зданий.

В производственных помещениях чаще всего применяется смешанная система вентиляции, т. е. одновременно используются общеобменная и местная системы. Так, в большинстве горячих цехов в летнее время основной является общеобменная вентиляция. В этих цехах общеобменная вентиляция дополняется местной вытяжной вентиляцией (отсосами от оборудования, которое выделяет большое количество тепла и продуктов горения, и местной приточной вентиляцией в виде воздушных душей).

Системы вентиляции, автоматически поддерживающие в помещениях постоянные метеорологические условия (температуру, влажность, а в некоторых случаях и скорость воздуха), называются системами вентиляции с кондиционированием воздуха. Такие вентиляционные установки часто бывают приточно-вытяжными с частичным возвратом (рециркуляцией) извлеченного из помещения воздуха.

Глава XVI

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНА

Воздухообменом называется замена загрязненного воздуха помещений чистым, вентиляционно-обработанным или атмосферным воздухом. Воздухообмен создает в помещениях воздушную среду, соответствующую санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям.

§ 70. ВРЕДНЫЕ ВЫДЕЛЕНИЯ И ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ИХ В ВОЗДУХЕ ПОМЕЩЕНИЙ

К основным вредным выделениям в жилых и общественных зданиях относятся углекислый газ и избытки тепла и влаги, а в производственных помещениях к тому же еще пыль и вредные газы. В табл. XVI.1 приводится количество углекислоты CO_2 , выделяемой за 1 ч людьми в зависимости от их возраста и состояния.

Таблица XVI.1

| Возраст человека и характер работы | Количество выделяемой углекислоты | |
|--|-----------------------------------|-----|
| | л/ч | г/ч |
| Взрослые при физической работе: | | |
| легкой | 25 | 40 |
| тяжелой | 45 | 68 |
| Взрослые при спокойной работе (в уч-реждениях, учебных заведениях и т. п.) | 23 | 35 |
| Взрослые в состоянии покоя (кино, театры и др.) | 23 | 35 |
| Дети до 12 лет | 12 | 18 |

Количество вредных выделений в производственных помещениях во многом зависит от технологического процесса, а также от эффективности устройства укрытий и местных отсосов воздуха.

Пыль в этих помещениях образуется при всякого рода дроблении, размоле и просеивании твердых веществ, а также при очистке, заточке и шлифовке всевозможных металлических изделий на станках. Вредность пыли зависит от ее состава и размера. Наиболее опасна мелкая пыль, размерность которой около 5 мк (микрон), так как она глубоко проникает в дыхательные пути человека.

Количество вредных выделений иногда устанавливают опытным путем. Так, опытным путем было установлено, что в литейных цехах на 1 т чугуна выделится около 100 тыс. ккал тепла и 1,8 кг окиси углерода (СО), а в газосварочных мастерских на 1 кг сжигаемого ацетилена приходится 200 г СО.

К вредным выделениям, опасным для человека, относится содержание в воздухе таких веществ, как двуокись кремния, кварц, асбест, карборунд и пр. Весьма опасно для человека и загрязнение воздуха радиоактивными веществами.

Содержание газов, паров и пыли в помещении не должно превышать значений так называемых предельно допустимых концентраций. Под предельно допустимыми концентрациями подразумевается содержание в воздухе таких вредных выделений и в таком количестве, которые не вызывают болезненных явлений даже при длительном их воздействии на человеческий организм. В

табл. XVI.2 для примера приведены значения предельно допустимых концентраций CO_2 . Содержание углекислоты CO_2 в наружном воздухе больших городов составляет 0,5, а в небольших — 0,4 л/м³.

Таблица XVI.2

| Нахождение людей в помещениях | Концентрация CO_2 | |
|---|----------------------------|------|
| | л/м ³ | г/кг |
| Продолжительное (жилые комнаты) | 1 | 1,5 |
| Периодическое (школы, учреждения и др.) | 1,25 | 1,75 |
| Кратковременное (кинотеатры и др.) | 2 | 3 |
| Продолжительное в слабом состоянии (больницы и др.) | 0,7 | 1 |

Предельно допустимые концентрации газов, паров и пыли приведены в табл. 3 СНиП II-Г.7-62.

§ 71. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНА

Для определения воздухообмена (количества вентиляционного воздуха в единицу времени) необходимо знать количество выделяемых за 1 ч в помещении вредных выделений (избытков тепла и влаги, газов, паров и пыли), предельно допустимые количества вредных выделений в 1 м³ воздуха помещения и количество вредных выделений, содержащихся в 1 м³ приточного воздуха.

А. Определение количества вентиляционного воздуха по кратности обмена

Источниками вредных выделений в жилых и общественных зданиях являются, как указывалось выше, продукты жизнедеятельности людей: тепло, водяные пары и углекислота CO_2 .

Для помещений этих зданий количество вентиляционного воздуха определяется в основном по так называемой кратности обмена. Под *кратностью обмена* воздуха понимается отношение объема вентиляционного воздуха к кубатуре помещения, при этом знак кратности плюс означает кратность обмена при притоке воздуха, а знак минус — при вытяжке.

Если, например, указывается, что кратность обмена равна $+1$ и -2 , то это означает, что в помещении за 1 ч подается однократный и удаляется двукратный объем воздуха по отношению к кубатуре помещения.

Таким образом, зная кубатуру помещения V и кратность обмена n , количество вентиляционного воздуха за единицу времени в $м^3/ч$ можно определить по формуле

$$L = \pm nV. \quad (XVI.1)$$

Таблица XVI.3

| Помещение | t °C | Кратность воздухообмена в 1 ч | Минимальный воздухообмен по вытяжке в $м^3/ч$ |
|--|--------|-------------------------------|---|
| Жилая комната | 18 | — | 3 (на 1 $м^2$ площади комнаты) |
| Номер гостиницы | 20 | — | 30 (на 1 человека) |
| Кухня квартиры, кухня и кубовая общежития | 15 | (-3) | 60 |
| Кухня с газовой плитой | 15 | — | Не менее 60 при двухконфорочной плите, 75 — трехконфорочной и 90 при четырехконфорочной |
| Ванная индивидуальная | 25 | — | 25 |
| Совмещенный санузел | 25 | — | 50 |
| Умывальная индивидуальная и общая | 18 | ($-0,5-1$) | — |
| Ванная или душевая общежития | 25 | (± 5) | — |
| Уборная общая | 16 | — | 50 на один унитаз и 25 на один писсуар |
| Курительная | 15 | (-10) | — |
| Гардероб | 18 | (-1) | — |
| Вестибюль, общий коридор, передняя | 16 | — | Приток по балансу с вытяжкой |
| Общие рабочие комнаты, кабинеты - приемные, конструкторские бюро, библиотеки, помещения общественных организаций | 18 | ($\pm 1,5$) | Или по расчету на поглощение CO_2 |
| Залы совещаний | 18 | (± 3) | То же |

В табл. XVI.3 приведены кратности воздухообмена, расчетные температуры воздуха, а также значения минимальной вытяжки для некоторых помещений жилых и общественных зданий (СНиП II-Г.7-62 и II-Л.1-62).

При определении количества вентиляционного воздуха в помещениях жилых и общественных зданий, где известно число пребывающих в них людей, можно исходить также из установленных для одного человека норм воздухообмена в зависимости от назначения помещения.

Иногда воздухообмен можно установить и по находящемуся в помещении оборудованию. Например, в кухнях с газовыми плитами в зависимости от числа конфорок воздухообмен колеблется от 60 до 90 м³/ч, а в ваннах комнатах индивидуального пользования принимается равным 25 м³/ч (см. табл. XVI.3).

Воздухообмен в производственных помещениях объемом менее 20 м³ на одного человека должен составлять не менее 30 м³/ч, а объемом от 20 до 40 м³ — не менее 20 м³/ч.

Б. Определение количества вентиляционного воздуха, необходимого для удаления из помещений вредных газов

Необходимый для удаления вредных газов воздухообмен (количество воздуха в м³ на 1 ч) определяют по формуле

$$L = \frac{G}{b_y b_n}, \quad (\text{XVI.2})$$

где G — количество выделяемого в помещении газа в л/ч;

b_y — концентрация газа в удаляемом воздухе в л/м³;

b_n — концентрация газа в приточном наружном воздухе в л/м³.

В. Определение количества вентиляционного воздуха, необходимого для удаления из помещений избытков тепла

Для определения воздухообмена по избыточному теплу необходимо знать количество поступающего в помещение тепла и количество тепла, расходуемого в нем на возмещение теплопотерь наружными ограждениями и пр.

Разность количеств поступающего и расходуемого тепла и есть то тепло в ккал, которое должно учитываться при определении необходимого количества вентиляционного воздуха в помещении.

Теплопоступления в помещения. Источниками теплопоступления в помещения могут быть люди, солнечная радиация, различное производственное оборудование и др.

1. *Тепловыделения людьми.* При подсчете тепловыделений людьми, как уже указывалось выше, следует исходить из характера и интенсивности их работы.

В некоторых производственных помещениях с большим выделением тепла (литейные и другие горячие цеха) тепловыделения людьми составляют незначительный процент по отношению к общему выделению тепла в помещении, а потому во многих случаях не учитываются.

2. *Теплопоступление в помещение от солнечной радиации.* Тепло от солнечной радиации поступает в помещение через остекленные поверхности (окна, фонари) и через наружные ограждения зданий (стены, покрытия).

Интенсивность поступления тепла от солнечной радиации зависит от угла наклона остекленной поверхности по отношению к горизонту, толщины и загрязненности стекла, а также количества рамных остеклений.

Количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации, в *ккал/ч* определяется следующими выражениями:

для остекленных поверхностей

$$Q_0 = q_0 A_0 F_0;$$

для покрытий

$$Q_{\text{п}} = q_{\text{п}} K_{\text{п}} F_{\text{п}},$$

где F_0 и $F_{\text{п}}$ — поверхности остекления и покрытия в м^2 ;

q_0 — удельная величина солнечной радиации через остекление в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ или коэффициент радиации, зависящий от расположения объекта по странам света (табл. XVI.4);

$q_{\text{п}}$ — то же, через покрытия, ориентировочно $q = 15 \text{ ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$;

A_0 — коэффициент, учитывающий характер остекления (для одинарного остекления $A_0 = 1,45$, для матовых стекол $A_0 = 0,4$, для сильно загрязненных стекол $A_0 = 0,7$ и для двойного остекления $A_0 = 1,15$);

$K_{\text{п}}$ — коэффициент теплопередачи покрытия.

Таблица XVI.4

| Характеристика остекленной поверхности | Значение q_0 в ккал/м ² ·ч зависимости от стран света при широтах от 35 до 65° | | | |
|---|---|---------|---------|---------|
| | Ю | ЮВ и ЮЗ | В и З | СВ и СЗ |
| Окна с двойным остеклением на деревянных переплетах | 110—145 | 85—145 | 125—145 | 65 |
| То же, на металлических переплетах | 140—180 | 110—180 | 160—180 | 85 |
| Фонарь с двойным вертикальным остеклением на металлических переплетах | 130—170 | 110—170 | 160—180 | 85 |
| То же, на деревянных переплетах | 120—150 | 100—150 | 145—160 | 75 |

Примечание. Для остекленных поверхностей, ориентированных на север, $q_0 = 0$.

Тепло от солнечной радиации учитывается в тепловом балансе помещения для переходного и летнего периода года при наружной температуре воздуха от +10°C и выше.

3. *Теплопоступление от технологического оборудования промышленных предприятий* (промышленных печей, кузнечных горнов, станков, горячих поверхностей трубопроводов, укрытий, зонтов и др.) рассмотрено ранее в § 14.

Количество расходуемого тепла. Основным видом расхода тепла для любого помещения являются теплопотери наружными ограждениями. В производственных помещениях к расходам тепла помимо теплопотерь через наружные ограждения относятся расходы тепла на нагревание поступающих снаружи материалов (сырья, полуфабрикатов и транспорта), а также на нагревание воздуха, поступающего через открытые ворота и другие проемы цехов (см. § 15).

Следовательно, количество избыточного тепла в ккал/ч, которое необходимо учитывать при определении объемов вентиляционного воздуха, можно выразить формулой

$$Q_{\text{изб}} = Q_{\text{пост}} - Q_{\text{расх}}, \quad (\text{XVI.3})$$

где $Q_{\text{пост}}$ — тепло, поступающее в помещение, в ккал/ч;
 $Q_{\text{расх}}$ — тепло, расходуемое в помещении, в ккал/ч.

Воздухообмен (часовое количество воздуха в $m^3/ч$), необходимый для удаления избытков тепла в помещении, определяется по формуле

$$L = \frac{Q_{изб}}{c \gamma (t_y - t_n)}, \quad (XVI.4)$$

где t_y — температура удаляемого воздуха в $^{\circ}C$;
 t_n — температура приточного воздуха в $^{\circ}C$;
 c — удельная теплоемкость воздуха в $ккал/кг \cdot град$;
 γ — объемный вес в $кг/м^3$.

Температуру удаляемого воздуха из помещения t_y определяют по формуле

$$t_y = t_{p.з} + \Delta t (H - 2), \quad (XVI.5)$$

где $t_{p.з}$ — температура воздуха в рабочей зоне на высоте 2 м от пола;
 Δt — температурный градиент, т. е. повышение температуры по высоте помещения для горячих цехов $\Delta t = 1 \div 1,5$, а для прочих помещений высотой до 3 м $\Delta t = 0,2$;
 H — расстояние от пола до середины вытяжного отверстия в м;
 2 — высота рабочей зоны в м.

Г. Определение воздухообмена, необходимого для удаления из помещения избытков влаги

Влаговыделение. В жилых и общественных зданиях источником влаговыделения являются люди. Один человек в соответствии с характером и интенсивностью его работы и температурой окружающего воздуха выделяет разное количество влаги. Так, человек, занятый физическим трудом при температуре окружающего воздуха от 10 до 20 $^{\circ}C$, выделяет соответственно от 70 до 240 г/ч влаги, а человек, занятый умственным трудом, — от 30 до 70 г/ч.

В коммунальных предприятиях (банных, прачечных, купальных бассейнах) и производственных помещениях источниками выделения влаги являются мокрые полы, смоченные поверхности различных изделий, разного вида аппарата, сушильни, чаны с горячей и холодной водой и пр.

Избыточная влажность воздуха иногда приводит к образованию тумана.

Влага может поступать в воздух также и в виде водяных паров при процессах выпаривания (кипения) или из-за прорыва пара из производственной аппаратуры. Количество выпариваемой воды (при кипении) в промышленных ваннах, нагреваемых паровыми змеевиками, ориентировочно можно принять равным $40-50 \text{ кг} \times \text{X м}^2/\text{ч}$ с поверхности ванны. При нагревании воды непосредственным введением в нее пара количество влаги можно принять равным расходу пара. Во многих случаях количество испаряемой воды приходится устанавливать опытным путем.

Количество воды в кг, испаряющейся с открытых поверхностей за 1 ч, определяется по формуле Дальтона

$$G = \frac{F C (\rho_n - \rho_{п}) 760}{B}, \quad (\text{XVI.16})$$

где F — водяная поверхность испарения в м^2 ;

C — поправочный коэффициент, зависящий от напряжения и скорости движения воздуха над водяной поверхностью (при движении воздуха вдоль смоченной поверхности $c = 0,02 + 0,016v$, где v — скорость движения воздуха в м/сек);

ρ_n — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре воды в мм. рт. ст. ;

$\rho_{п}$ — парциальное давление водяных паров в воздухе помещения в мм. рт. ст. ;

B — барометрическое давление в мм рт. ст.

Воздухообмен в $\text{м}^3/\text{ч}$, необходимый для удаления влаги, определяют по формуле

$$L = \frac{D}{(d_y - d_{п}) \gamma}, \quad (\text{XVI.7})$$

где D — влаговыделение в помещении в г/ч ;

d_y и $d_{п}$ — влагосодержание удаляемого и приточного воздуха в г/кг (значения d могут быть приняты по данным приложения 16);

γ — удельный вес приточного воздуха в кг/м^3 .

Д. Определение воздухообмена, необходимого для одновременного удаления избыточных тепла и влаги

При одновременном выделении в помещение избыточного тепла и влаги необходимый воздухообмен определяют по формуле

$$L = \frac{Q_{\text{изб}}}{I_y - I_n}, \quad (\text{XVI.8})$$

где $Q_{\text{изб}}$ — количество выделяющегося в помещении тепла с учетом скрытого тепла, содержащегося в водяных парах помещения, в *ккал/кг*;
 $I_y - I_n$ — полное теплосодержание воздуха, соответственно удаляемого из помещения и вводимого в него, в *ккал/кг*, или по формуле (XVI.7).

Задачи на определение воздухообмена при одновременном удалении избытков тепла и влаги проще решать по $I - d$ -диаграмме (см. § 66).

Глава XVII

ЕСТЕСТВЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

§ 72. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМ ЕСТЕСТВЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕЙСТВУЮЩЕГО ДАВЛЕНИЯ

Строительные материалы, из которых построены ограждающие конструкции зданий, обладают той или иной пористостью, вследствие чего они в большей или меньшей степени воздухопроницаемы. Поэтому через стены, потолки и полы зданий, а также через оконные переплеты и случайные неплотности в них при разности давлений наружного и внутреннего воздуха в помещениях происходит воздухообмен путем так называемой инфильтрации.

Инфильтрация (а соответственно и количество проникающего в помещение наружного воздуха) тем больше, чем больше разность температур внутри и снаружи помещения и чем больше скорость ветра, т. е., следовательно, чем больше разность давлений внутреннего и наружного воздуха.

Опыт показывает, что инфильтрация, или, как ее иногда называют, естественная неорганизованная вентиляция в общественных и жилых зданиях, составляет от 0,5 до 1 кратности воздухообмена по отношению к кубатуре помещения, а в промышленных зданиях достигает до 1,5 кратности воздухообмена и более.

Инфильтрация иногда должна учитываться и при организации общего воздухообмена с помощью системы принудительной вентиляции. Так, если намечается создать в помещении однократный воздухообмен с помощью системы искусственной вытяжной вентиляции, то от организации притока воздуха можно отказаться, так как объем удаляемого из помещения воздуха может быть компенсирован инфильтрацией.

Существенным недостатком естественной вентиляции является непостоянство ее действия, т. е. ее зависимость от таких переменных величин, как сила ветра и разность температур.

Как уже указывалось, давление воздуха в помещении и давление наружного воздуха бывает различным. Под действием этой разности давлений воздух движется в направлении от большего к меньшему давлению. При этом в одной части помещения устанавливается давление больше наружного, а в другой — меньше. Количество же вытяжного воздуха в данном случае должно быть равно количеству инфилирующего воздуха.

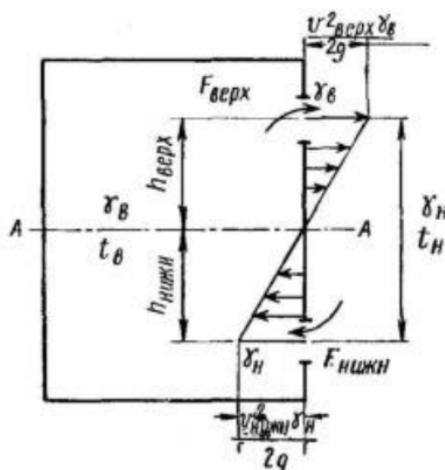


Рис. XVII.1. Распределение давлений в помещении
(A — A нейтральная плоскость)

На рис. XVII.1 изображен схематический разрез помещения, стены которого совершенно непроницаемы для воздуха. В одной из стен помещения, внизу над полом и сверху под потолком, имеются два отверстия на расстоянии h одно от другого.

Принимаем температуру внутреннего воздуха t_v более высокой, чем температуру наружного воздуха t_n . Тогда вследствие разности удельных весов воздуха, из которых удельный вес наружного воздуха γ_n больше удельного веса внутреннего воздуха γ_v , через нижнее отверстие наружный воздух будет входить в помещение, а через верхнее выходить из него.

Следовательно, давление внутреннего воздуха у верхнего отверстия больше, а у нижнего отверстия меньше, чем давление наружного воздуха.

Таким образом, в пределах высоты h имеется такая плоскость $A - A$, в которой давление внутреннего воздуха будет равно давлению наружного воздуха, т. е. в которой разность давлений равна нулю. Эту плоскость (см. рис. XVII.1) называют *нейтральной* плоскостью, или *нейтральной зоной*, или *плоскостью равных давлений*. Она делит высоту h на две части — $h_{\text{верх}}$ и $h_{\text{нижн}}$.

Давление, заставляющее воздух двигаться в указанном направлении от нижнего отверстия к верхнему, выражается формулой

$$p = h (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) \text{ кгс/см}^2. \quad (\text{XVII.1})$$

В рассматриваемом примере (при незначительной толщине стенок помещения) можно считать, что все давление p будет расходоваться на создание лишь скоростей $v_{\text{нижн}}$ и $v_{\text{верх}}$ в нижнем и верхнем отверстиях.

Так как воздух входит в нижнее отверстие при объемном весе $\gamma_{\text{н}}$, а выходит через верхнее отверстие с объемным весом $\gamma_{\text{в}}$, то скоростные давления, соответствующие скоростям $v_{\text{нижн}}$ и $v_{\text{верх}}$, можно представить в виде

$$p_{\text{ск.нижн}} = \frac{v_{\text{нижн}}^2 \gamma_{\text{н}}}{2g} \text{ кгс/м}^2 \text{ и}$$

$$p_{\text{ск.верх}} = \frac{v_{\text{верх}}^2 \gamma_{\text{в}}}{2g} \text{ кгс/м}^2,$$

а так как

$$p = p_{\text{ск.нижн}} + p_{\text{ск.верх}}, \quad (\text{XVII.2})$$

то

$$h (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) = \frac{v_{\text{нижн}}^2}{2g} \gamma_{\text{н}} + \frac{v_{\text{верх}}^2}{2g} \gamma_{\text{в}}. \quad (\text{XVII.3})$$

С учетом того что скорости в нижнем и верхнем отверстиях зависят от высот $h_{\text{нижн}}$ и $h_{\text{верх}}$ (см. рис. XVII.1), преобразуя формулу (XVII.3) в формулы:

$$h_{\text{нижн}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) = \frac{v_{\text{нижн}}^2 \gamma_{\text{н}}}{2g} + \frac{v_{\text{верх}}^2 \gamma_{\text{в}}}{2g},$$

$$h_{\text{верх}} = (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) = \frac{v_{\text{верх}}^2 \gamma_{\text{н}}}{2g} + \frac{v_{\text{верх}} \gamma_{\text{в}}}{2g}$$

и решая их относительно $v_{\text{нижн}}$ и $v_{\text{верх}}$, получим, что скорость в нижнем отверстии

$$v_{\text{нижн}} = \sqrt{\frac{2g h_{\text{нижн}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}})}{\gamma_{\text{н}}}} \text{ м/сек} \quad (\text{XVII.4})$$

и скорость в верхнем отверстии

$$v_{\text{верх}} = \sqrt{\frac{2g h_{\text{верх}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}})}{\gamma_{\text{в}}}} \text{ м/сек.} \quad (\text{XVII.5})$$

При установившемся движении воздуха в помещении количество воздуха, входящего через нижнее отверстие, всегда равно количеству воздуха, выходящего через верхнее отверстие, т. е. $L_{\text{нижн}}\gamma_{\text{н}} = L_{\text{верх}}\gamma_{\text{в}}$, где $L_{\text{нижн}}$ и $L_{\text{верх}}$ — объемы воздуха, проходящие за 1 ч через нижнее и верхнее отверстия, в $\text{м}^3/\text{ч}$; $\gamma_{\text{н}}$ и $\gamma_{\text{в}}$ — соответствующие объемные веса в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Выражая $L_{\text{нижн}}$ и $L_{\text{верх}}$ как произведения площадей отверстий $F_{\text{верх}}$ и $F_{\text{нижн}}$ и скоростей движения в них воздуха $v_{\text{нижн}}$ и $v_{\text{верх}}$, запишем это равенство в виде

$$F_{\text{нижн}} v_{\text{нижн}} \gamma_{\text{н}} = F_{\text{верх}} v_{\text{верх}} \gamma_{\text{в}}$$

Подставляя в него значения скоростей из уравнений (XVII.4) и (XVII.5), сократив на $\sqrt{2g(\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}})}$ и внося $\gamma_{\text{н}}$ и $\gamma_{\text{в}}$ под знак корня, получим

$$F_{\text{нижн}} \sqrt{h_{\text{нижн}} \gamma_{\text{н}}} = F_{\text{верх}} \sqrt{h_{\text{верх}} \gamma_{\text{в}}}$$

откуда

$$\frac{h_{\text{верх}}}{h_{\text{нижн}}} = \left(\frac{F_{\text{нижн}}}{F_{\text{верх}}} \right)^2 \frac{\gamma_{\text{н}}}{\gamma_{\text{в}}} \quad (\text{XVII.6})$$

Если принять с незначительной погрешностью $\frac{\gamma_{\text{н}}}{\gamma_{\text{в}}} = 1$, то

$$\frac{h_{\text{верх}}}{h_{\text{нижн}}} = \left(\frac{F_{\text{нижн}}}{F_{\text{верх}}} \right)^2 \quad (\text{XVII.7})$$

Из этого равенства следует, что при двух отверстиях в помещении нейтральная зона находится от отверстий на расстояниях, обратно пропорциональных квадратам их площадей.

В нашем примере (рис. XVII.1) для установления положения нейтральной зоны $A-A$ необходимо знать расстояния ее до центров отверстий, т. е. значение $h_{\text{нижн}}$ и $h_{\text{верх}}$.

Так как $h_{\text{нижн}} + h_{\text{верх}} = h$, а $h_{\text{нижн}} = h - h_{\text{верх}}$ и $h_{\text{верх}} = h - h_{\text{нижн}}$, то, подставляя в отдельности значения $h_{\text{нижн}}$ и $h_{\text{верх}}$ в уравнение (XVII.6) и решая его, получим

$$h_{\text{нижн}} = \frac{h}{\left(\frac{F_{\text{нижн}}}{F_{\text{верх}}}\right)^2 \frac{\gamma_{\text{н}}}{\gamma_{\text{в}}} + 1} \quad (\text{XVII.8})$$

и

$$h_{\text{верх}} = \frac{h}{\left(\frac{F_{\text{верх}}}{F_{\text{нижн}}}\right)^2 \frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{н}}} + 1}, \quad (\text{XVII.9})$$

где площади выражены в м^2 , высоты в м , а объемные веса в $\text{кг}/\text{м}^3$.

Из полученных уравнений следует, что если площадь нижнего отверстия меньше площади верхнего, то нейтральная плоскость лежит выше середины расстояния между центрами отверстий и ближе к большей площади. Если же, наоборот, площадь нижнего отверстия будет больше верхнего, то нейтральная зона будет находиться ниже середины расстояния между центрами отверстий.

При равенстве площадей верхнего и нижнего отверстий уравнения (XVII.9) и (XVII.8) примут вид:

$$h_{\text{верх}} = \frac{h}{\frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{н}}} + 1} \text{ м} \quad (\text{XVII.10})$$

и

$$h_{\text{нижн}} = \frac{h}{\frac{\gamma_{\text{н}}}{\gamma_{\text{в}}} + 1} \text{ м}, \quad (\text{XVII.11})$$

а при принятом отношении объемных весов, равном единице, будем иметь $h_{\text{верх}} = \frac{h}{2}$ и $h_{\text{нижн}} = \frac{h}{2}$, т. е. $h_{\text{верх}} = h_{\text{нижн}}$.

Следовательно, в рассматриваемом примере (рис. XVII.1) нейтральная зона находится на равном расстоянии от центров отверстий.

При определении скоростей $v_{\text{нижн}}$ и $v_{\text{верх}}$ в формулах (XVII.4) и (XVII.5) принимались равными сопротивлению движения воздуха в нижнем и верхнем отверстиях помещения и одинаковые коэффициенты расхода μ , а потому в приведенных формулах этот коэффициент не учитывался.

Коэффициент расхода μ , характеризующий степень поджатия струи воздуха и местное сопротивление в отверстии, зависит от отношения площади отверстия к площади поперечного сечения окружающей ее воздушной среды (например, к площади поперечного сечения помещения). Значение коэффициента расхода μ всегда меньше единицы, т. е.

$$\mu = \frac{L_d}{L_T} < 1,$$

где L_d — действительный объем проходящего через отверстие воздуха за единицу времени;

L_T — теоретический объем проходящего через отверстие воздуха за единицу времени без учета потери скоростного давления в этом отверстии.

При разных сопротивлениях движению воздуха в приточном и вытяжных отверстиях формула (XVII.3) принимает вид

$$p = h (\gamma_n - \gamma_v) = \mu_{\text{нижн}} \frac{v_{\text{нижн}}^2}{2g} \gamma_n + \mu_{\text{верх}} \frac{v_{\text{верх}}^2}{2g} \gamma_v \text{ кгс/м}^2. \quad (\text{XVII.12})$$

Для ориентировочных расчетов можно принимать коэффициент расхода μ как для приточного, так и для вытяжного отверстий одинаковым и равным 0,65.

§ 73. ВИДЫ СИСТЕМ ЕСТЕСТВЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Естественная вентиляция может быть вытяжной без организованного поступления воздуха (канальная система) и приточно-вытяжной с организованным притоком воздуха (система аэрации, а в некоторых случаях и канальная система).

Канальная система вентиляции. Канальные системы вентиляции находят применение преимущественно в жилых и общественных зданиях с небольшим воздухообменом помещений (не более однократного в 1 ч) и с

неорганизованным притоком воздуха через неплотности окружающих поверхностей, оконные фрамуги и открытые форточки.

Воздух перемещается по каналам под действием разности давлений внутри и снаружи помещения.

На рис. XVII.2 показана схема канальной вытяжной системы вентиляции без организованного притока воздуха, а на рис. XVII.3 — схема канальной приточно-вытяжной системы вентиляции с организованным притоком

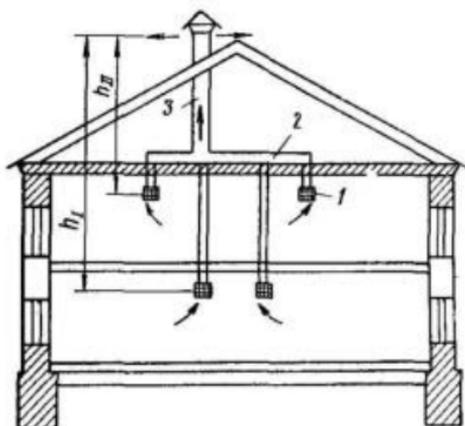


Рис. XVII.2. Схемы канальной вытяжной системы вентиляции с естественной циркуляцией

1 — жалюзиные решетки; 2 — сборные шлакогипсовые короба; 3 — вытяжная шахта

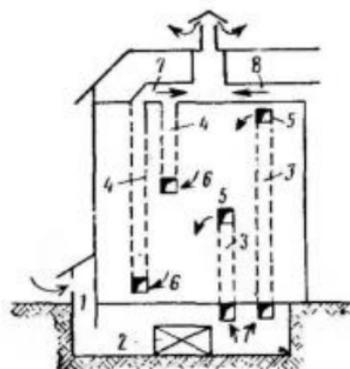


Рис. XVII.3. Схема канальной приточно-вытяжной системы вентиляции с естественным побуждением

1 — заборный канал; 2 — камера для нагрева воздуха; 3 — приточные каналы; 4 — вытяжные каналы; 5, 6 — приточные и вытяжные жалюзиные решетки; 7 — сборные вытяжные каналы; 8 — вытяжная шахта

воздуха и калориферным тепловым побуждением
Вентиляционный воздух в

этих системах перемещается или по вертикальным каналам, заложенным в толще стен, или по приставным каналам. Вертикальные каналы на чердаке объединяют в сборные каналы, по которым удаляемый воздух через вытяжную шахту выходит в атмосферу.

В канальной приточно-вытяжной системе вентиляции (см. рис. XVII.3) наружный воздух поступает через воздухоприемную камеру, размещенную в подвальном этаже и оборудованную калорифером (воздухоподогревателем). Подогретый в камере до необходимой температуры воздух по каналам и через приточные отверстия с установленными в них жалюзиными решетками поступает в помещения. Из помещений загрязненный воз-

дух уходит по вытяжным вертикальным каналам, вытяжные отверстия которых тоже снабжены жалюзийными решетками, оттуда воздух поступает в сборные каналы и далее через вытяжную шахту удаляется в атмосферу.

Для регулирования количества перемещаемого по каналам воздуха применяются различные регулирующие приспособления. Типы и виды каналов, приемных отверстий, вытяжных и воздухозаборных шахт, жалюзийных решеток и регулирующих приспособлений рассмотрены далее в § 74.

Для повышения располагаемого давления в канальной системе вентиляции часто прибегают к установке над вытяжной шахтой насадка — дефлектора (см. § 74).

Аэрация. Аэрацией называется организованная естественная, общеобменная система вентиляции. Воздухообмен при аэрации происходит через открывающиеся фрамуги в окнах и световых фонарях под действием теплового давления (разности давлений наружного и внутреннего воздуха) и давления, создаваемого ветром.

Аэрация находит большое практическое применение при вентилировании производственных помещений, горячих цехов металлургической промышленности с большими избытками тепла.

Для цехов, например, с кубатурой в 40 тыс. m^3 необходим 20-кратный воздухообмен, равный 800 тыс. $m^3/ч$. Чтобы осуществить такой большой воздухообмен естественным путем, цех должен быть оборудован значительным количеством фрамуг. Фрамуги следует располагать таким образом, чтобы летом наружный воздух поступал непосредственно к рабочим местам, а зимой холодный воздух, поступающий в цех, успевал смешиваться с внутренним воздухом и поступал к рабочим местам с температурой, близкой температуре рабочей зоны.

На рис. XVII.4 показана одна из возможных схем аэрации здания. При открытых и находящихся на разных уровнях фрамугах окон и светового фонаря, при температуре внутреннего воздуха более высокой по сравнению с температурой наружного, движение воздуха в помещении будет направлено через нижние оконные фрамуги по направлению к верхним фрамугам светового фонаря.

Тепловое давление аэрации регулируется степенью открытия и закрытия фрамуг.

Разность давлений на одном и том же уровне, образующаяся за счет разности температур наружного и внутреннего воздуха, называется внутренним избыточным давлением $p_{и}$. Избыточное давление $p_{и}$ может быть как положительным, так и отрицательным. При положительном значении $p_{и}$, когда внутреннее давление превышает наружное, воздух выходит из помещения, а при отрицательном значении $p_{и}$, когда внутреннее давление меньше наружного, воздух поступает в помещение.



Рис. XVII.4. Схема аэрации однопролетного производственного цеха

Действие аэрации с тепловым побуждением основано на принципе движения воздуха в помещениях с отверстиями, расположенными на разных вертикальных расстояниях друг от друга (см. рис. XVII.1). Чем больше разность температур наружного и внутреннего воздуха и чем больше разность вертикальных расстояний между осями приточных и вытяжных фрамуг, тем больше будет тепловое давление и соответственно воздухообмен при аэрации.

Расчет аэрации в основном заключается или в определении площадей приточных и вытяжных фрамуг, или, если известны площади фрамуг, в определении возможного воздухообмена через них.

При расчете аэрации под действием теплового давления воздухообмен через приточные фрамуги в $m^3/ч$ может быть определен по формуле

$$L = \frac{G_{пр}}{\gamma_{и}} = 3600 \mu v_{пр}, \quad (XVII.13)$$

- где $F_{пр}$ — сумма площадей приточных фрамуг в m^2 ;
 $\gamma_{и}$ — объемный вес наружного приточного воздуха в $кг/м^3$;
 $v_{пр}$ — скорость приточного воздуха в $м/сек$;
 μ — коэффициент расхода, зависящий от соотношения длин створок аэрационных проемов и угла их раскрытия.

Как известно из § 72, скорость воздуха в приточных отверстиях можно определить по формуле

$$v_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{2 g h_{\text{пр}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}})}{\gamma_{\text{н}}}} \text{ м/сек.}$$

Подставляя найденное значение $v_{\text{пр}}$ в формулу (XVII. 13), найдем

$$G_{\text{пр}} = 3600 \mu F_{\text{пр}} \sqrt{2 g h_{\text{пр}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) \gamma_{\text{н}}} \text{ кг/ч,} \quad (\text{XVII.14})$$

откуда площадь приточных отверстий в м^2

$$F_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}}}{3600 \mu \sqrt{2 g h_{\text{пр}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) \gamma_{\text{н}}}}. \quad (\text{XVII.15})$$

Аналогично находим величины G и F для вытяжного отверстия:

$$G_{\text{в}} = 3600 \mu F_{\text{в}} \sqrt{2 g h_{\text{в}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}})}; \quad (\text{XVII.16})$$

$$F_{\text{в}} = \frac{G_{\text{выт}}}{3600 \mu \sqrt{2 g h_{\text{в}} (\gamma_{\text{н}} - \gamma_{\text{в}}) \gamma_{\text{в}}}} \quad (\text{XVII.17})$$

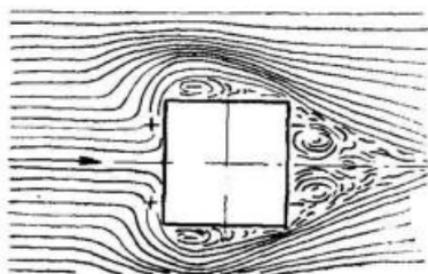


Рис. XVII.5. Действие аэрации с ветровым побуждением

Действие аэрации с ветровым побуждением основано на обтекаемости здания ветром. На рис. XVII.5 показана схема движения воздушной среды под действием ветра.

Расчет аэрации под воздействием давления ветра в основном сводится к установлению так называемого аэродинамического коэффициента здания K . Аэродинамический коэффициент равен отношению давления, создаваемого ветром с наветренной стороны

(или разрежения, создаваемого ветром с подветренной стороны здания), к скоростному давлению ветра:

$$K = \frac{P}{\frac{v^2 \gamma}{2g}} = \frac{P}{P_{\text{д}}}, \quad (\text{XVII.18})$$

где p — давление (или разрежение) на единицу площади в $кгс/м^2$;

p_d — скоростное давление ветра в $кгс/см^2$.

Коэффициент K определяется опытным путем — продувкой моделей зданий в аэродинамической трубе. Значения его для типовых промышленных зданий приводятся в специальной литературе.

Из формулы (XVII.18) видно, что величина создаваемого ветром давления (или разрежения)

$$p = \mp K p_d. \quad (XVII.19)$$

После определения ветрового давления задаются внутренним избыточным давлением для каждого отверстия и по найденным разностям давлений устанавливаются скорости движения воздуха в отверстиях, а по ним уже определяют площади приточных и вытяжных отверстий.

При совместном действии аэрации с тепловым и ветровым давлениями необходимо за расчетное давление принимать их сумму.

§ 74. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ЕСТЕСТВЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вентиляционные каналы. Различают каналы, заложенные в толще стен, прокладываемые в бороздах стен, приставные, подвесные и сборные, прокладываемые по чердаку.

Каналы, закладываемые в толще кирпичных стен (рис. XVII.6, а), имеют минимальный размер ($1/2 \times 1/2$ кирпича). Во избежание конденсации водяных паров на внутренней поверхности стены не рекомендуется устраивать каналы в наружных стенах. На рис. (XVII.6, б) показаны каналы, прокладываемые в бороздах кирпичных стен.

Если по каким-либо причинам невозможно проложить каналы в стенах, то прибегают к устройству приставных (рис. XVII.6, в), а в некоторых случаях подвесных (рис. XVII.6, г) каналов, изготовляемых в обоих случаях из шлакогипсовых или шлакобетонных плит.

Сборные вентиляционные каналы, прокладываемые на чердаке (рис. XVII.7), изготовляют из двойных шлакогипсовых или шлакобетонных плит с воздушной прослойкой толщиной 40 мм между ними.

При индустриальном строительстве зданий в последнее время стали применять особые блоки или панели с группами вентиляционных каналов круглого или прямоугольного сечения. Каналы с круглым сечением по сравнению с прямоугольным при равных площадях имеют меньший периметр, а следовательно, и наименьшую величину сопротивления трению. Однако устройство воздуховодов прямоугольного сечения позволяет лучше увязать вентиляционные каналы со строительными конструкциями.

В соответствии с пожарными требованиями в жилых и общественных зданиях высотой до пяти этажей не до-

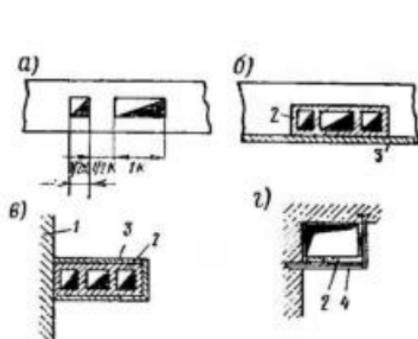


Рис. XVII.6. Вентиляционные каналы

a — прокладываемые в толще кирпичных стен; *б* — прокладываемые в бороздах стен; *в* — приставные; *г* — подвесные; *1* — кирпичная стена; *2* — шлакогипсовые плиты; *3* — штукатурка; *4* — стальной кронштейн

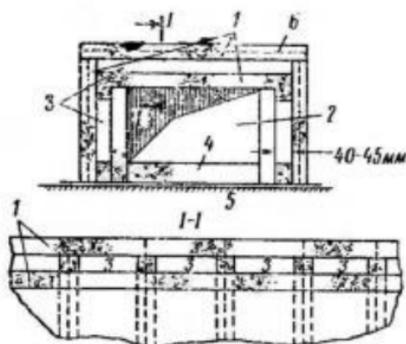


Рис. XVII.7. Сборные вентиляционные каналы из двойных гипсошлаковых плит

1 — гипсошлаковые плиты; *2* — воздуховод; *3* — воздушная прослойка; *4* — заливка гипсом; *5* — чердачное перекрытие; *6* — арматура из пачечной стали

пускается присоединять к одному вытяжному каналу помещения, расположенные в других этажах здания. В зданиях с числом этажей более пяти разрешается объединять отдельные вытяжные каналы (т. е. канал третьего с каналом пятого этажа, а канал четвертого с каналом шестого этажа и т. д.). В бесчердачных жилых зданиях, как правило, устраивают отдельные вентиляционные вытяжные каналы от каждого этажа и выводят их выше крыши здания с выпуском воздуха через зонт в атмосферу.

Жалюзийные решетки. В вентиляционных отверстиях помещений жилых и общественных зданий для регулирования количества вытяжного или приточного воздуха устанавливают жалюзийные решетки.

Наиболее широкое применение получили жалюзийные решетки с подвижными перьями (рис. XVII.8), состоящие из рамки, неподвижной решетки и вертикальных клапанов-перьев. Клапаны-перья, установленные сзади решетки, приводятся в движение шнуром. Жалюзийные решетки могут иметь разнообразное художественное оформление (рис. XVII.9).

Вытяжные отверстия следует располагать ближе к местам загрязнения. В общественных зданиях приточно-вытяжные, а в жилых зданиях вытяжные отверстия располагают обычно на расстоянии 0,5—0,7 м от потолка.

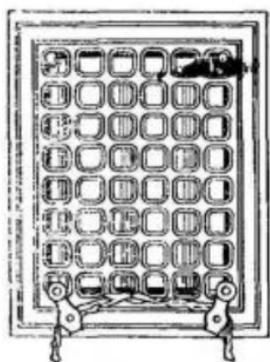


Рис. XVII.8. Жалюзийная решетка с подвижными перьями

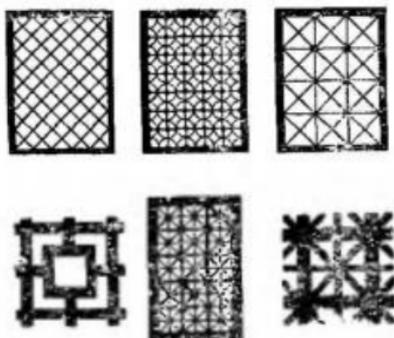


Рис. XVII.9. Художественно оформленные жалюзийные решетки

Воздухозаборные шахты. Воздухозаборные шахты устраивают или у стен здания, или отдельно стоящими (рис. XVII.10).

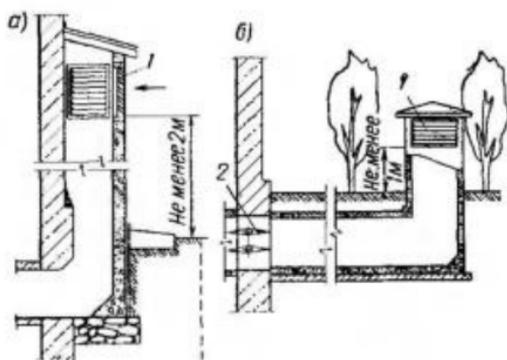


Рис. XVII.10. Воздухозаборные шахты
а — у стены здания; *б* — отдельно стоящая; 1 — жалюзийная решетка; 2 — дроссельный клапан

Их располагают, как правило, на расстоянии не менее 10 м от загрязненных мест (выгребных ям, котельных, уборных и пр.).

Чтобы избежать попадания загрязненного воздуха из вытяжной шахты в воздухоприемную, расположенную с ней на одной высоте, последнюю отодвигают не менее чем на 10 м по горизонтали от вытяжной шахты. В этих случаях необходимо учитывать также направление господствующих ветров в той или иной местности (СНиП II-A.6-62) и не размещать воздухозаборных устройств в возможном потоке удаляемого загрязненного воздуха. В отдельных случаях, когда воздухоприемник приходится располагать вблизи вытяжной шахты, последнюю поднимают над воздухоприемником не менее чем на 2 м.

В промышленных зданиях забор наружного воздуха чаще производится через проемы в стенах или через окна, без устройства приточных шахт.

Вытяжная шахта. Вытяжные вентиляционные шахты служат для объединения вентиляционных каналов и организованного выпуска загрязненного воздуха в атмосферу. Они находят применение как при естественной, так и механической системах вентиляции.

Во избежание опрокидывания тяги при ветре вытяжные шахты для выброса испорченного воздуха следует выводить выше конька крыши не менее чем на 0,5 м. Если этого сделать нельзя, высоту шахты назначают в зависимости от ее горизонтального расстояния от конька крыши. Так, если шахта расположена на расстоянии менее 1,5 м от конька крыши, то выброс воздуха должен быть устроен на уровне конька, а на расстоянии от 1,5 до 3 м — не ниже линии, проведенной от конька крыши вниз под углом 10° к горизонту (рис. XVII.11).

Вытяжные шахты изготовляют из разных материалов (дерева, бетона, кровельной стали и др). На рис. XVII.12 показана деревянная шахта, изготовленная из досок толщиной 40 мм. С внутренней стороны доски обиты кровельной сталью по войлоку, смоченному в глиняном растворе. С наружной стороны шахта оштукатурена по драни.

В последнее время при внедрении промышленных методов строительства зданий стали применяться стандартные бетонные шахты (рис. XVII.13).

Дефлекторы. Дефлекторами называются устройства,

устанавливаемые над вытяжными шахтами жилых и общественных зданий или над вытяжными трубами производственных зданий. Они применяются для усиления вытяжки воздуха из помещений. Действие дефлектора

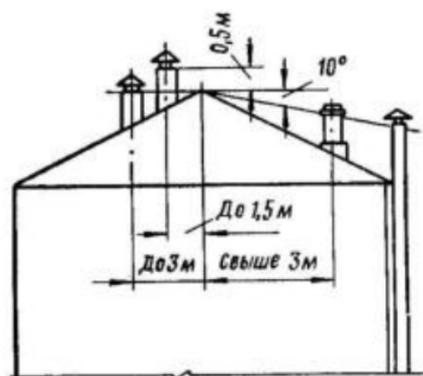


Рис. XVII.11. Расположение вентиляционных шахт по отношению к коныку крыши

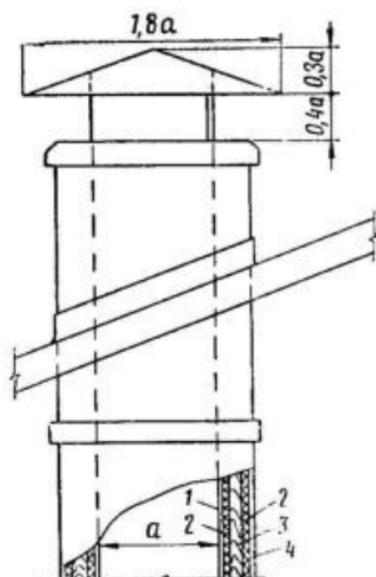


Рис. XVII.12. Деревянная вентиляционная шахта

1 — кровельная сталь; 2 — войлок;
3 — доски; 4 — штукатурка

основано на использовании энергии ветра для создания разрежения на уровне выхода воздуха из вытяжной шахты или вытяжной трубы.

Применяются дефлекторы разных конструкций. Наибольшее распространение в настоящее время получили дефлекторы ЦАГИ круглой (рис. XVII.14) и квадратной формы.

Дефлекторы устанавливают в местах непосредственного обдувания их ветром. От правильной установки дефлектора зависит его производительность. Так, во избежание опрокидывания тяги воздуха (т. е. задувания наружного воздуха в помещения) нельзя устанавливать дефлектор на участках, где создается подпор воздуха (например, вблизи выступающих брандмауэрных стен).

Дефлекторы подбирают по их характеристикам, установленным опытным путем. Характеристика дефлектора связывает создаваемое им разрежение со скоростью ветра.

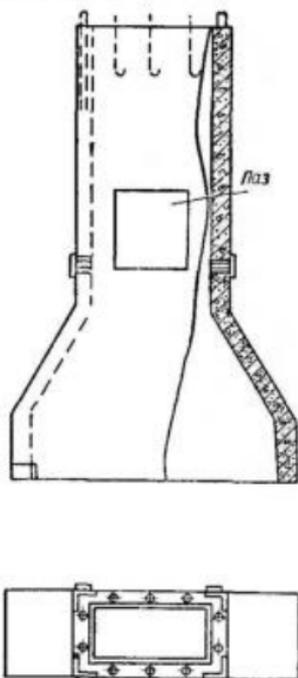
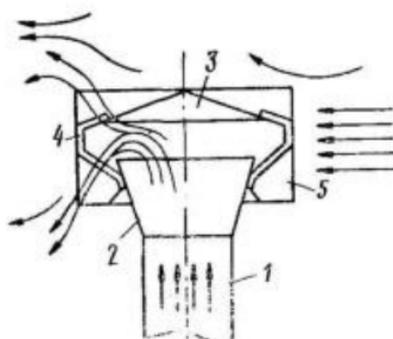


Рис. XVII.13. Стандартная бетонная вытяжная шахта

Рис. XVII.14. Дефлектор ЦАГИ

1 — патрубок; 2 — диффузор; 3 — зонт; 4 — лапки для крепления зонта; 5 — корпус



Ориентировочно диаметр патрубка дефлектора ЦАГИ можно определять по формуле

$$d_d = 0,0188 \sqrt{\frac{L}{v_d}}, \quad (\text{XVII.20})$$

где L — производительность дефлектора в $\text{м}^3/\text{ч}$;

v_d — скорость воздуха в патрубке дефлектора в $\text{м}/\text{сек}$.

Скорость воздуха в патрубке дефлектора в $\text{м}/\text{сек}$ при действии только давления ветра (без учета теплового давления) определяется по эмпирической формуле

$$v_d = \sqrt{\frac{0,4 v_B^2}{1,2 + \Sigma \zeta + 0,02 \frac{l}{d}}}, \quad (\text{XVII.21})$$

а с учетом давления ветра и теплового давления по формуле

$$v_d = \sqrt{\frac{0,4 v_b^2 + 16 p}{1,2 + \Sigma \zeta + 0,02 \frac{l}{d}}}, \quad (\text{XVII.22})$$

где v_b — скорость ветра в м/сек;

$\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений вентиляционной системы до дефлектора плюс коэффициент местного сопротивления дефлектора (вход в патрубок дефлектора), принимаемый равным 0,5;

l — длина патрубка дефлектора или вытяжного воздуховода;

d — диаметр патрубка дефлектора;

p — тепловое давление, равное $h(\gamma_n - \gamma_b)$.

Приблизительно скорость ветра в патрубке дефлектора должна составлять (в зависимости от того, установлен ли дефлектор непосредственно на перекрытии или на вытяжном воздуховоде) от 0,2 до 0,5 скорости ветра.

§ 75. РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ С ЕСТЕСТВЕННЫМ ПОБУЖДЕНИЕМ

Расчет воздуховодов в системах вентиляции с естественным побуждением начинают с установления располагаемого давления в кгс/м², определяя его по известной формуле $p = h(\gamma_n - \gamma_b)$.

В схеме вытяжной системы вентиляции (см. рис. XVII.2) располагаемое давление для верхнего этажа здания определится в кгс/м² по формуле

$$p_{II} = h_{II} (\gamma_n - \gamma_b), \quad (\text{XVII.23})$$

где h_{II} — вертикальное расстояние от центра вытяжного отверстия второго этажа до устья вытяжной шахты в м;

$\gamma_n - \gamma_b$ — разность объемных весов наружного и внутреннего воздуха в кг/м³.

По аналогии располагаемое давление для нижнего этажа

$$p_I = h_I (\gamma_n - \gamma_b), \quad (\text{XVII.24})$$

где h_I — вертикальное расстояние от центра вытяжного отверстия первого этажа до устья вытяжной шахты.

Располагаемое давление для систем вытяжной вентиляции с естественным побуждением рассчитывается на температуру наружного воздуха $+5^{\circ}\text{C}$.

Метод расчета воздухопроводов схож с методом расчета трубопроводов в системах отопления.

Потеря давления в воздухопроводах зависит от скорости движения в них воздуха. В системах вентиляции с естественным побуждением при незначительной величине расчетного давления воздух движется с небольшими скоростями (от 0,5 до 1,5 м/сек). При этом в вертикальных каналах верхнего этажа задаются скоростью 0,5 м/сек, а для каждого этажа, располагаемого ниже, скорость принимается на 0,1—0,2 м/сек больше, чем для предыдущего. В сборных воздухопроводах и в вытяжной шахте скорость воздуха принимается равной 1—1,5 м/сек.

При расчете участков ветви воздухопровода должно соблюдаться равенство

$$p \geq \Sigma (Rl + Z), \quad (\text{XVII.25})$$

где p — величина естественного давления в кгс/м²;

R — удельная потеря давления на трение на 1 м длины в кгс/м²;

l — длина ветви воздухопровода в м;

Rl — потеря давления на трение в расчетном участке в кгс/м²;

Z — потеря давления на местные сопротивления в кгс/м².

Потеря давления на местные сопротивления

$$Z = \Sigma \zeta \frac{v^2 \gamma}{2g}, \quad (\text{XVII.26})$$

где $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Коэффициенты местных сопротивлений (величины безразмерные) определены экспериментальным путем в зависимости от соотношений размеров фасонных частей воздухопроводов, а в тройниках и крестовинах — от соотношения соединяемых или делимых потоков воздуха. Значения этих коэффициентов приведены в приложении 17.

Приступая к расчету воздухопроводов (каналов), следует:

1) установить назначение и занумеровать все помещения здания;

2) определить воздухообмен для каждого помещения;

3) нанести на поэтажных планах и плане чердака расположение воздухопроводов (каналов), жалюзийных решеток (с указанием направления удаляемого по каждому каналу воздуха) и вытяжных шахт;

4) вычертить в аксонометрической проекции схему воздухопроводов.

На схеме в кружках у выносной линии указать объем перемещаемого воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$, а под выносной линией — длины участков воздухопровода в м .

Воздуховоды (каналы) рассчитывают по таблицам или номограммам, связывающим часовые объемы воздуха L , $\text{м}^3/\text{ч}$, скорости перемещаемого воздуха v , $\text{м}/\text{сек}$, удельное сопротивление трению (на 1 м длины воздуховода) R , $\text{кгс}/\text{м}^2$, динамическое давление $\frac{v^2 \gamma}{2g}$, $\text{кгс}/\text{м}^2$ и диаметр воздуховода d , мм (см., например, приложение 18 для расчета круглых стальных воздухопроводов). Чтобы воспользоваться указанной таблицей при расчете воздухопроводов прямоугольного сечения, необходимо предварительно определить эквивалентный диаметр, т. е. такой диаметр круглого воздуховода, при котором для равных скоростей удельные потери на трение в воздуховодах круглого и прямоугольного сечений равны. Он определяется по формуле

$$d_s = \frac{2ab}{a+b}, \quad (\text{XVII.27})$$

где a и b — размеры сторон прямоугольного воздуховода в м .

Следует помнить, что при расчете каналов, заложенных в кирпичных стенах, или приставных коробов, имеющих шероховатую поверхность, пользоваться таблицами или номограммами, составленными для круглых воздухопроводов, можно лишь с введением поправочного коэффициента β на шероховатость.

Порядок расчета сети воздухопроводов. После установления располагаемого давления определяют предварительные сечения воздухопроводов по расходу воздуха (объему воздуха в единицу времени) и принятой скорости. Если известен часовой расход воздуха, то можно задаваться не скоростью, а сечением воздуховода, и тогда скорость определится из формулы

$$v = \frac{L}{3600 f} \text{ м/сек,}$$

где L — расход воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$;

f — площадь сечения воздуховода в м^2 .

Далее по таблицам или номограммам для участков рассчитываемой ветви сети воздуховодов определяют потери давления на трение и местные сопротивления и сравнивают суммарные потери с располагаемым давлением.

Суммарные потери давления в рассчитываемой ветви воздуховодов не должны превышать располагаемого давления. Если окажется, что это условие не соблюдается, то на некоторых участках ветви следует изменить сечения воздуховодов. Если располагаемое давление будет больше суммарных потерь давления в ветви воздуховодов, то, наоборот, на некоторых участках воздуховодов нужно уменьшить их сечения.

В правильно рассчитанной ветви воздуховодов располагаемое давление может превышать (в запас) потери давления не более чем на 10%.

Рассчитав основную ветвь воздуховодов (самую невыгодную по располагаемому давлению и протяженности), приступают к определению сечений воздуховодов в ответвлениях.

При расчете сечений воздуховодов в ответвлениях от основной ветви для каждого из них находят располагаемое давление. Это давление для ответвлений складывается из суммарных потерь давления на участках уже рассчитанной ветви, расположенных от начала ветви до места присоединения к ней ответвления.

Зная располагаемое давление в ответвлении сети, по аналогии с определением сечений основной ветви

Таблица XVII.1

| Размер канала в кирпичях | Площадь канала в м^2 | Эквивалентный диаметр в мм |
|--------------------------|-------------------------------|----------------------------|
| $1/2 \times 1/2$ | 0,02 | 140 |
| $1/2 \times 1$ | 0,038 | 180 |
| 1×1 | 0,073 | 265 |
| $1 \times 1 1/2$ | 0,11 | 320 |
| 1×2 | 0,14 | 375 |
| 2×2 | 0,28 | 545 |

рассчитывают сечения воздуховодов в ответвлениях, пользуясь теми же таблицами или номограммой. При этом следует придерживаться правила, чтобы запас располагаемого давления в ответвлении был равен запасу давления, принятому при расчете основной ветви воздуховодов.

При расчете каналов, за-

ложенных в кирпичных стенах, эквивалентные диаметры определяют по данным табл. XVII.1.

Пример XVII. 1. Определить сечение каналов вытяжной системы вентиляции с естественным побуждением без организованного притока воздуха, обслуживающей уборные в квартирах жилого двухэтажного здания. Аксонометрическая схема этой системы вентиляции и план чердака показаны на рис. XVII. 15 и рис. XVII. 16.

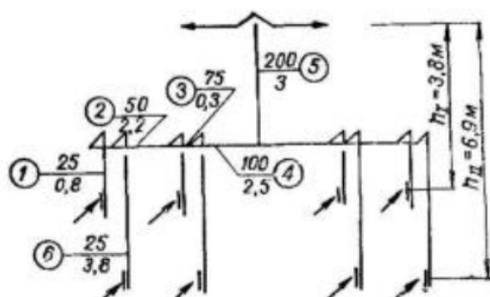
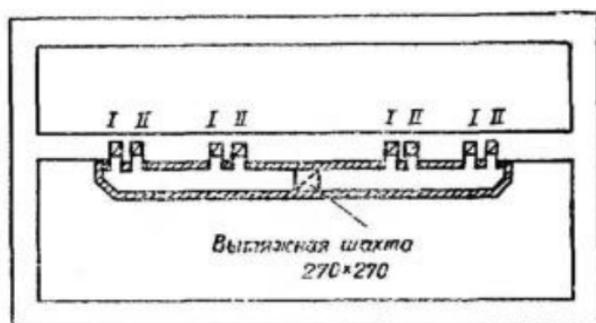


Рис. XVII.15. Схема канальной вытяжной вентиляции (к примеру расчета XVII.1.)

Рис. XVII.16. План чердака с нанесением вентиляционных каналов и шахты (к примеру расчета XVII.1.)



На схеме в кружках проставлены номера участков, над выносной линией показаны объемы перемещаемого за 1 ч воздуха, на участках, а под выносной линией длины участков.

Вертикальные вентиляционные каналы расположены в толще кирпичных стен, а сборные вентиляционные каналы, изготовленные из двойных шлакогипсовых плит, — на чердаке (см. рис. XVII. 16).

За расчетные температуры приняты $t_n = 5^\circ\text{C}$ и $t_v = +18^\circ\text{C}$.

В соответствии с установленными нормами воздухообмен для уборных принят равным $25 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Решение. Расчет начинаем с неблагоприятно расположенного канала, для которого возможная удельная потеря давления имеет наименьшее значение. Таким каналом является канал, проложенный из II этажа (участок 1).

Определяем располагаемое давление в ветви воздуховода, проходящей через II этаж, меньшее располагаемого давления в канале I этажа

$$P_{II} = h_{II} (\gamma_n - \gamma_v) = 3,8 (1,27 - 1,21) = 0,23 \text{ кгс/м}^2,$$

где 3,8 — вертикальное расстояние от устья шахты до центра вытяжного отверстия II этажа при высоте шахты, равной 3 м (см. рис. XVII. 15);

1,27 — объемный вес наружного воздуха при $t_n = 5^\circ\text{C}$ в кг/м^3 ;
 1,21 — объемный вес внутреннего воздуха при $t_v = 18^\circ\text{C}$ в кг/м^3 .

Переходим к определению потерь давления на трение и местные сопротивления на каждом участке.

Участок 1. Задаваясь скоростью воздуха в канале $v = 0,5$ м/сек, для объема воздуха, проходящего за 1 ч по каналу, 25 м³/ч получим сечение канала

$$F = \frac{25}{3600 \cdot 0,5} = 0,014 \text{ м}^2.$$

Учитывая, что кирпичные каналы не устраивают размером меньшим, чем $1/2 \times 1/2$ кирпича (площадь канала 0,02 м²), скорость на участке следует принять равной:

$$v = \frac{25}{3600 \cdot 0,02} = 0,35 \text{ м/сек.}$$

Так как канал участка 1 имеет прямоугольное сечение, то для определения потери давления на трение находим соответствующий эквивалентный диаметр круглого сечения $d_{\text{экв}} = 140$ мм.

По скорости $v = 0,35$ м/сек и $d_{\text{экв}} = 140$ мм, пользуясь приложением 18, принимаем удельную потерю давления на трение $R = 0,0025$ кгс/м².

Потеря давления на трение на всем рассчитываемом участке $Rl\beta = 0,0025 \cdot 0,8 \cdot 2 = 0,004$ кгс/м, где l — длина участка в м, а β — коэффициент шероховатости кирпичного канала, принимаемый равным 2.

Определяем потери давления в местных сопротивлениях на участке по приложению 17.

Участок 1:

| | |
|---|-----------------------------|
| вход воздуха в жалюзийную решетку с поворотом | $\zeta = 2$ |
| два колена под углом 90° | $\zeta = 1,1 \cdot 2 = 2,2$ |
| тройник на проход | $\zeta I = 0,7$ |
| | $\Sigma \zeta = 4,9$ |

По скорости $v = 0,35$ м/сек и найденному значению $\Sigma \zeta = 4,9$ с помощью приложения 19 находим потерю давления в местных сопротивлениях на участке $Z = 0,039$ кгс/м². Таким образом, сумма потерь давления на участке 1

$$\Sigma(Rl + Z) = 0,004 + 0,039 = 0,043 \text{ кгс/м}^2.$$

Участок 2:

Принимая для участка 2 несколько большее сечение канала (150·160 мм с площадью 0,024 м²), получим скорость в канале

$$v = \frac{50}{3600 \cdot 0,024} = 0,58 \text{ м/сек.}$$

По формуле (XVII. 27) находим эквивалентный диаметр равно-
великого по трению круглого воздуховода

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 0,16}{0,15 + 0,16} = 0,15 \text{ м, или } 150 \text{ мм.}$$

Для $d = 150 \text{ мм}$ и $v = 0,58 \text{ м/сек}$ по приложению 18 принимаем $R = 0,006 \text{ кгс/м}^2$.

Потеря давления на трение по всему участку будет равна $Rl\beta = 0,006 \cdot 2,2 \cdot 1,5 = 0,02 \text{ кгс/м}^2$, где 2,2 — длина участка в м, а $\beta = 1,5$ — для шлакогипсовых воздухопроводов.

Местное сопротивление на участке состоит из тройника на про-
ход. При $\xi = L_{\text{отв}}/L_{\text{ос}} = 25/50 = 0,5$ коэффициент местного сопротив-
ления $\xi = 0,67$.

По приложению 19 для скорости воздуха $v = 0,58 \text{ м/сек}$ и $\xi = 0,67$
с помощью интерполяции находим $Z = 0,007 \text{ кгс/м}^2$.

Сумма потерь давления на участке

$$\Sigma (Rl + Z) = 0,02 + 0,007 = 0,027 \text{ кгс/м}^2.$$

Участок 3:

Принимая для участка 3 скорость воздуха $v = 0,6 \text{ м/сек}$, находим
ориентировочную площадь сечения канала

$$F = \frac{75}{3600 \cdot 0,6} = 0,03 \text{ м}^2,$$

где 75 — объем воздуха, проходящий через канал, в $\text{м}^3/\text{ч}$. Этой пло-
щади соответствуют размеры прямоугольного канала $150 \times 200 \text{ мм}$.

Находим эквивалентный диаметр

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 0,20}{0,15 + 0,20} = 0,17 \text{ м, или } 170 \text{ мм.}$$

Для $d = 170 \text{ мм}$ и $v = 0,6 \text{ м/сек}$ по приложению 18 находим $R = 0,005 \text{ кгс/м}^2$.

Потеря давления на трение по всему участку $Rl\beta = 0,005 \cdot 0,3 \times$
 $\times 1,5 = 0,002 \text{ кгс/м}^2$, где 0,3 — длина участка в м, а $\beta = 1,5$ — для
шлакогипсового канала.

Местное сопротивление на участке состоит из тройника на про-
ход. При $L_{\text{отв}}/L_{\text{ос}} = 75/100 = 0,75$ коэффициент местного сопротив-
ления $\xi = 0,35$.

Для скорости воздуха $v = 0,6 \text{ м/сек}$ и $\xi = 0,35$ находим $Z =$
 $= 0,007 \text{ кгс/м}^2$. Тогда

$$\Sigma (Rl + Z) = 0,002 + 0,007 = 0,009 \text{ кгс/м}^2.$$

Участок 4:

Принимая скорость воздуха на участке $v = 0,65 \text{ м/сек}$, получим
ориентировочную площадь сечения канала

$$F = \frac{100}{3600 \cdot 0,65} = 0,04 \text{ кгс/м}^2,$$

где 100 — объем воздуха в м^3 , проходящий через канал за 1 ч.

Принимаем канал прямоугольного сечения размером $200 \times 200 \text{ мм}$.

Диаметр круглого воздуховода, равновеликого по трению прямоугольному воздуховоду размером 200×200 мм, равен:

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,2}{0,2 + 0,2} = 0,2 \text{ м, или } 200 \text{ мм.}$$

По $d = 200$ мм и скорости воздуха $v = 0,65$ м/сек по таблице приложения 18 находим $R = 0,005$ кгс/м².

Потеря давления на трение по всему участку $Rl\beta = 0,005 \times 2,5 \cdot 1,5 = 0,012$ кгс/м², где 2,5 — длина участка в м, а $\beta = 1,5$ для шлакогипсового канала.

Принимаем коэффициент местного сопротивления, как для тройника на повороте в шахту, $\zeta = 1,3$.

По приложению 19 при $v = 0,65$ м/сек и $\zeta = 1,3$ находим потерю давления в местном сопротивлении $Z = 0,033$.

Тогда

$$\Sigma(Rl + Z) = 0,012 + 0,033 = 0,045 \text{ кгс/м}^2.$$

Участок 5:

Задавая скорость воздуха в шахте $v = 0,75$ м/сек для расхода воздуха, проходящего через шахту, 200 м³/ч, находим ориентировочную площадь сечения шахты

$$F = \frac{200}{3600 \cdot 0,75} = 0,074 \text{ м}^2.$$

Принимаем сечение шахты 270×270 мм.

Этому размеру канала соответствует эквивалентный диаметр равновеликого по трению круглого воздуховода

$$d_{\text{эк}} = \frac{2 \cdot 0,27 \cdot 0,27}{0,27 + 0,27} = 0,27 \text{ м, или } 270 \text{ мм.}$$

Удельная потеря давления на трение $R = 0,004$ кгс/м², а $Rl\beta = 0,004 \cdot 3 \cdot 1 = 0,012$ кгс/м², где $\beta = 1$ (шахта внутри обита кровельной сталью).

Коэффициент местного сопротивления на выход воздуха из шахты $\zeta = 2,5$. Потеря давления на местное сопротивление $Z = 0,072$ кгс/м². Тогда

$$\Sigma(Rl + Z) = 0,012 + 0,072 = 0,084 \text{ кгс/м}^2.$$

Общая потеря давления на участках 1—5, равная $0,208$ кгс/м², меньше располагаемого давления ($0,23$ кгс/м²).

Запас давления составляет

$$\frac{0,23 - 0,208}{0,23} 100 \approx 5\% (< 10\%).$$

Участок 6:

Располагаемое давление для канала I этажа

$$p_1 = h_1 (\gamma_n - \gamma_b) = 6,9 (1,27 - 1,21) = 0,41 \text{ кгс/м}^2,$$

где $h_1 = 6,9$ — расстояние от устья шахты до центра вытяжного отверстия канала I этажа (см. рис. XVII. 15);

$1,27$ кг/м³ — объемный вес воздуха при $t_n = 5^\circ\text{C}$;

$1,21$ кг/м³ — объемный вес воздуха при $t_b = 18^\circ\text{C}$;

Таблица XVII.2

| № участка | $L, м^3/ч$ | Длина участка l в м | Скорость воздуха v в м/сек | Площадь сечения F в м ² | Размеры канала ab в мм | Равновеликий диаметр по трению d в мм эк | Удельная потеря давления на трение R в кгс/м ² | Потеря давления на трение на участке $R l \beta$ в кгс/м ² | Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta$ | Потеря давления на местные сопротивления Z в кгс/м ² | Суммарная потеря давлений на участке $\Sigma (lR + Z)$ в кгс/м ² |
|-----------|------------|-----------------------|------------------------------|--------------------------------------|--------------------------|--|---|---|--|---|---|
|-----------|------------|-----------------------|------------------------------|--------------------------------------|--------------------------|--|---|---|--|---|---|

Ветвь через канал II этажа

| | | | | | | | | | | | |
|---|-----|-----|------|-------|---------|-----|--------|-------|------|-------|-------|
| 1 | 25 | 0,8 | 0,35 | 0,02 | 140×140 | 140 | 0,0025 | 0,004 | 4,9 | 0,039 | 0,043 |
| 2 | 50 | 2,2 | 0,58 | 0,024 | 160×150 | 150 | 0,006 | 0,02 | 0,67 | 0,007 | 0,027 |
| 3 | 75 | 0,3 | 0,6 | 0,03 | 150×200 | 170 | 0,005 | 0,002 | 0,35 | 0,007 | 0,009 |
| 4 | 100 | 2,5 | 0,65 | 0,04 | 200×200 | 200 | 0,005 | 0,012 | 1,3 | 0,033 | 0,045 |
| 5 | 200 | 3 | 0,75 | 0,074 | 270×270 | 270 | 0,004 | 0,012 | 2,5 | 0,072 | 0,084 |

$$\Sigma (R l \beta + Z) = 0,208$$

Канал I этажа

| | | | | | | | | | | | |
|---|----|-----|------|------|---------|-----|--------|-------|-----|-------|-------|
| 6 | 25 | 3,8 | 0,35 | 0,02 | 140×140 | 140 | 0,0025 | 0,016 | 4,1 | 0,031 | 0,047 |
|---|----|-----|------|------|---------|-----|--------|-------|-----|-------|-------|

Расчетное давление для участка *b*

$$P_b = P_1 - \Sigma(Rl + Z)_{2-5} = 0,41 - (0,027 + 0,009 + 0,045 + 0,084) = 0,245 \text{ кгс/м}^2.$$

Так как кирпичные каналы не делаются с меньшим размером, чем $1/2 \times 1/2$ кирпича, то площадь сечения канала на участке *b* принимаем равной $0,02 \text{ м}^2$.

При равных объемах перемещаемого воздуха и равных площадях сечений каналов участков *1* и *b* принимаем для участка *b* те же значения $v = 0,35 \text{ м/сек}$, $d_{\text{эк}} = 140 \text{ мм}$ и $R = 0,0025 \text{ кгс/м}^2$, которые были приняты для участка *1*.

При длине участка $l = 3,8 \text{ м}$ и $\beta = 1,5$ $Rl\beta = 0,0025 \cdot 3,8 \cdot 1,5 = 0,016 \text{ кгс/м}^2$.

| | |
|--|----------------------|
| Находим коэффициенты местного сопротивления для участка <i>b</i> : | |
| вход воздуха в жалюзийную решетку с поворотом | $\zeta = 2$ |
| колена 90° | $\zeta = 1,1$ |
| тройник в ответвлении | $\zeta = 1$ |
| | $\Sigma \zeta = 4,1$ |

При скорости $v = 0,35 \text{ м/сек}$ и $\Sigma \zeta = 4,1$ потеря давления на местные сопротивления $Z = 0,031 \text{ кгс/м}^2$.

Общее израсходованное давление на участке *b* составит

$$\Sigma(Rl + Z) = 0,016 + 0,031 = 0,047 \text{ кгс/м}^2.$$

Поскольку расчетное давление на участке *b*, равное $0,245 \text{ кгс/м}^2$, значительно превышает израсходованное ($0,047 \text{ кгс/м}^2$), а дальнейшее уменьшение сечения канала невозможно, то для поглощения излишнего давления на участке *b* вводим искусственное сопротивление. Для этого закладываем в канал передвижной шибер и на выходе воздуха из помещения устанавливаем регулирующую жалюзийную решетку с подвижными перьями.

Все проведенные расчеты включены в табл. XVII. 2.

Глава XVIII

МЕХАНИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 76. ПРИТОЧНЫЕ И ВЫТЯЖНЫЕ СИСТЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

В отличие от систем вентиляции с естественным побуждением в механических системах вентиляции воздух принудительно перемещается вентилятором.

По сравнению с естественной вентиляцией механические системы вентиляции, несмотря на то, что их устройство и эксплуатация обходятся дороже, имеют ряд существенных преимуществ.

К ним относятся прежде всего независимость действия систем от температурных колебаний наружного

воздуха и силы ветра, возможность транспортировать воздух на большие расстояния, а также обрабатывать его (нагревать, очищать, увлажнять и осушать).

Механические системы вентиляции могут быть как приточными, так и вытяжными.

Приточно-вытяжная система вентиляции находит применение как в общественных зданиях (больницах, театрах и др.), так и в производственных помещениях. В первых она применяется в виде общеобменной вентиляции (см. рис. XV.10, *a*), а во вторых преимущественно в виде местных систем вентиляции (или для удаления вредных паров и пыли непосредственно из мест их выделения, или для непосредственной подачи обработанного воздуха к рабочим местам на производстве (см. рис. XV.10, *б* и *в*).

В приточных механических системах вентиляции наружный воздух через воздухоприемное отверстие поступает в приточную камеру, в которой подвергается обработке (очищается от пыли, подогревается в холодное время года, а при необходимости и увлажняется) и далее по сети каналов (воздуховодов) через жалюзийные решетки или насадки направляется непосредственно в помещения или к рабочим местам.

В вытяжных системах механической вентиляции загрязненный воздух удаляется из помещений либо через установленные в них жалюзийные решетки, либо от специальных укрытий (при местной вытяжной вентиляции), и далее через каналы (воздуховоды) и вытяжную камеру выбрасывается в атмосферу.

Для регулирования отдельных ветвей приточных и вытяжных воздуховодов на них устанавливаются задвижки (шиберы) или дроссель-клапаны.

Механическая система вентиляции позволяет осуществлять правильный постоянный воздухообмен в помещениях в тех объемах и кондициях, которые действительно необходимы для данного помещения.

§ 77. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Воздух в системах механической вентиляции перемещается вентиляторами, приводимыми в действие электродвигателями.

Вентиляторы подразделяются на осевые и центробежные.

Осевой вентилятор (рис. XVIII.1) состоит из лопастного колеса, закрепленного на одной оси с электродвигателем и расположенного в цилиндрическом кожухе из листовой стали. При вращении лопастного колеса воздух проходит вдоль оси вентилятора, откуда и пошло название «осевой» вентилятор.

Эти вентиляторы применяются для создания сравнительно небольших давлений (до 20—24 кгс/м²).

Центробежный вентилятор (рис. XVIII.2, а) состоит из спирального кожуха 1, в котором расположено рабочее колесо (ротор) 2. В кожухе имеется входное круглое отверстие 3 и выходное прямоугольное отверстие 4. Ра-

Рис. XVIII.1. Осевой вентилятор ЦАГИ

1 — кожух (обечайка) из листовой стали; 2 — втулка; 3 — лопастное колесо; 4 — электродвигатель

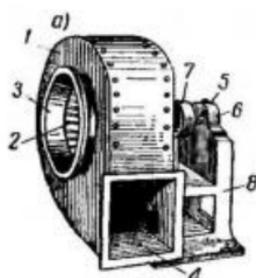
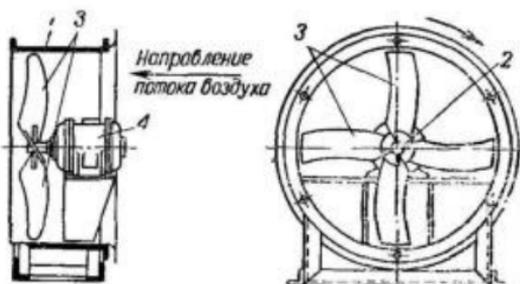


Рис. XVIII.2. Центробежный вентилятор (а) и направление вращения его рабочего колеса (б)

бочее колесо насажено на вал 5, который вращается в подшипниках 6. На валу установлен шкив 7. Подшипники укреплены на станине 8. Ротор должен вращаться в сторону улитки корпуса (рис. XVIII.2, б).

При вращении рабочего колеса под действием центробежной силы воздух всасывается через круглое отверстие в кожухе и выбрасывается через прямоугольное отверстие.

Лопастни колеса в зависимости от назначения вентилятора могут быть радиальными, загнутыми вперед, или отогнутыми назад. Вентилятор с колесом, лопасти которого загнуты вперед, создает наибольшее давление,

а вентилятор с колесом, лопасти которого отогнуты назад, работает бесшумнее и к тому же имеет больший к. п. д. (коэффициент полезного действия).

По создаваемому ими давлению центробежные вентиляторы подразделяются на вентиляторы низкого (до 100 кгс/м^2), среднего (от 100 до 300 кгс/м^2) и высокого (от 300 до 1200 кгс/м^2) давления.

В вентиляционных установках применяются обычно вентиляторы низкого и среднего давления, а вентиляторы высокого давления находят применение в технологическом производстве и для пневматического транспорта.

Промышленность выпускает центробежные вентиляторы или с непосредственным соединением рабочего колеса с электродвигателем (электровентиляторы), или же вентиляторы, рабочие колеса которых соединяются с электродвигателями клиноременными передачами.

На рис. XVIII.3 показаны наиболее часто применяемые схемы исполнения вентиляторов.

Схемы 1, 3 и 8 (рис. XVIII.3, а) относятся к электровентиляторам в отличие от схем вентиляторов, соединяемых электродвигателями на клиноременной передаче (например, схема исполнения б).

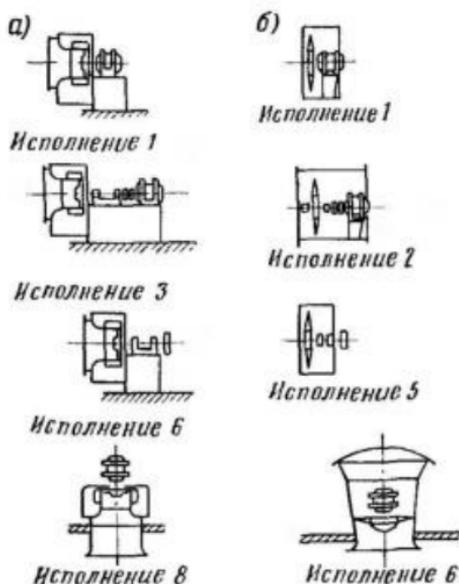


Рис. XVIII.3. Схемы исполнения вентиляторов

а — центробежных; б — осевых

Центробежные вентиляторы бывают правого и левого вращения. Когда рабочее колесо (если смотреть на него со стороны вала) вращается по часовой стрелке, вентилятор называют вентилятором правого вращения и, наоборот, при вращении колеса против часовой стрелки — вентилятором левого вращения.

Направление выхода воздуха из кожухов центробежных вентиляторов бывает разным. На рис. XVIII.4 по-

казаны возможные положения кожухов центробежных вентиляторов.

В зависимости от состава перемещаемого воздуха промышленность выпускает вентиляторы в обычном исполнении — для перемещения чистого воздуха с температурой не выше 150°C , в антикоррозионном исполне-

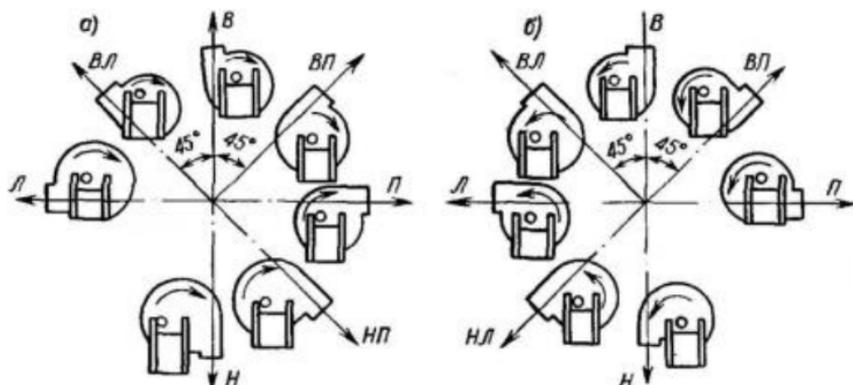


Рис. XVIII.4. Возможное положение кожухов у центробежных вентиляторов

а — правого вращения (*п*); *б* — левого вращения (*л*)

нии — для перемещения агрессивной среды (вентиляторы из нержавеющей стали) и во взрывоопасном исполнении — для перемещения взрывоопасных смесей. В последнем случае во избежание искрения вентиляторы изготовляют из алюминия или с латуновыми рабочими колесами.

Для перемещения воздуха с большим содержанием пыли (выше 150 мг/м^3) применяются вентиляторы усиленной конструкции — пылевые вентиляторы.

Вентиляторам присваивается номер, соответствующий диаметру колеса, выраженному в дециметрах. Так, центробежный вентилятор № 5 имеет диаметр рабочего колеса, равный 5 дм, или 500 мм.

§ 78. МЕТОД РАСЧЕТА МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Расчет воздуховодов механической системы вентиляции несколько отличается от расчета воздуховодов системы вентиляции с естественным побуждением. В связи с большой протяженностью воздуховодов, а следова-

тельно, с большой величиной потерь давления в них на трение и в местных сопротивлениях при определении расчетного давления учитываются также потери давления на создание скорости движения воздуха.

Располагаемое расчетное давление для сети воздухопроводов определяют по формуле

$$p_{\text{мех}} = \Sigma (Rl + Z) + p_{\text{дин}}, \quad (\text{XVIII.1})$$

где $p_{\text{мех}}$ — давление, создаваемое вентилятором, в $\text{кгс}/\text{м}^2$;

$\Sigma (Rl + Z)$ — потери давления на трение и в местных сопротивлениях в наиболее притяженной ветви воздухопровода в $\text{кгс}/\text{м}^2$;

$p_{\text{дин}}$ — потери давления на создание скорости движения воздуха в $\text{кгс}/\text{м}^2$.

Естественное давление в системах механической вентиляции не учитывается.

Скорость воздуха в воздухопроводах системы механической вентиляции принимают в следующих пределах: для промышленных вентиляционных установок — до $12 \text{ м}/\text{сек}$; для общественных зданий — до $8 \text{ м}/\text{сек}$; для пневматического транспорта — $14 \text{ м}/\text{сек}$ и более.

Величину динамического давления $p_{\text{дин}}$ определяют по известной формуле

$$p_{\text{дин}} = \frac{v^2}{2g_i} \gamma \text{ кгс}/\text{м}^2,$$

где v — скорость воздуха при выходе из сети.

При определении $p_{\text{мех}}$ следует учитывать также потери давления на преодоление сопротивлений в приточной камере. Кроме того, для учета непредвиденных сопротивлений, при расчете сети воздухопроводов, необходимо принимать запас давления в размере 10% полного давления.

Подбор вентиляторов. Определив величину полного давления $p_{\text{мех}}$ и зная количество воздуха, перемещаемого по сети воздухопроводов за единицу времени, подбирают вентилятор по аэродинамическим характеристикам.

Аэродинамические характеристики представляют собой графическую зависимость давления p в $\text{кгс}/\text{м}^2$, производительности L в $\text{м}^3/\text{ч}$, числа оборотов рабочего колеса вентилятора n в 1 мин и окружной скорости ω в $\text{м}/\text{сек}$.

Окружная скорость определяется по формуле

$$\omega = \frac{\pi d n}{60} \text{ м/сек}, \quad (\text{XVIII.2})$$

где d — диаметр колеса вентилятора в м;
 n — число оборотов в 1 мин.

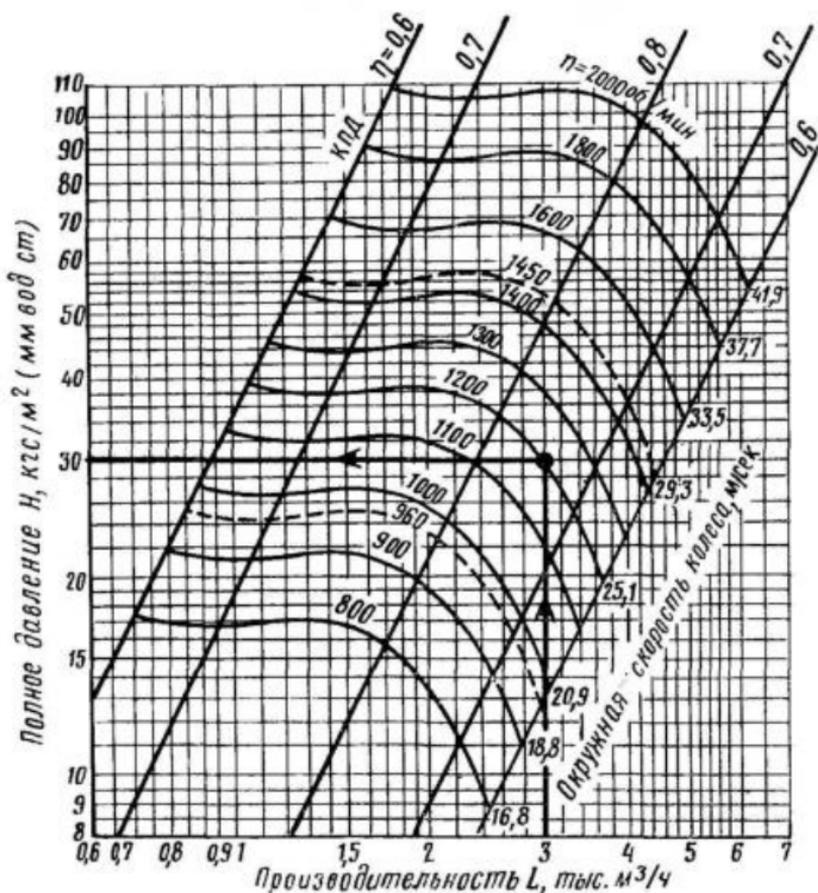


Рис. XVIII.5. Номограмма для подбора вентиляторов ЦАГИ серии Ц4-70 № 6

Для примера на рис. XVIII.5 показана характеристика вентиляторов ЦАГИ серии Ц4-70 № 6.

При выборе типа и номера вентилятора необходимо стремиться к тому, чтобы требуемым величинам давления и производительности соответствовало максимальное значение к. п. д. агрегата, окружная скорость находилась в пределах, обеспечивающих бесшумную работу вентилятора, а число оборотов позволяло непосредствен-

но соединять вентилятор с электродвигателем на одной оси. При подборе вентиляторов принимают запас на возможные потери давления в воздуховодах в размере 10%.

Мощность электродвигателя в кВт определяют по формуле

$$N = \frac{L p}{3600 \cdot 102 \eta_v \eta_{р.п}}, \quad (\text{XVIII.3})$$

где L — производительность вентилятора в $\text{м}^3/\text{ч}$;
 p — давление, создаваемое вентилятором, в $\text{кгс}/\text{м}^2$;
 102 — коэффициент перевода $\text{кг} \cdot \text{м}/\text{сек}$ в кВт ;
 η_v — к. п. д. вентилятора (берется по его характеристике);
 $\eta_{р.п}$ — к. п. д. ременной передачи (для клиноременной передачи 0,95 и для плоскоременной передачи 0,9).

Установочную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$N_{\text{уст}} = \alpha N, \quad (\text{XVIII.4})$$

где α — коэффициент запаса мощности.

Коэффициент запаса α для электродвигателей мощностью до 0,5 кВт принимается равным 1,5; от 0,5 до 1 кВт — 1,3; от 1,01 до 2 кВт — 1,2; от 2,1 до 5 кВт — 1,15 и свыше 5 кВт — 1,1.

Определив установочную мощность, по характеристикам электродвигателей принимают к установке ближайший по мощности и числу оборотов электродвигатель.

Значения L , p и N для любого вентилятора зависят от числа оборотов. В тех случаях, когда L , p и N не совпадают с аэродинамической характеристикой вентилятора, то производят перерасчет этих величин по тем же формулам (VII.4) — (XII.6), которые использовались при подборе циркуляционных насосов.

При несовпадении числа оборотов вентилятора и электродвигателя применяют ременную передачу, а диаметры вентилятора и электромотора подбирают по зависимости

$$\frac{d_v}{d_э} = \frac{n_э}{n_v}$$

(в индексах «в» — вентилятор, «э» — электромотор).

Пример XVIII. 1. Подобрать центробежный вентилятор для перемещения $L=3000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при полном расчетном давлении, $p_{\text{мех}}=30 \text{ кгс}/\text{м}^2$.

Решение. По аэродинамической характеристике вентилятора Ц4-70 № 6 (рис. XVIII.5) на пересечении вертикальной прямой, соответствующей производительности $3000 \text{ м}^3/\text{ч}$, с горизонтальной прямой, соответствующей давлению $30 \text{ кгс}/\text{м}^2$, находим точку, которая лежит близко к кривой скорости вращения колеса $1200 \text{ об}/\text{мин}$ при окружной скорости $30 \text{ м}/\text{сек}$ и к. п. д. $0,75$.

Мощность электродвигателя определяем по формуле (XVIII.2):

$$N = \frac{3000 \cdot 30}{3600 \cdot 102 \cdot 0,75 \cdot 0,95} = 0,34 \text{ кВт},$$

а установочную мощность — по формуле (XVIII.3):

$$N_{\text{уст}} = 1,5 \cdot 0,34 = 0,51 \text{ кВт}.$$

Далее по каталогу электродвигателей подбираем ближайший по мощности и по числу оборотов тип электродвигателя.

Пример XVIII. 2. Рассчитать воздухопровод приточной системы вентиляции для производственного цеха, схема которого показана на рис. XVIII. 6. На схеме в кружочках обозначены номера участков, над выносной линией — объемы перемещаемого воздуха L , $\text{м}^3/\text{ч}$, а под выносной линией — длины участков l , м.

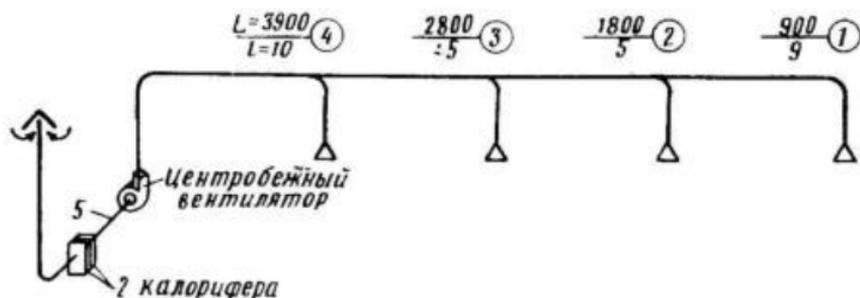


Рис. XVIII.6. Расчетная схема приточной системы вентиляции производственного цеха (к примеру XVIII.2)

Воздуховоды круглого сечения изготовлены из листовой стали. Воздух поступает в помещение через приточные сетчатые насадки и забирается через воздухозаборную шахту с жалюзийной решеткой. Для участка 5, состоящего из диффузора, двух последовательно установленных калориферов, отвода под углом 90° и шахты с жалюзийной решеткой, потерю давления принять ориентировочно равной $12 \text{ кгс}/\text{м}^2$.

Решение. Расчет воздухопроводов начинаем с наиболее удаленного от приточной камеры участка. Принимая скорости в основной ветви воздухопровода в пределах $5-8 \text{ м}/\text{сек}$ и зная объемы воздуха на участках, по приложению 18 ориентировочно определяем диаметры участков воздухопровода и соответствующие им удельные потери давления на трение R . Все полученные данные расчета заносим в табл. XVIII. 1, куда предварительно со схемы (см. рис. XVIII. 6) переносим номера участков их длины и расходы воздуха по каждому участку.

Перемножая удельные потери давления на трение на длины участков l , находим для всех участков потери давления на трение Rl и записываем полученные величины в табл. XVIII. I.

Суммируя все потери давления на трение участков, найдем общую потерю давления на трение для основной ветви воздухопроводов ΣRl в $кгс/м^2$.

Таблица XVIII. I

| № участка | $L, м^3$ | $l, м$ | $v, м/сек$ | $d, мм$ | $R, кгс/м^2$ | $Rl, кгс/м^2$ | $\Sigma \zeta$ | $Z, кгс/м^2$ | $(Rl+Z), кгс/м^2$ |
|-----------|----------|--------|------------|---------------------------|--------------|---------------|----------------|--------------|-------------------|
| 1 | 900 | 9 | 5,3 | 250 | 0,12 | 1,08 | 1,15 | 1,72 | 2,8 |
| 2 | 1800 | 5 | 6,5 | 315 | 0,15 | 0,75 | 0 | 0 | 0,75 |
| 3 | 2800 | 5 | 6,5 | 400 | 0,112 | 0,58 | 0 | 0 | 0,58 |
| 4 | 3900 | 10 | 7 | 450 | 0,12 | 1,12 | 0,3 | 0,9 | 2,1 |
| 5 | 3900 | — | — | В соответствии с заданием | | | | | 12 |

$$\Sigma (Rl + Z) = 18,23$$

Коэффициенты местных сопротивлений принимаем в соответствии с таблицей приложения 17

Участок 1:

| | |
|---|-----------------------|
| Выход воздуха через приточный насадок | $\zeta = 1$ |
| Отвод 90° при $r=2$ | $\zeta = 0,15$ |
| Тройник проходной | $\zeta = 0$ |
| <hr/> | |
| | $\Sigma \zeta = 1,15$ |

Участок 2:

| | |
|-----------------------------|-------------|
| Тройник проходной | $\zeta = 0$ |
|-----------------------------|-------------|

Участок 3:

| | |
|-----------------------------|-------------|
| Тройник проходной | $\zeta = 0$ |
|-----------------------------|-------------|

Участок 4:

| | |
|--------------------------------------|----------------------|
| Отвод 90° при $r=2$ | $\zeta = 0,15$ |
| Диффузор у вентилятора | $\zeta = 0,15$ |
| <hr/> | |
| | $\Sigma \zeta = 0,3$ |

В соответствии с приложением 19 по найденным значениям $\Sigma \zeta$ и скоростям v определяем для каждого участка потери давления в местных сопротивлениях $Z, кгс/м^2$.

Суммарная величина потерь давления в расчетной ветви воздухопровода получилась равной $\Sigma (Rl+Z) = 18,23 кгс/м^2$.

Определяем величину динамического давления

$$P_{дин} = \frac{v^2}{2g} \gamma = 1,8 кгс/м^2,$$

где $v=5,3 м/сек$ принята по скорости участка 1, а $\gamma=1,21 кг/м^3$.

По формуле (XVIII. 1) полное давление с учетом 10% запаса на непредвиденные сопротивления в сети воздухопроводов будет равно:

$$P_{мех} = (18,23 + 1,8) 1,1 = 22,03 кгс/м^2.$$

По этому давлению и заданной производительности, составляющей с учетом 10% на возможные подсосы $L=3900 \cdot 1,1=4290 \text{ м}^3/\text{ч}$, подбираем по характеристике требуемый вентилятор. Полученным параметрам отвечает вентилятор Ц4-70 № 5 со скоростью вращения $n=800 \text{ об/мин}$.

Потребная мощность на валу вентилятора по формуле (XVIII.2) равна:

$$N = \frac{4290 \cdot 22,03}{3600 \cdot 102 \cdot 0,8} = 0,33 \text{ квт},$$

а

$$N_{\text{ист}} = \alpha N = 1,5 \cdot 0,33 = 0,51 \text{ квт},$$

где α принимаем равной 1,5.

Далее по каталогу подбираем нужный тип электродвигателя.

§ 79. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Каналы (воздуховоды). Рассмотренные в § 74 каналы естественной вентиляции (их конструктивное оформление и предъявляемые к ним требования) находят применение и для механической вентиляции общественных зданий.

В производственных зданиях, где обычно устраивают механическую систему вентиляции, в большинстве случаев применяют воздуховоды круглого сечения из листовой кровельной стали. Во избежание коррозии их часто изготавливают из оцинкованной листовой стали, а внутреннюю поверхность воздуховодов из черной листовой стали покрывают кислотоупорными лаками. В отдельных случаях воздуховоды изготавливают из винилпласта.

Воздуховоды из листовой стали соединяют между собой с помощью фасонных частей, которые изображены на рис. XVIII.7.

Протяженность магистральных воздуховодов механической системы вентиляции от приточной или вытяжной камеры до наиболее удаленного канала (участка) следует принимать исходя из экономических соображений. Чем длиннее воздуховод и чем больше скорость воздуха в нем, тем больше его сопротивление движению воздуха и тем больше расходуется электроэнергии на питание вентилятора, а следовательно, тем дороже и эксплуатация вентиляционной установки.

Следует, однако, иметь в виду, что для создания малых скоростей движения воздуха по воздуховодам приходится увеличивать их сечения, а это повышает стоимость устройства воздуховодов.

Для частичного или полного перекрытия воздуховодов устанавливают дроссель-клапаны круглого или прямоугольного сечения (рис. XVIII.8) или шиберы (рис. XVIII.9). Как правило, шиберы устанавливают у выхлопных отверстий центробежных вентиляторов.



Рис. XVIII.7. Фасонные части из кровельной стали

1 — отвод круглого сечения; 2 — отвод прямоугольного сечения; 3 — прямой тройник прямоугольного сечения; 4 — крестовина; 5 — штангообразный тройник; 6 — косой тройник

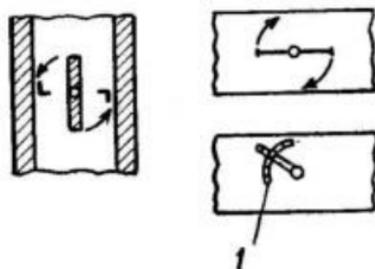


Рис. VIII.8. Дроссель-клапаны круглого или прямоугольного сечения

1 — сектор для закрепления клапанов в нужном положении

В воздуховодах из кровельной стали (как на приточных, так и на вытяжных отверстиях) устанавливают движки (рис. XVIII.10), регулирующие вход или выход воздуха через отверстия на воздуховодах.

В системах механической вентиляции общественных зданий применяются такие же жалюзийные решетки, как и для системы вентиляции с естественным побуждением (см. § 74). Способы подачи воздуха в производственные помещения и удаления воздуха из них отличаются лишь тем, что вместо жалюзийных решеток применяют насадки и укрытия различных конструкций.

Приточные и вытяжные камеры. Приточные и вытяжные камеры следует располагать ближе к обслуживаемым помещениям. Размеры камер должны обеспечить размещение в них вентиляционного оборудования и

удобство его эксплуатации. Желательно, чтобы высота приточных камер была не меньше 1,8 м.

Ограждающие поверхности приточных камер изготовляют из огнестойких материалов с гладкой внутренней поверхностью, удобной для промывки и периодической дезинфекции.

Приточные камеры для систем естественной вентиляции размещают в подвалах, чердаках и в технических этажах здания. В производственных помещениях камеры (как приточные, так и вытяжные) размещают в самих цехах с забором и выбросом воздуха через стенные проемы или окна.

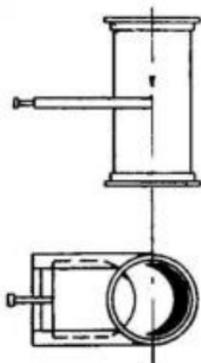


Рис. XVIII.9. Шиберы, устанавливаемые на стальных воздуховодах круглого сечения

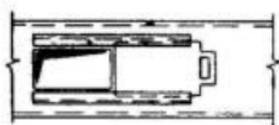


Рис. XVIII.10. Движки, устанавливаемые на стальных воздуховодах

Рассмотрим устройство приточной камеры, расположенной в подвале и оборудованной фильтром, калорифером и вентилятором с электродвигателем (рис. XVIII.11).

Наружный воздух поступает в эту камеру через неподвижную жалюзийную решетку. Пройдя через отверстие с утепленным клапаном и фильтр, воздух очищается и подогревается калорифером, после чего вентилятор нагнетает его по воздуховодам в помещения.

Для регулирования температуры подаваемого в помещения воздуха использован обводной клапан, через который воздух поступает к вентилятору, минуя калорифер.

Вытяжная шахта, оборудованная осевым электро-вентилятором, показана на рис. XVIII.12. Воздух из помещений по воздуховодам поступает к осевому вентилятору, который через шахту выбрасывает его в атмосферу. Вытяжные камеры с осевыми вентиляторами применяются при сравнительно небольших сопротивлениях

сети воздухопроводов и с небольшим объемом перемещаемого воздуха.

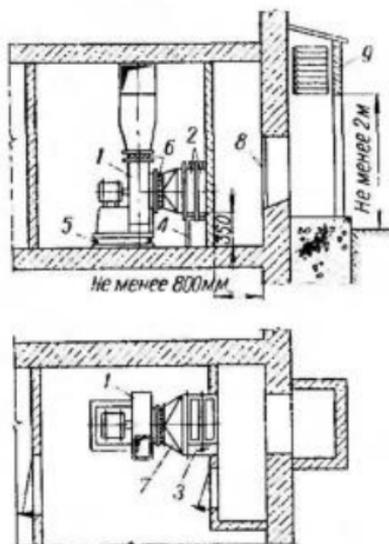


Рис. XVIII.11. Приточная вентиляционная камера, расположенная в подвале здания

1 — центробежный вентилятор; 2 — калориферы; 3 — обводный клапан для пропуска воздуха помимо калориферов; 4 — подставка под калориферы; 5 — виброизолирующее основание; 6 — виброизолирующая вставка; 7 — диффузор; 8 — фильтр; 9 — входное отверстие для воздуха с жалюзийной решеткой

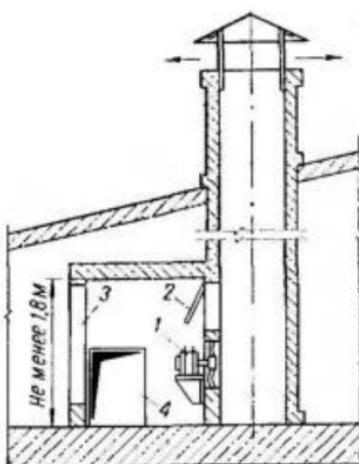


Рис. XVIII.12. Вытяжная шахта, оборудованная осевым вентилятором

1 — осевой вентилятор с электродвигателем; 2 — обводной клапан для движения воздуха помимо вентилятора; 3 — входной люк; 4 — вытяжной канал

В последнее время отечественная промышленность освоила выпуск типовых приточных камер производительностью от 2700 до 12 тыс. $m^3/ч$ воздуха при общем сопротивлении от 20 до 50 $кгс/м^2$.

§ 80. МЕРОПРИЯТИЯ ПО БОРЬБЕ С ШУМОМ И ВИБРАЦИЕЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Каждая вентиляционная установка, в которую входит вентилятор с электродвигателем, при работе вибрирует и создает шум. При этом вентиляторы, соединенные с электродвигателем на клиноременной передаче, создают больше шума, чем электровентиляторы.

Шум возникает при вибрации лопастного колеса и кожухов вентилятора и электродвигателя, при трении подшипников и при работе клиноременной передачи. Кроме того, вихревые движения воздуха внутри вентилятора (и особенно на входе и выходе воздуха) дополнительно усиливают шум.

Шум распространяется по каналам (воздуховодам) в помещения зданий, находящиеся иногда на значительном расстоянии от вентиляционной установки, особенно при приточной системе вентиляции. Одновременно с этим шум может также передаваться по наружным ограждениям здания, связанным с фундаментом установки.

Шум, создаваемый вентиляционной установкой, отрицательно влияет на самочувствие людей. В ряде случаев, кроме того, сильная вибрация приводит к преждевременному износу вентиляционного оборудования и даже может быть причиной разрушения строительных конструкций здания.

Основные мероприятия по устранению вибрации и шума сводятся к ограничению окружной скорости колеса вентилятора, тщательной отбалансировке его, уменьшению скорости движения воздуха в воздуховодах, а также к устройству виброзвукопоглощающих фундаментов под вентиляторы и электродвигатели.

Окружную скорость колеса вентилятора рекомендуется принимать для жилых и общественных зданий не выше 25—30 м/сек, а для производственных зданий — не более 50 м/сек.

Скорости воздуха в воздуховодах общественных зданий не должны превышать 8, а для промышленных зданий 12 м/сек.

Правильность отбалансировки колеса вентилятора (полное равновесие при вращении по отношению к оси вращения) проверяют путем медленного вращения колеса с остановкой его рукой. При этом колесо должно останавливаться в любом положении, без какой-либо откатки в ту или обратную сторону. При неотбалансированном колесе центр его тяжести находится вне оси вращения, вследствие чего под действием центробежной силы вибрация агрегата усиливается.

Балансировку колеса производят на специальном станке. Она заключается в наложении на одну из сторон

колеса (по окружности) накладок из мягкого металла (например, свинца).

Иногда для уменьшения шума прибегают к искусственному уменьшению числа оборотов колеса, принимая к установке вентилятор с номером, больше расчетного.

Передаче вибрации препятствует и соединение вентилятора с воздуховодами посредством коротких рукавов, изготовленных из плотной прорезиненной ткани.

Для предотвращения передачи вибрации строительным конструкциям здания вентиляторы устанавливают на виброизолирующих основаниях заводского изготовления. Между основанием и станиной вентилятора при этом прокладываются прокладки из листовой резины толщиной 5 мм. Боковые поверхности отдельно стоящего

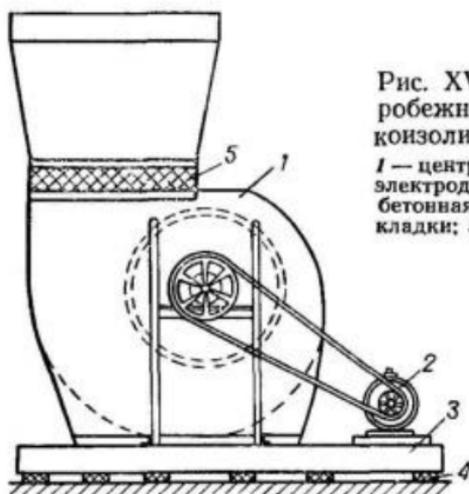


Рис. XVIII.13. Установка центробежного вентилятора на звукоизолирующем фундаменте
1 — центробежный вентилятор; 2 — электродвигатель; 3 — массивная бетонная плита; 4 — резиновые прокладки; 5 — рукав из прорезиненной ткани

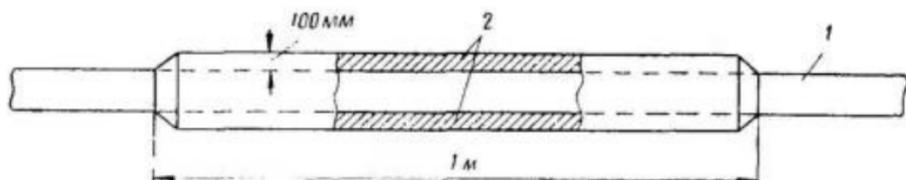


Рис. XVIII.14. Трубчатый виброглушитель

1 — воздуховод из кровельной стали; 2 — звукопоглощающая изоляция

фундамента под большой вентиляционный агрегат не должны соприкасаться с грунтом и бетонным полом.

Между грунтом и обрезом фундамента установки следует устраивать отступ длиной не менее 50 мм, а образо-

вавшийся зазор заполнять упругим неорганическим материалом (например, битумизированным войлоком). На рис. XVIII. 13 схематически показана установка вентиляционного агрегата на звукоизолирующем фундаменте.

При укладке воздуховодов из кровельной листовой стали их фланцы соединяются на резиновых или асбестовых прокладках.

Для глушения шума, передающегося воздуховодами, иногда применяют глушители. Глушители могут быть трубчатыми, пластинчатыми и сотовыми. В качестве звукопоглощающего материала применяются мягкие маты из стекловолокна или минераловаты. На рис. XVIII. 14 показан трубчатый глушитель шума, звукопоглощающая облицовка которого имеет толщину 100 мм и длину не менее 1 м.

Глава XIX

НАГРЕВАНИЕ ВОЗДУХА

При низких температурах наружного воздуха вентиляционный воздух до транспортирования его в помещения здания подогревается в специальных воздухоподогревателях, называемых калориферами.

§ 81. КАЛОРИФЕРЫ

Калориферы для подогрева сравнительно небольших объемов воздуха при небольших гидравлических сопротивлениях могут выполняться в виде радиаторных секций (рис. XIX.1) или гладких стальных труб, сваренных в коллекторные коробки (рис. XIX.2). Эти калориферы используются в системах вентиляции с естественным по-

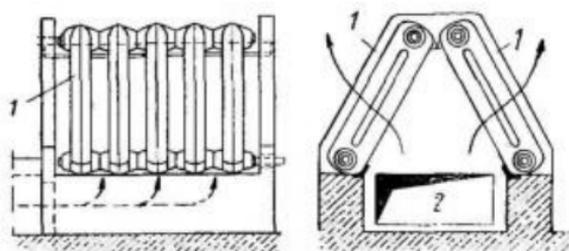


Рис. XIX.1. Калорифер из радиаторных секций

1 — радиаторные секции; 2 — канал, подводящий наружный воздух

буждением: в приточных системах — для подогрева наружного воздуха и в вытяжных системах — в качестве тепловых побудителей (с целью усиления вытяжки воздуха из помещений). Теплоносителем в этих калориферах может быть пар или горячая вода от системы центрального отопления.

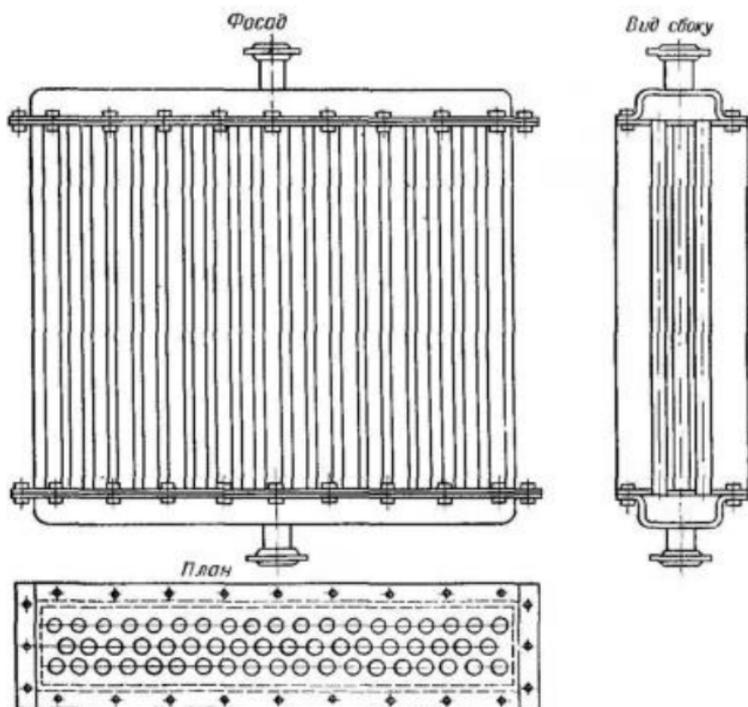


Рис. XIX.2. Калорифер из гладких стальных труб

Основным недостатком указанных калориферов являются их большие габаритные размеры при сравнительно небольших поверхностях нагрева.

Наибольшее распространение в практике получили стальные пластинчатые и спирально-навивные калориферы, имеющие при малых габаритных размерах большую поверхность нагрева и высокую производительность.

Коэффициент теплопередачи навивных калориферов несколько выше, чем пластинчатых, но в то же время первые создают повышенное сопротивление движению воздуха.

Пластинчатые калориферы (рис. XIX.3) состоят из стальных трубок, на которые для увеличения поверхнос-

ти нагрева насажены стальные пластины толщиной 0,5 мм на расстоянии 4 мм одна от другой. В спирально-навивных калориферах (рис. XIX.4) на трубки взамен пластин навивается стальная лента толщиной 0,5 и шириной 10 мм.

Концы трубок у этих калориферов (пластинчатых и спирально-навивных) ввальцованы в трубные металлические решетки, связанные с распределительными коробками, которые имеют патрубки для входа и выхода теплоносителя.

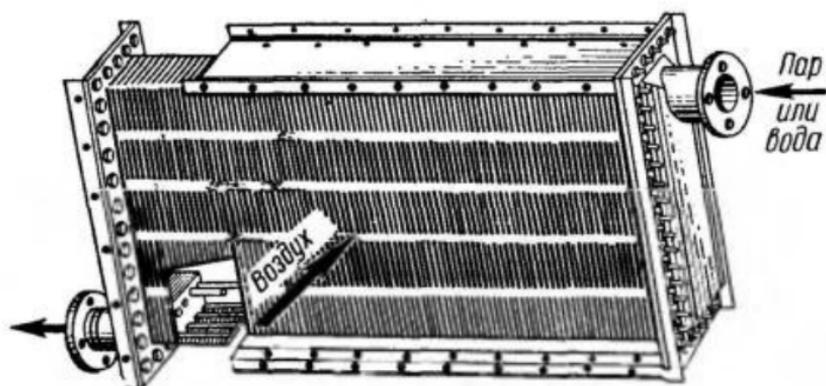


Рис. XIX.3. Пластинчатый калорифер

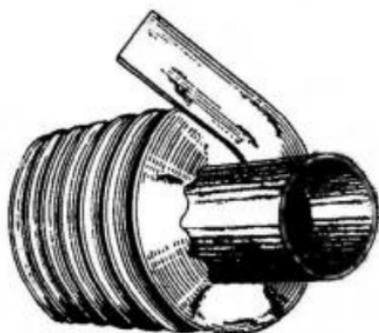


Рис. XIX.4. Навивка стальной ленты на трубки спирально-навивного калорифера

Для лучшего контакта пластин или стальной ленты с трубками и в целях предохранения от коррозии эти калориферы оцинкованы.

Схемы присоединения теплоносителя к калориферам. Как пластинчатые, так и навивные калориферы подразделяются по движению теплоносителя на одноходовые и многоходовые.

В *одноходовых* калориферах теплоноситель движется по трубкам параллельно, а в *многоходовых* — последовательно из трубки в трубку.

В *многоходовых* калориферах в качестве теплоносителя лучше использовать не пар, а горячую воду, так как при обогреве паром в местах поворота трубок могут возникнуть гидравлические удары. В *одноходовых* калориферах в качестве теплоносителя применяют и пар, и горячую воду.

По отношению к проходящему через калориферы воздуху они могут устанавливаться параллельно или последовательно (рис. IX.5).

При нагревании больших объемов воздуха и небольшом перепаде температур наружного и нагреваемого воздуха лучше принимать параллельную установку. При большом перепаде указанных температур калориферы следует устанавливать последовательно, хотя при этом гидравлическое сопротивление по воздуху больше, чем при параллельной установке калориферов.

Промышленность выпускает следующие типы калориферов: пластинчатые одноходовые (КФС и КФБ) и многоходовые (КМС и КМБ) с круглым сечением трубок; пластинчатые одноходовые и многоходовые с овальным сечением трубок; спирально-навивные (оробренные) одноходовые КФСО и КФБО.

Многоходовые калориферы КМС и КМБ с последовательным движением теплоносителя по трубкам имеют коэффициент теплопередачи больший, чем у одноходовых. В этих калориферах в качестве теплоносителя применяется горячая вода, а потому они могут устанавливаться горизонтально и вертикально.

Технико-экономическими показателями калорифера являются коэффициенты их теплопередачи, гидравлическое сопротивление движению через них воздуха и расход металла, приходящийся на 1 м² поверхности нагрева. Характеристики пластинчатых и навивных калориферов приведены в приложениях 20—23.

§ 82. ПОДБОР КАЛОРИФЕРОВ

Для подбора калориферов необходимо знать количество подогреваемого воздуха, перепад температур воздуха при входе его в калорифер и при выходе из него, а также параметры теплоносителя.

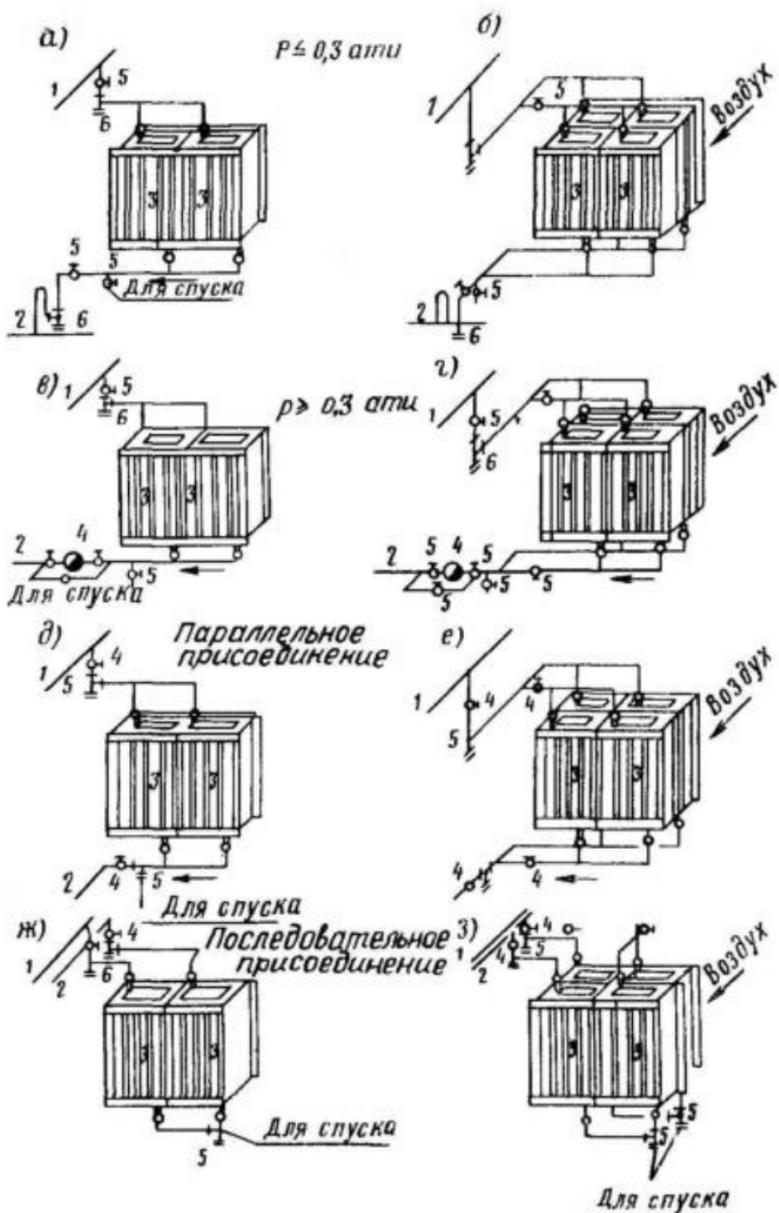


Рис. XIX.5. Схемы присоединения трубопровода к calorиферам
 а — г — обозначение схем при теплоносителе паре: 1 — паропровод; 2 — конденсатопровод; 3 — calorifiers; 4 — конденсационный горшок; 5 — вентиль; 6 — тройник с пробкой; д — з — обозначение схем при теплоносителе воде: 1 — трубопровод горячей воды; 2 — трубопровод обратной воды; 3 — calorifiers; 4 — вентиль; 5 и 6 — тройник с пробкой

Расход тепла на нагревание воздуха в *ккал/ч* определяется по формуле

$$Q = L \gamma c (t_k - t_n), \quad (\text{XIX.1})$$

где L — количество подогреваемого воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$;
 γ — объемный вес воздуха на выходе из калорифера (при поступлении его в помещение) в $\text{кг}/\text{м}^3$;
 $L\gamma$ — вес воздуха в $\text{кг}/\text{ч}$;
 c — удельная весовая теплоемкость воздуха в $\text{ккал}/\text{кг} \cdot \text{град}$ ($c=0,24$);
 t_n — температура поступающего в калорифер воздуха в $^{\circ}\text{C}$;
 t_k — температура выходящего из калорифера воздуха в $^{\circ}\text{C}$.

Для общеобменной системы вентиляции t_n берется равной зимней расчетной наружной температуре, принятой для систем вентиляции, а для местной вентиляции — равной расчетной зимней наружной температуре, принятой при расчетах отопительных систем.

Поверхность нагрева калориферов в м^2 определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{K (t_{\text{ср.т}} - t_{\text{ср.в}})}, \quad (\text{XIX.2})$$

где Q — расход тепла на нагревание воздуха в $\text{ккал}/\text{ч}$;
 K — коэффициент теплопередачи калориферов в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 $t_{\text{ср.т}}$ — средняя температура теплоносителя в $^{\circ}\text{C}$;
 $t_{\text{ср.в}}$ — средняя температура нагреваемого воздуха в $^{\circ}\text{C}$.

Средняя температура при теплоносителе горячей воде

$$t_{\text{ср.т}} = \frac{t_r + t_o}{2},$$

где t_r и t_o — температуры теплоносителя соответственно до и после калорифера в $^{\circ}\text{C}$.

При теплоносителе паре с давлением до $0,3 \text{ ати}$ можно принимать $t_{\text{ср.т}} = 100^{\circ}\text{C}$, а паре с давлением выше $0,3 \text{ ати}$ — по температуре, соответствующей давлению пара.

Средняя температура воздуха

$$t_{\text{ср.в}} = \frac{t_n + t_k}{2},$$

где $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{к}}$ — температуры воздуха при входе в калорифер и на выходе из него в °С.

Значение коэффициента теплопередачи зависит от типа калорифера, вида теплоносителя, весовой скорости воздуха, проходящего через живое сечение (площадь просветов) калорифера, а при теплоносителе горячей воде и от скорости движения воды по трубкам калорифера. При определении коэффициента теплопередачи калорифера пользуются весовой скоростью $v\gamma$ потому, что она остается неизменной на всем пути прохождения воздуха, в то время как объемная скорость v м/сек изменяется при нагревании и увеличении объема воздуха.

Весовая скорость воздуха, являясь величиной постоянной, представляет собой секундный весовой расход воздуха, отнесенный к 1 м² живого сечения калорифера, и определяется по формуле

$$v\gamma = \frac{L\gamma}{f \cdot 3600} \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{сек}, \quad (\text{XIX.4})$$

где L — расход проходящего через калорифер воздуха в м³/ч;

γ — объемный вес поступающего в помещения воздуха (после его нагрева) в кг/м³;

f — живое сечение (площадь просветов между пластинами) калорифера в м².

Следует помнить, что с увеличением весовой скорости повышается не только коэффициент теплопередачи калорифера, но и сопротивление проходу воздуха через него, что повышает расход электроэнергии вентиляционной установки, а следовательно, и стоимость ее эксплуатации.

По экономическим соображениям весовую скорость при подборе калориферов принимают равной 7—12 кгс/м²·сек.

Скорость движения воды в трубках калорифера в м/сек определяют по формуле

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot 1000 f_{\text{тр}} (t_{\text{г}} - t_{\text{о}})}, \quad (\text{XIX.5})$$

где $f_{\text{тр}}$ — живое сечение трубок калорифера в м²;

$t_{\text{г}}$ и $t_{\text{о}}$ — температура воды при входе в калорифер и на выходе из него в °С.

Подбор калориферов производится с помощью приложений 20—23, принимая запас на поверхность их нагрева 10—15%.

Пример XIX. 1. Подобрать калорифер для нагревания $G = 4000$ кг/ч воздуха с начальной наружной температурой $t_n = -15^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_k = 16^\circ\text{C}$. В качестве теплоносителя принять пар с давлением $1,2$ кгс/см² и $t = 104,2^\circ\text{C}$.

Решение. 1. Определяем расход тепла на нагревание воздуха

$$Q = 4000 \cdot 0,24 (16 + 15) = 29\,800 \text{ ккал/ч.}$$

2. Задаваясь весовой скоростью воздуха $v\gamma = 7$ кгс/м²·сек, по приложению 21 для теплоносителя пара принимаем коэффициент теплопередачи $K = 22,6$ ккал/м²·ч·град.

3. Требуемая поверхность нагрева калорифера

$$F = \frac{29\,800}{22,6 \left(104,2 - \frac{16-15}{2} \right)} = 12,7 \text{ м}^2.$$

4. По приложению 22 принимаем к установке пластинчатый калорифер КФБ-2 с $F = 12,7$ м² и $f = 0,115$ м².

5. Фактическая весовая скорость при принятом к установке калорифере

$$v\gamma = \frac{4000}{3600 \cdot 0,115} = 9,7 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{сек.}$$

6. Так как весовая скорость получилась больше принятой первоначально, то производим перерасчет поверхности нагрева калорифера.

По приложению 21 путем интерполяции для $v\gamma = 9,7$ находим коэффициент теплопередачи при теплоносителе паре $K = 26$ ккал/м²·ч·град. Тогда

$$F = \frac{29\,800}{26 \left(104,2 - \frac{16-15}{2} \right)} \approx 11 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности нагрева калорифера составляет

$$\frac{12,7 - 11}{12,7} 100 \approx 13\%,$$

т. е. близок к допустимому.

Пример XIX. 2. Из калориферов моделей КФС оборудовать калориферную установку для нагревания $G = 16\,000$ кг/ч воздуха с начальной наружной температурой $t_n = -15^\circ\text{C}$ до конечной температуры $t_k = 18^\circ\text{C}$.

В качестве теплоносителя принять горячую воду с параметрами $t_r = 130^\circ\text{C}$ и $t_o = 70^\circ\text{C}$.

Решение. 1. Определяем расход тепла на нагревание воздуха

$$Q = 16000 \cdot 0,24 (18 + 15) = 127\,000 \text{ ккал/ч.}$$

2. Задаемся весовой скоростью $v\gamma = 8$ кгс/м²·сек, при которой живое сечение калориферов по воздуху будет равно:

$$f_b = \frac{16000}{3600 \cdot 8} = 0,55 \text{ м}^2.$$

3. По приложению 22 принимаем к установке два калорифера модели КФС-6 с расположением их параллельно по воздуху:

$$f_{\text{в}} = 2 \cdot 0,295 = 0,59 \text{ м}^2,$$

где 0,295 — живое сечение одного калорифера по воздуху в м^2 ;

4. Для принятых калориферов фактическая весовая скорость воздуха

$$v_{\text{г}} = \frac{16000}{3600 \cdot 0,59} \approx 7,5 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{сек.}$$

5. При последовательном движении воды в трубках калорифера ее скорость

$$v_{\text{тр}} = \frac{127000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,0076 (130 - 70)} = 0,08 \text{ м/сек.},$$

где 0,0076 — живое сечение для прохода теплоносителя в м^2 ;

130 и 70 — соответствующие параметры теплоносителя.

6. По приложению 21 для $v_{\text{г}} = 7,5 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{сек}$ и $v_{\text{тр}} = 0,08 \text{ м/сек}$ коэффициент теплопередачи $K = 16 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

7. Потребная поверхность нагрева калориферов

$$F = \frac{127000}{16 \left(\frac{130 + 70}{2} - \frac{15 + 18}{2} \right)} = 95 \text{ м}^2.$$

8. Количество подлежащих к установке калориферов при поверхности нагрева одного калорифера КФС-6 $F = 25,3 \text{ м}^2$

$$n = \frac{95}{25,3} = 3,7.$$

9. Принимаем к установке четыре калорифера КФС-6 по схеме з (см. рис. XIX. 5).

10. Запас принятой поверхности нагрева калориферов равен:

$$\frac{(25,3 \cdot 4) - 95}{(25,3 \cdot 4)} 100 = 6\%.$$

Глава XX

ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

Приточный вентиляционный воздух до его поступления в помещения, как и удаляемый из помещений воздух, во многих случаях подвергается очистке от пыли.

В наружном воздухе содержатся преимущественно частицы пыли среднего размера (до 10 $\mu\text{м}$). Частицы пыли в зависимости от их размеров могут находиться в

воздухе либо во взвешенном состоянии, либо выпасть из него.

Запыленность воздуха характеризуется весом пыли, содержащейся в единице объема воздуха ($мг/м^3$), и количеством частиц пыли.

§ 83. СПОСОБЫ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА

Очистке от пыли подвергается вводимый в помещение наружный воздух, если концентрация пыли в нем больше допускаемой нормами; внутренний воздух, если он в целях экономии расхода тепла подмешивается к наружному приточному воздуху, и внутренний воздух, удаляемый в атмосферу. Подаваемый в помещение воздух после смешения наружного и внутреннего воздуха, а также внутренний воздух, удаляемый наружу, не должны содержать пыли в концентрации более 30% ее предельно допустимого значения. Степень очистки воздуха характеризуется конечным содержанием в нем пыли.

Очистка воздуха от пыли подразделяется на грубую, среднюю и тонкую. При грубой очистке задерживаются частицы пыли размером более 100 мк, при средней — до 100 мк (при конечном содержании пыли в воздухе 100 мг/м³). Тонкая очистка обеспечивает конечное содержание пыли в воздухе 1—2 мг/м³.

Все устройства для очистки воздуха от пыли подразделяются на фильтры и пылеотделители.

В *фильтре* запыленный воздух очищается, проходя через сетчатые и пористые материалы (ткань, металлические сетки, пористую бумагу, гравий и пр.).

В *пылеотделителях* очистка воздуха от пыли основана на использовании силы тяжести и центробежной силы.

Кроме того, в отдельных случаях находят применение электрофильтры и ультразвуковые пылеуловители. Принцип действия электрофильтров основан на том, что частицы пыли, проходя вместе с воздухом через электрическое поле, получают заряд электричества, притягиваются к электродам и оседают на их поверхностях. С электродов частицы пыли удаляют механическим способом. В ультразвуковых пылеуловителях используется способность частиц пыли свертываться в хлопья под действием ультразвуковых волн, создаваемых сиреной. Хлопья выпадают в бункер пылеуловителя.

Устройства по очистке воздуха от пыли могут быть сухими и мокрыми. В мокрых устройствах для смачивания пыли применяются вода и масло. К ним относятся орошаемые и масляные фильтры. Применение мокрых пылеуловителей повышает эффект очистки воздуха.

Фильтры. Фильтры используются для тонкой очистки запыленного воздуха и находят применение в системах приточной и вытяжной вентиляции для фильтрации наружного воздуха, внутреннего воздуха при его рециркуляции, а также и при удалении запыленного воздуха в атмосферу. В вентиляционной технике наибольшее применение получили матерчатые, бумажные и масляные фильтры.

Матерчатые (тканевые) фильтры бывают рукавными и рамочными. В рукавных фильтрах запыленный воздух проходит через тканевые рукава цилиндрической формы, а в рамочных — через набор плоских тканевых рамок, на которых оседают частицы пыли.

Пыль в матерчатых фильтрах отделяется от очищаемого воздуха при прохождении его через пористую ткань (шерстяную или хлопчатобумажную). В основной своей массе частицы осаждаются на лицевой стороне ткани, а часть частиц проникает в толщу ткани, где задерживается между нитями и ворсом. Ворсистые шерстяные ткани лучше задерживают пыль, чем хлопчатобумажные, а потому они предпочтительней.

На рис. XX. 1 показан матерчатый рукавный фильтр. Запыленный воздух подается по воздуховоду в бункер фильтра и далее поступает в его рукава. Пройдя через ткань рукавов, уже очищенный воздух направляется к выходному патрубку фильтра и далее к приемному воздуховоду вентилятора. Фильтр имеет механизм для встряхивания рукавов и их очистки от пыли. Коэффициент очистки фильтра 95%.

Матерчатые фильтры применяются в таких отраслях промышленности, как пищевая, текстильная.

Бумажный фильтр представляет собой каркас из угловой стали, на котором установлены отдельные кассеты размером 510×510 мм с натянутым на зигзагообразную сетку фильтрующим материалом (рис. XX. 2). В качестве фильтрующего материала применяется специальная пористая бумага (алигнин), сложенная в 6—10 листов.

Бумагу в фильтре сменяют через 2—4 месяца, в зависимости от загрязненности фильтруемого воздуха.

Производительность одной кассеты по воздуху равна $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Коэффициент очистки бумажного фильтра 92—95%.

Масляный фильтр состоит из отдельных ячеек, укрепленных на металлическом каркасе. Каждая ячейка

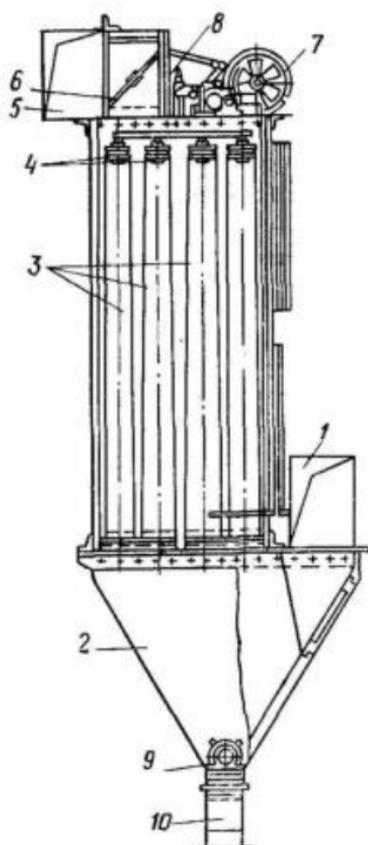
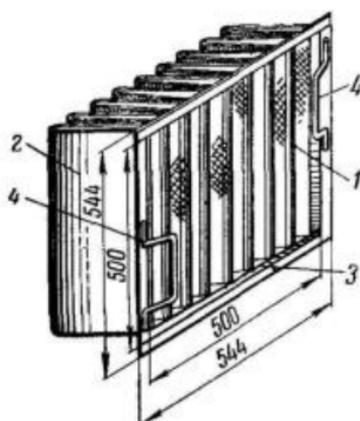


Рис. XX.1. Матерчатый рукавный фильтр

1 — канал для подачи запыленного воздуха; 2 — бункер; 3 — рукава; 4 — подвеска рукавов; 5 — канал для выхода воздуха; 6 — клапан; 7 — механизм для встряхивания; 8 — коробка клапана; 9 — шнек для разгрузки пыли; 10 — течка

Рис. XX.2. Бумажный фильтр

1 — металлическая сетка; 2 — пористая бумага; 3 — рама; 4 — ручки для переноса



представляет собой металлическую кассету размером $510 \times 510 \times 75 \text{ мм}$, с обеих сторон покрытую металлической сеткой (рис. XX.3). Пространство между сетками заполняется металлическими или фарфоровыми кольцами диаметром и длиной 8—10 мм.

До установки ячеек фильтра на место фильтрующий наполнитель (кольца) смачивают минеральным маслом, достаточно вязким, медленно высыхающим и не имеющим запаха.

При прохождении запыленного воздуха через фильтр частицы пыли прилипают к смоченной маслом поверхности заполнителя. В процессе эксплуатации ячейки фильтра для восстановления их производительности периодически промывают 10%-ным содовым раствором

при температуре 60—70°C, а затем их вновь опускают в ванну с чистым минеральным маслом. Коэффициент очистки 94—96%.

Кроме масляных фильтров кассетного типа, ручная очистка которых весьма трудоемка, применяются самоочищающиеся масляные фильтры.

В самоочищающемся масляном фильтре воздух очищается от пыли при помощи движущейся бесконечной цепной ленты с фильтрующим слоем. Фильтрующий слой состоит

из ряда перекрывающих друг друга шторок, изготовленных из стальной сетки и прикрепленных к цепной ленте.

Фильтрующий слой приводится в движение от электродвигателя.

В нижней части фильтра расположена ванна с маслом. Смоченные маслом шторки хорошо задерживают пыль и при проходе через ванну с маслом очищаются от нее. Задержанная пыль оседает на дно ванны и в виде шлама поступает в бункер, из которого периодически удаляется.

На рис. XX.4 показан самоочищающийся масляный фильтр производительностью 8000—10 000 м³/ч на каждый 1 м² поверхности фильтра.

Пылеотделители. К пылеотделителям, применяемым для грубой и средней очистки воздуха от пыли, относятся пылесадочные камеры и циклоны.

Пылесадочная камера (рис. XX.5) является наиболее простым пылеотделителем для грубой очистки возду-

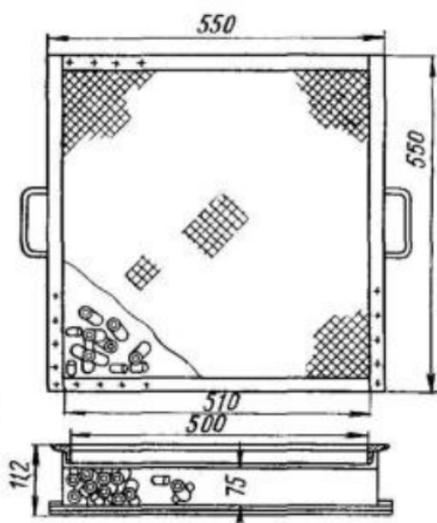


Рис. XX.3. Кассета масляного фильтра

ха. Принцип ее работы основан на осаждении пылинок под действием силы тяжести при движении воздуха в камере с очень малой скоростью v , равной $0,1$ м/сек. В пылесадочной камере задерживаются лишь пылинки размером от 30 мк и выше. Остаточная запыленность воздуха после его очистки в камере остается значительной, а

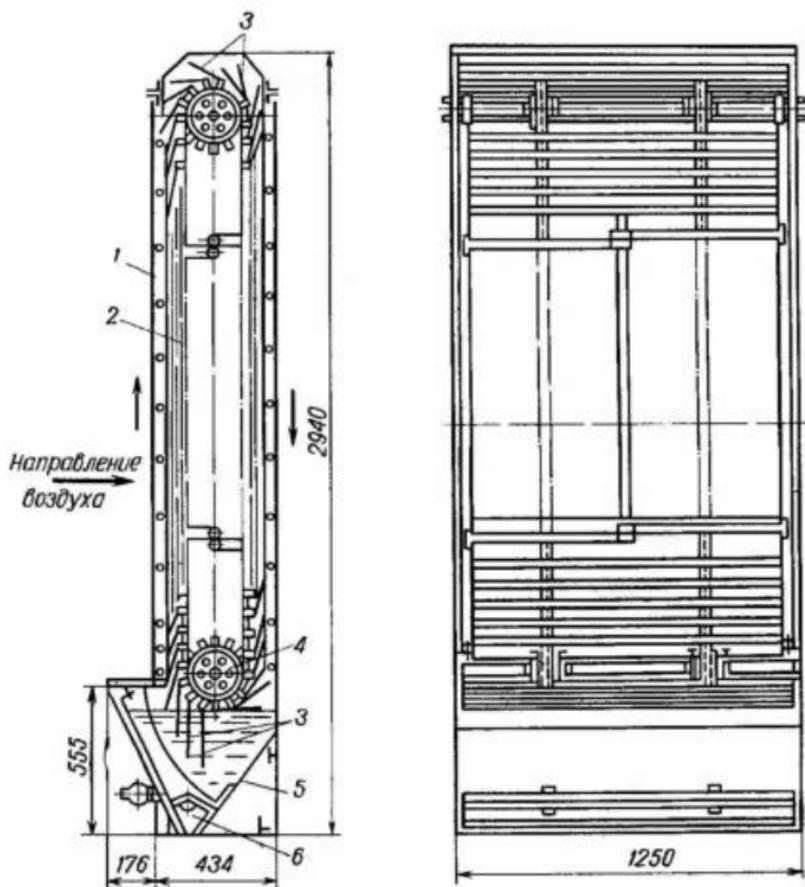


Рис. XX.4. Самоочищающийся масляный фильтр

1 — каркас; 2 — цепь; 3 — шторка из стальной сетки; 4 — зубчатый валик; 5 — ванна; 6 — бункер для шлама

поэтому в ряде случаев при выбросе воздуха в атмосферу приходится прибегать к вторичной очистке в фильтрах или других пылеуловителях. Наиболее совершенна камера веерного типа (рис. XX. 5,в).

Циклоны — компактные, эффективные и недорогие пылеотделители для грубой очистки воздуха.

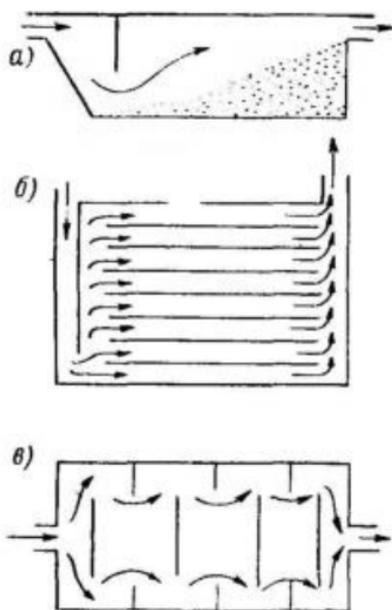


Рис. XX.5. Схемы пылесадочных камер

a — пылесадочная камера прямого действия; *b* — камера перегородочного типа; *в* — камера веерного типа

В циклонах пыль отделяется от воздуха под действием центробежных сил, возникающих во вращающемся потоке запыленного воздуха, ниспадающего по винтообразной кривой вниз. Центробежные силы отбрасывают частицы пыли к стенкам, откуда последние скатываются в нижнюю часть циклона, имеющего форму конуса. Очищенный воздух выходит через центральную трубу наружу.

Кoeffициент очистки циклонов не превышает 85%.

На рис. XX.6 для примера показана схема циклона системы ЛИОТ. Производительность этих циклонов при скорости воздуха во входном патрубке 12—18 м/сек и сопротивлении от 24,6 до 49,6 кгс/м² составляет от 1000 до 4500 м³/ч.

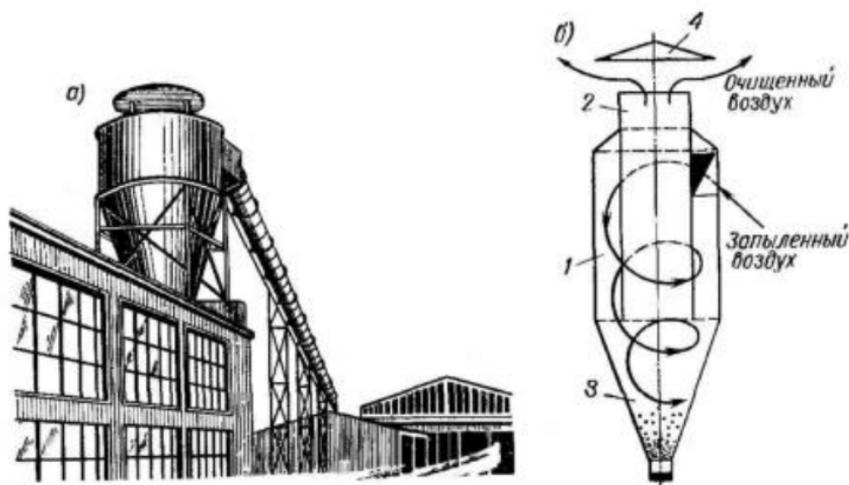


Рис. XX.6. Циклон системы ЛИОТ

a — общий вид; *b* — схема: 1, 3 — цилиндрическая и коническая части корпуса; 2 — труба; 4 — зонт

При необходимости можно устанавливать два и более параллельно работающих циклона.

Циклоны находят большое применение на промышленных предприятиях для задержания стружек, опилок и прочих крупных частиц.

§ 84. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ФИЛЬТРА

Выбор способа улавливания пыли зависит от ее концентрации в воздухе, характера и дисперсности пыли.

Качество того или иного способа очистки характеризуются коэффициентом очистки, производительностью фильтра в $\text{м}^3/\text{ч}$, его гидравлическим сопротивлением движению воздуха в $\text{кгс}/\text{м}^2$, расходом электроэнергии в $\text{квт}/\text{ч}$ на 1000 м^3 воздуха и стоимостью очистки 1000 м^3 воздуха.

Коэффициент очистки пылеуловителя η равен отношению веса улавливаемой пыли к весу пыли, поступившей в него, в %

$$\eta = \frac{G_1 - G_2}{G_1} 100, \quad (\text{XX.1})$$

где G_1 и G_2 — концентрации пыли в воздухе до и после фильтра в $\text{мг}/\text{м}^3$.

Поверхность фильтра определяется по формуле

$$F_{\Phi} = \frac{L}{q_{\Phi}}, \quad (\text{XX.2})$$

где L — часовой расход инфильтрующего воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$;

q_{Φ} — удельная нагрузка фильтрующей поверхности фильтра в $\text{м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 поверхности, значение которой принимается по табл. XX. 1.

Таблица XX.1

| Фильтр | Удельная нагрузка q_{Φ} в $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ | Сопротивление фильтра в $\text{кгс}/\text{м}^2$ |
|---|---|---|
| Матерчатый (рамочный) | 40—50 | 50 |
| Бумажный (МИОТ) | 600 | 10—15 |
| Масляный ячейковый с кольцами | 20 | 12 |
| Масляный самоочищающийся | 10 | 11—14 |

Примечание. Сопротивления фильтров приняты при максимальном их загрязнении.

О загрязнении фильтров судят по величине их сопротивления движению воздуха.

При увеличении сопротивлений вдвое фильтры прочищают.

Глава XXI

МЕСТНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Так же, как и общеобменная, местная вентиляция может быть вытяжной и приточной.

§ 85. МЕСТНАЯ ВЫТЯЖНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

Местная вытяжная вентиляция предназначена для улавливания всевозможного рода вредных выделений (пыли, производственных отходов, газов, паров, тепла и пр.) в местах их образования.

Для локализации и улавливания вредных выделений применяются местные отсосы и укрытия.

Местные отсосы устанавливают, как правило, у рабочих мест таким образом, чтобы они не мешали рабочему процессу и по возможности полнее укрывали места выделений вредностей. Уделяемый вместе с вредными выделениями воздух ни в коем случае не должен проходить через зону дыхания работающего.

Устраивая местные отсосы, следует иметь в виду, что вредные выделения следует удалять в направлении их естественного движения. Так, пары и горячие газы надо удалять вверх, а пыль и тяжелые газ — вниз.

По конструкции местные отсосы подразделяют на полностью закрытые, полужакрытые и открытые. В полностью закрытых местных отсосах устранена всякая возможность поступления вредностей в рабочие места. Такие укрытия выполняются в виде герметически закрытых кожухов, в которых предусмотрены дверки, периодически открываемые в соответствии с требованиями технологического процесса. Когда же технологические условия производства не позволяют применить полное укрытие, прибегают к устройству полуоткрытых и открытых местных отсосов.

Следует иметь в виду, что при открытых местных отсосах вместе с улавливаемыми вредными выделениями отсасываются значительные объемы воздуха.

Вытяжные шкафы. Вытяжные шкафы (рис. XXI.1) относятся к полукрытым местным отсосам и находят применение в различных отраслях промышленности.

По конструкции вытяжные шкафы могут быть весьма разнообразны, а по способу отсоса из них воздуха их подразделяют на шкафы с верхним, нижним и комбинированным отсосами (рис. XXI.2).

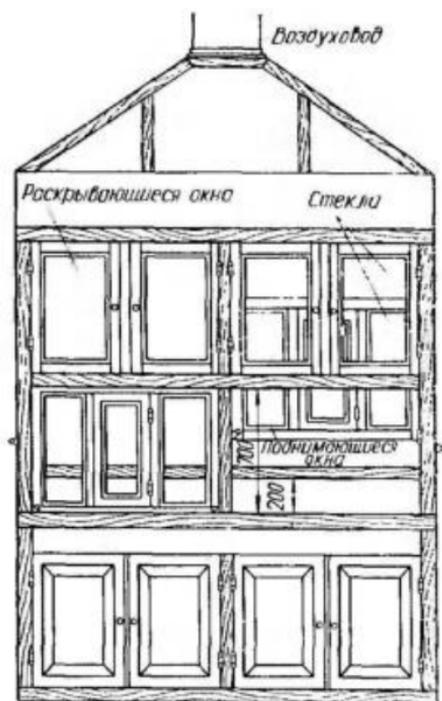


Рис. XXI.1. Общий вид деревянного вытяжного шкафа лабораторного типа

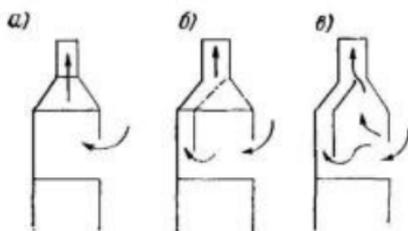


Рис. XXI.2. Схемы вытяжных шкафов
а — с верхним отсосом; б — с нижним отсосом; в — с отсосом снизу и сверху

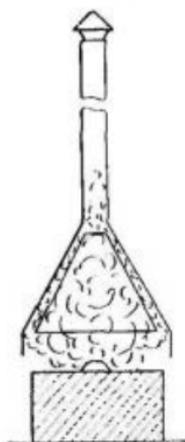


Рис. XXI.3. Зонт над кузнечным горном

При рабочих процессах, сопровождающихся восходящими токами вредных выделений, используют шкафы с верхним отсосом воздуха, а при рабочих процессах с вы-

делением пыли или тяжелых газов — с нижним или комбинированным (сверху и внизу) отсосами. Нижний отсос способствует естественному осаждению пыли и тяжелых газов и быстрому их удалению. Комбинированный отсос применяется при интенсивной циркуляции воздуха в шкафу. Количество воздуха, отводимого сверху и снизу при комбинированном отсосе, регулируется задвижкой в отсасывающем патрубке.

Примером шкафа с комбинированным отсосом может быть обычный лабораторный химический шкаф, в котором сверху отсасывается $\frac{2}{3}$, а снизу $\frac{1}{3}$ общего количества воздуха.

Зонты. Зонты — самые простые и наиболее распространенные типы местных отсосов. Они применяются для улавливания вредных выделений, например над кузнечным горном (рис. XXI. 3).

Зонты устраивают как с естественной, так и с механической вытяжкой воздуха. Обычно для удобства работающих зонты располагают возле них на высоте выше человеческого роста (т. е. на высоте 1,8—2 м от пола). Для предупреждения выдувания вредных выделений из-под зонта в рабочее помещение зонты снабжают фартуками.

Размеры зонта должны быть больше размеров поверхности источников вредных выделений (ванн, горнов и пр.).

Бортовые отсосы. Бортовые отсосы применяются в тех случаях, когда для улавливания вредных выделений нельзя полностью перекрыть технологическое оборудование. Широкое распространение они получили для улавливания вредных выделений, образующихся над ваннами, когда по условиям технологического процесса поверхность ванн должна оставаться открытой (например, в цехах гальванического покрытия при лужении и оцинковке и в травильных цехах при очистке металла от жира, окалины).

Бортовые отсосы представляют собой щелевидные воздухопроводы, располагаемые по длинным сторонам ванн. Изготавливаются они из листовой стали на сварке и бывают односторонними и двусторонними. В некоторых случаях применяются отсосы с передувками (сдувом).

Односторонние бортовые отсосы устраиваются при ширине ванн до 800 мм, при большей ширине ванн применяют двусторонние бортовые отсосы.

В бортовых отсосах с передувками кроме подсоса воздуха от ванн к последним подается приточный воздух. При бортовом отсосе этого вида объем подаваемого воздуха не должен превышать объема извлекаемого воздуха, так как в противном случае вредные выделения могут попадать в помещение.

Схемы местных бортовых отсосов показаны на рис. XXI. 4.

Рис. XXI.4. Схемы местных бортовых отсосов

а — однобортовый отсос; *б* — двухбортовый; *в* — однобортовый отсос с передувкой



Вредные выделения от ванн через щели бортовых отсосов поступают в сборный воздуховод и далее транспортируются на выброс. В щелях воздуховодов бортовых отсосов должны быть созданы такие скорости (расходы воздуха), которые позволили бы преодолеть восходящие потоки воздуха над ваннами и перехватить их отсосом через щели бортовых воздуховодов. В бортовых отсосах, как правило, применяется механическое побуждение отсасываемого воздуха.

Для предохранения от коррозии бортовые отсосы следует изготовлять из винипласта или листовой стали

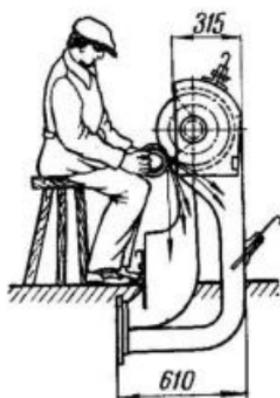


Рис. XXI.5. Укрытие у шлифовального станка

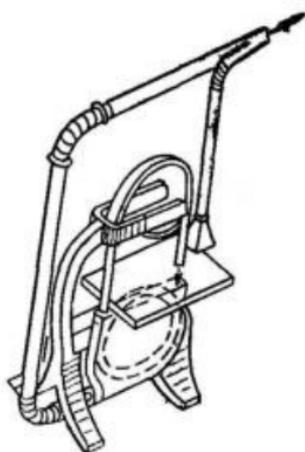


Рис. XXI.6. Укрытие у циркуляционной деревообрабатывающей пилы

толщиной не менее 3 мм, покрывая их с двух сторон антикоррозионным лаком.

Укрытия. Укрытия в виде защитных кожухов-отсосов применяются главным образом у пылящих станков (шлифовальных, обдирочных).

На рис. XXI.5 показано одно из укрытий для этого вида станков, а на рис. XXI.6 — укрытие в виде местного отсоса от циркуляционной деревообрабатывающей пилы.

§ 86. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, УДАЛЯЕМОГО МЕСТНОЙ ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИЕЙ

Определение количества (расхода) воздуха местной вытяжной вентиляции зависит в основном от типа применяемых местных отсосов.

Вентиляционный расчет вытяжного шкафа сводится к определению расхода воздуха, необходимого для удаления из него вредных выделений, и к установлению таких значений скорости движения воздуха в проемах или дверках шкафа, которые исключают попадание этих выделений в помещение.

Следует знать, что поступление вредных выделений из шкафа в помещение может быть вызвано иногда избыточным давлением, развивающимся внутри шкафа вследствие разности объемных весов воздуха в шкафу и вне его.

В вытяжных шкафах с верхним отсосом воздуха воздух из помещения подсасывается струей теплого воздуха, образующегося в шкафу; при этом скорость всасывания воздуха будет максимальна у верхней кромки отверстия.

Объем отсасываемого воздуха должен быть достаточен для того, чтобы нейтральная плоскость (плоскость нулевого избыточного давления) в шкафу расположилась выше кромки открытого проема или дверки шкафа. А это возможно при условии, если удаляемый через отверстие шкафа объем воздуха в $m^3/ч$ будет не меньше

$$\begin{aligned} L &= 3600 \mu F \sqrt{2gh \left(\frac{\gamma_n}{\gamma_y} \right)} = \\ &= 3600 \mu F \sqrt{2gh \left(1 - \frac{t_n}{t_y} \right)}, \end{aligned} \quad (XXI.1)$$

где μ — коэффициент расхода, принимаемый для ориентировочных подсчетов равным 0,65;

F — площадь открытых дверок шкафа в m^2 ;

h — высота проема в m ;

γ_n — объемный вес воздуха в помещении в $кг/м^3$;

γ_y — объемный вес воздуха, уходящего из шкафа, в $кг/м^3$.

Количество тепла Q , выделяемого в вытяжном шкафу, связано с расходом удаляемого из него воздуха зависимостью

$$L = \frac{Q}{c(t_y - t_n)} \gamma_y, \quad (XXI.2)$$

где c — теплоемкость воздуха;

t_y и t_n — температуры воздуха, удаляемого из шкафа, и в помещении соответственно.

Из совместного решения уравнений (XXI.1) и (XXI.2) получим приближенно

$$L = 120 \sqrt[3]{h Q F^2}. \quad (XXI.3)$$

При отсутствии тепловыделений в вытяжных шкафах расход удаляемого из шкафа воздуха определяют по скорости его движения в открытой дверке, пользуясь известной формулой

$$L = v F \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где F — площадь проема или открытой дверки в m^2 ;

v — скорость движения воздуха в проеме в $м/сек$.

Скорость движения воздуха в этом уравнении принимается в зависимости от предельно допустимых концентраций вредных выделений в пределах от 0,5 до 1 $м/сек$.

Пример XXI. 1. Определить объем воздуха, отсасываемого из вытяжного шкафа, в котором работают пять газовых горелок. Расход газа на одну горелку 0,25 $м^3/\text{ч}$ при теплотворной способности топлива 7600 $ккал/\text{ч}$. Потеря тепла в окружающий шкаф воздух составляет 15%. Дверка имеет длину 1 и высоту 0,5 $м$.

Решение. 1. Площадь дверки равна $0,5 \times 1 = 0,5 \text{ м}^2$.

2. Количество выделяющегося тепла в шкафу

$$Q = 0,25 \cdot 5 \cdot 7600(1 - 0,15) = 8075 \text{ ккал}/\text{ч}.$$

3. Расход отсасываемого из шкафа воздуха

$$L = 120 \sqrt[3]{0,5 \cdot 8075 \cdot 0,5^2} = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. Скорость в открытом проеме дверки

$$v = \frac{1200}{3600 \cdot 0,5} = 0,66 \text{ м/сек}.$$

Расход удаляемого из-под зонта воздуха должен соответствовать объему воздуха, поступающего под зонт.

Удаляемый зонтом расход воздуха также определяется по известному выражению

$$L = v_c F \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где v_c — средняя скорость движения воздуха в расчетном сечении зонта в *м/сек*;

F — площадь сечения зонта в м^2 .

В тех случаях, когда зонт удаляет тепловлажностные вредные выделения при их восходящем потоке, а частичное их поступление из-под колпака в помещение не представляет особой опасности для работающих, среднюю скорость в расчетном сечении зонта можно ориентировочно принимать в пределах от 0,15 до 0,25 *м/сек*. При этом в качестве расчетного сечения F зонта принимается произведение периметра зонта $2(a+b)$ на его расстояние от источника вредных выделений h (рис. XXI.7).

В тех случаях, когда зонт удаляет токсичные выделения, среднюю скорость в расчетном сечении зонта в *м/сек* можно принимать по данным В. В. Батурина:

для зонтов, открытых:

| | |
|----------------------------------|--------------------|
| со всех четырех сторон | $v=1,05 \div 1,25$ |
| с трех » | $v=0,9 \div 1,05$ |
| с двух » | $v=0,75 \div 0,9$ |
| с одной стороны | $v=0,5 \div 0,75$ |

Лучше всего воздух отсасывается из-под зонта при более равномерном распределении скоростей в его расчетном сечении, т. е. в том случае, когда угол раскрытия зонта не превышает 60° (рис. XXI.8).

Расход воздуха, удаляемого бортовыми отсосами ванны, определяется из условий создания начальной скорости всасывания в наиболее удаленных местах от борта ванны подсоса не менее $v_n=0,2$ *м/сек*. Величина этой скорости зависит в основном от состава и концентрации

удаляемых вредных выделений, температуры жидкости в ванне и может достигать до $0,4 \text{ м/сек}$.

При одностороннем отсосе вредных выделений наиболее удаленным местом отсасывания является противоположный борт ванны, а при двустороннем отсосе — ее середина.

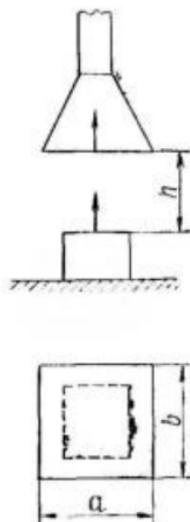


Рис. XXI.7. Расчетное сечение зонта над кузнечным горном

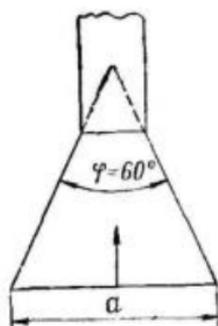


Рис. XXI.8. Угол раскрытия зонта

На рис. XXI.9 показаны номограммы, составленные для определения расхода удаляемого от ванны воздуха для начальной скорости отсоса воздуха $v_n = 0,2 \text{ м/сек}$ в зависимости от длины A и ширины B ванны (как для одностороннего, так и для двустороннего бортового отсоса).

Полученные из номограммы значения расходов воздуха для значений скоростей $v_n = 0,25; 0,3$ и $0,4 \text{ м/сек}$ следует умножать соответственно на $1,25; 1,5$ и 2 .

Если продольная сторона ванны расположена у стены, то расход воздуха при одностороннем бортовом отсосе уменьшается на 15% , а при двустороннем — на 10% .

При ориентировочных подсчетах расход удаляемого бортовыми отсосами воздуха в зависимости от концентрации вредных примесей и температуры раствора в ванне можно принимать равным от 1500 до $5000 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2

зеркальной поверхности раствора. При ширине щели бортового отсоса 40—100 мм скорость движения воздуха в ней принимают в пределах от 10 до 15 м/сек.

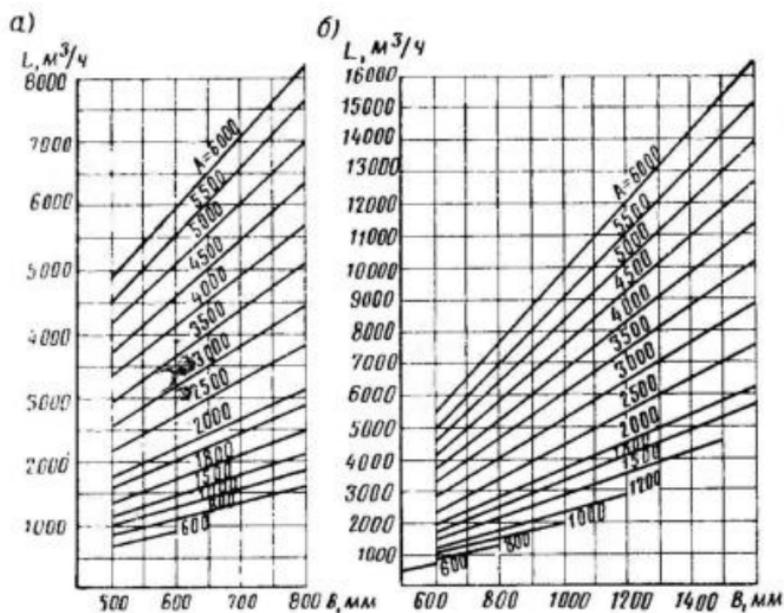


Рис. XXI.9. Номограммы для определения объемов удаляемого от ванн воздуха

а — для однобортового отсоса воздуха; б — для двухбортового отсоса воздуха

При бортовых отсосах со сдувом (рис. XXI.10) расход приточного воздуха для сдува в м³/ч определяется из выражения

$$L_{\text{сд}} = 300 K B^2 l, \quad (\text{XXI.4})$$

где B и l — ширина и длина ванны в м;

K — коэффициент, зависящий от температуры жидкости в ванне.

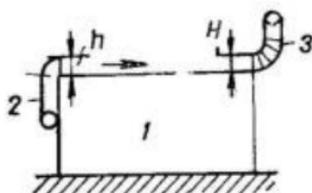


Рис. XXI.10. Бортовой отсос от ванны со сдувом

1 — ванна; 2 — приточный воздуховод; 3 — вытяжной воздуховод; H — высота щели отсоса; h — высота щели сдува

Значение коэффициента K в зависимости от температуры жидкости t в $^{\circ}\text{C}$ приводится ниже:

| | | | | |
|---------------|-------|------|------|-----|
| t | 95—70 | 60 | 40 | 20 |
| K | 1 | 0,85 | 0,75 | 0,5 |

Расход удаляемого воздуха для этого вида бортового отсоса принимается равным шестикратному объему приточного воздуха, т. е. $6L_{\text{пр}} \text{ м}^3/\text{ч}$. Высоту щели сдува h принимают равной $0,0125 B$, но не менее $5\text{—}7 \text{ мм}$, а высоту щели отсоса H равной $16 h$.

Средняя скорость движения воздуха в щели сдува в зависимости от ширины ванны B и коэффициента K принимается равной $v_{\text{сд}} = 6,67 K B \text{ м/сек}$ (но не более $10\text{—}12 \text{ м/сек}$), а средняя скорость в щели отсоса $v_{\text{отс}} = 2,5 K \times B \text{ м/сек}$.

Расход воздуха, удаляемого через укрытия в виде защитных кожухов для обдирочных, заточных и шлифовальных станков, можно определить из расчета $1,6\text{—}2 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха, приходящегося на 1 мм диаметра круга станка. Для кругов шириной более 40 мм количество отсасываемого за 1 ч воздуха в зависимости от диаметра круга увеличивают на $4\text{—}6\%$.

§ 87. МЕСТНАЯ ПРИТОЧНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

К местной приточной вентиляции относятся воздушные души, воздушные завесы и воздушные оазисы.

Воздушные души. Воздушным душем называется сосредоточенный поток воздуха соответствующей температуры, направленный на ограниченный рабочий участок в цехе или на самого рабочего. С помощью воздушного душа можно в зоне действия воздушного потока изменять подвижность воздуха, его температуру и влажность, а также концентрацию находящихся в воздухе газов, паров и мельчайших частиц пыли. Напомним, что охлаждающее действие душа основано на разности температур тела человека и воздушного потока воздуха, а также на повышенных скоростях обтекания человека воздухом.

Воздушные души в основном находят применение в горячих цехах промышленных предприятий. Наибольший эффект от применения воздушных душей достигается в тех случаях, когда рабочий, работая у промышлен-

ных печей или с расплавленным металлом, подвергается непосредственно лучисто-тепловому облучению (от раскаленного металла). На рис. XXI.11 показаны воздушные души на заливочной чугунолитейной площадке.

Воздушные души можно с успехом совмещать с местной вытяжной вентиляцией, выполненной в виде всевозможных отсосов воздуха от укрытий станков, вытяжных шкафов, зонтов и пр.

По конструкции душевые установки подразделяют на стационарные и передвижные.

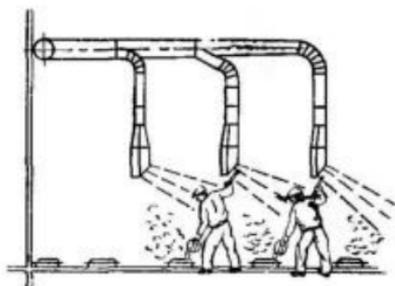
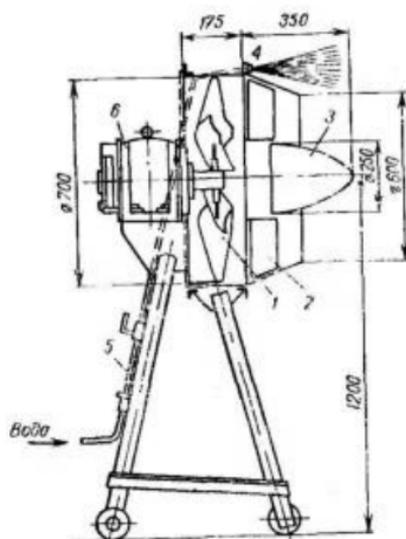


Рис. XXI.11. Воздушные души в чугунолитейном цехе

Рис. XXI.12. Общий вид передвижной приточно-вентиляционной установки

1 — осевой вентилятор с электродвигателем на одной оси; 2 — направляющие лопатки; 3 — обтекатель; 4 — форсунка; 5 — трубопровод для подачи воды к форсунке; 6 — электродвигатель



Стационарные душевые установки подают к душам как необработанный, так и обработанный (подогретый, охлажденный, промытый) наружный воздух. Их производительность достигает $3500 \text{ м}^3/\text{ч}$ на одну душированную точку.

В отличие от стационарных передвижные душевые установки подают к душам не наружный, а внутренний воздух, забираемый из верхней зоны цеха. В этих установках (рис. XXI.12) внутренний воздух из цеха может поступать к душам также в необработанном или обработанном виде. Обработка внутреннего воздуха в передвижных установках обычно ограничивается его охлаждением путем подмешивания распыленной воды. Такая установка состоит из осевого вентилятора, располагаемого внутри обечайки из листовой стали. Во избежание попадания в вентилятор посторонних предметов в

обечайке со стороны забора воздуха из цеха установлена металлическая сетка.

Если в передвижных установках воздух не подвергается обработке (охлаждению), то их назначение сводится к созданию лишь необходимой скорости движения воздуха у рабочего места.

Как стационарные, так и передвижные установки для подачи воздуха к душам отличаются от обычных приточных вентиляционных установок лишь распределе-

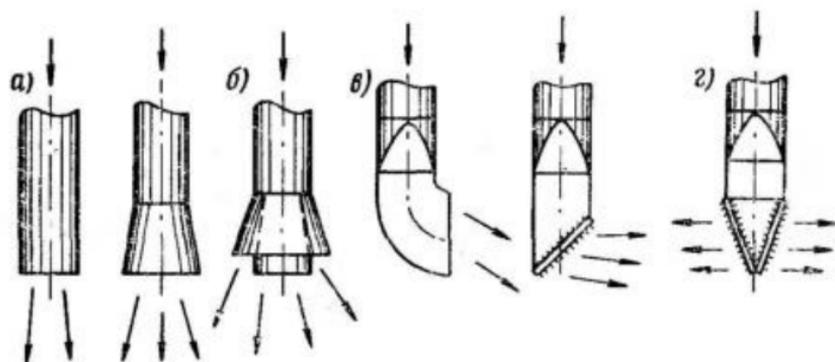


Рис. XXI.13. Схемы приточных насадок

а, б — насадки для вертикального направления воздушной среды; *в* — насадки для наклонного направления воздуха; *г* — насадки с направляющими лопатками, позволяющие менять направление воздуха

нием подающего воздуха. Воздух в душевых установках распределяется с помощью насадков, которые создают сосредоточенные струи воздуха с относительно большой скоростью (от 0,5 до 3 м/сек).

Насадки для приточного воздуха в зависимости от их назначения имеют различные конструктивные схемы; некоторые из них показаны на рис. XXI.13. Так, на рис. XXI.13, *а* и *б* изображены патрубки, которые обеспечивают вертикальное направление воздушного потока; на рис. XXI.13, *в* — патрубки для наклонного направления струи, а на рис. XXI.13, *г* — насадки с направляющими лопатками, позволяющими менять направление струи воздуха.

Для создания воздушных душей наибольшее применение получил насадок конструкции В. В. Батурина. На выходе из этого насадка установлена решетка из поворотных (на шарнирах) лопаток (рис. XXI.14). Применение поворотных лопаток позволяет создавать как гори-

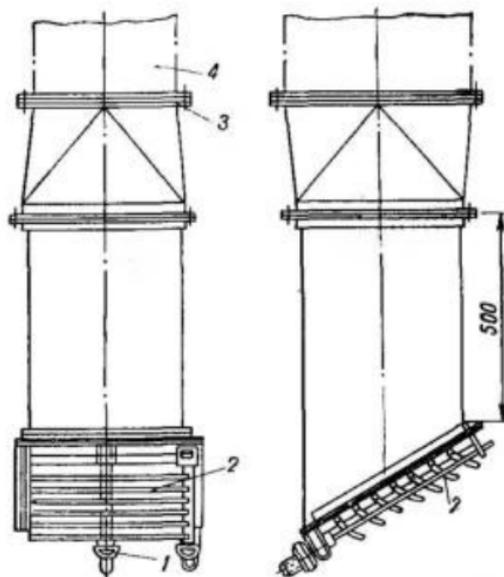


Рис. XXI.14. Приточный насадок конструкции В. В. Батурина с поворотным направлением воздушной среды

1 — ручка питания; 2 — направляющая решетка; 3 — шарнир; 4 — воздуховод

зонтальную, так и наклонную струю воздуха, т. е. менять направление струи в широком диапазоне. Одновременно с поворотом лопаток сам насадок может вращаться около

вертикальной оси. Это позволяет точно направлять струю воздуха в необходимое место.

§ 88. РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ ДУШЕЙ И ВОЗДУШНЫХ ЗАВЕС

Расчет воздушных душей основан на закономерностях истечения свободной струи воздуха из насадка и заключается в определении скорости выхода воздуха из насадка, расхода подаваемого воздуха, а также выбора типа и размера насадка.

Заданными величинами для расчета являются размеры рабочего места или рабочей площадки, подлежащие душированию, скорость (а иногда и температура) воздуха на рабочем месте.

Температура и скорость воздуха, подаваемого душами к рабочим местам, должны соответствовать интенсивности лучистого теплового облучения и характеру труда (легкого или тяжелого) рабочих.

Так, при тепловом облучении от 300 до 600 ккал/м²·ч и легком труде для температуры наружного воздуха ниже 10°C следует принимать температуру воздушного потока душа в пределах 19—21°C и скорость воздуха от 0,5 до 2 м/сек, а при тех же условиях и тяжелой работе — температуру от 16 до 18°C и скорость от 1 до 3 м/сек.

При температуре наружного воздуха выше 10°C и легкой работе следует назначать температуру в пределах $19\text{--}24^{\circ}\text{C}$ и скорость воздуха $0,5\text{--}2$ м/сек, а при тяжелой работе — температуру $18\text{--}22^{\circ}\text{C}$ и скорость от 2 до 3 м/сек. Верхние значения температур назначаются при меньшей интенсивности облучения (т. е. до 300 ккал/м²·ч).

К легким работам относятся работы, которые не требуют систематического физического напряжения, а к тяжелым — работы, связанные с физическим напряженным трудом, с постоянным передвижением и переноской значительных тяжестей (например, при работе в прокатном, литейном и кузнечном цехах).

Расчет воздушных душей проводят в следующем порядке.

1. Принимают конструкцию душевого насадка.

2. Устанавливают для выбранного насадка так называемый коэффициент турбулентности, который характеризует интенсивность смешения струи приточного воздуха из насадка с окружающим воздухом. В зависимости от конструкции насадки характеризуются различными значениями коэффициентов турбулентности. К примеру, насадок В. В. Батурина имеет коэффициент турбулентности $a=0,12$.

3. Насадок с прямоугольным выходным отверстием пересчитывают на равновеликое ему по площади круглое отверстие с эквивалентным диаметром $d_{\text{эк}} = \frac{2AB}{A+B}$ где A и B — стороны прямоугольного отверстия.

4. Определяют диаметр сечения струи у рабочего места в m

$$d_x = 6,8 (a x + 0,145 d_0), \quad (\text{XXI.5})$$

где x — расстояние от насадка до рабочего места в m ;

d_0 — диаметр выходного отверстия насадка в m ;

b — коэффициент, зависящий от отношения ,

5. Вычисляют отношение диаметра рабочего места, подлежащего душированию, к диаметру струи воздуха в этом месте.

6. Определяют начальную скорость струи воздуха на выходе из насадка в м/сек по формуле

$$v_0 = \frac{v_p}{b} \left(\frac{a x}{d_0} + 0,145 \right), \quad (\text{XXI.6})$$

где v_p — средняя скорость движения воздуха в рабочем месте в м/сек (обычно задается);

b — коэффициент, зависящий от отношения $\frac{d_0}{d_x}$, значение которого принимают по графику (рис. XXI.15).

7. По площади выходного отверстия насадка F_0 и начальной скорости струи воздуха на выходе из насадка v_0 определяют расход выходящего из насадка воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$ $L_0 = 3600 F_0 v_0$, где для круглого сечения $F_0 = \pi d^2/4 \text{ м}^2$, для прямоугольного сечения $AB \text{ м}^2$.

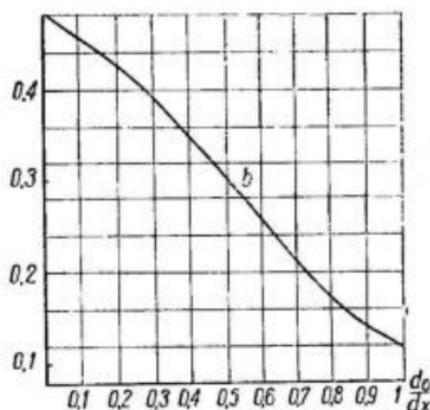


Рис. XXI.15. Номограмма для определения коэффициента b

Пример XXI. 2. Определить начальную скорость струи и расход воздуха на выходе из насадка для душирования рабочего места размером $1 \times 1 \text{ м}$, находящегося на расстоянии $2,5 \text{ м}$ от насадка.

Решение. Принимаем к установке насадок конструкции В. В. Батурина с выходным отверстием $270 \times 400 \text{ мм}$, имеющий коэффициент турбулентности $a = 0,12$.

Равновеликий диаметр круглого сечения для принятого выходного отверстия насадка

$$d_0 = \frac{2 \cdot 0,27 \cdot 0,4}{0,27 + 0,4} = 0,32 \text{ м.}$$

Диаметр сечения струи воздуха в рабочем месте, находящемся на расстоянии $2,5 \text{ м}$ от насадка,

$$d_x = 6,8 (0,12 \cdot 2,5 + 0,145 \cdot 0,32) \approx 2 \text{ м.}$$

Отношение диаметра рабочего места к диаметру струи воздуха в этом месте

$$\frac{d_0}{d_x} = \frac{1}{2} = 0,5.$$

Далее по графику (рис. XXI. 15) принимаем для $\frac{d_0}{d_x} = 0,5$ значе-

ние коэффициента $b=0,3$ и по формуле (XXI.6) определяем начальную скорость воздуха по выходе из насадка:

$$v_0 = \frac{3}{0,3} \left(\frac{0,12 \cdot 2,5}{0,32} + 0,145 \right) \approx 9 \text{ м/сек.}$$

Расход подаваемого насадком воздуха

$$L_0 = 3600 \cdot 0,27 \cdot 0,4 \cdot 9 \approx 3500 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Воздушные завесы. При открывании дверей в зданиях жилого и общественного назначения и ворот промышленных зданий холодный зимний воздух, более тяжелый, чем внутренний, стремится ворваться в помещение и охладить его.

Во избежание прорывов холодного воздуха иногда достаточно ограничиваться устройством тамбуров. В тех случаях, когда по условиям технологического процесса производства тамбуры устраивать нельзя, прибегают к созданию воздушных навесов.

Воздушные завесы представляют собой струю приточного воздуха значительной скорости (12—16 м/сек), подаваемую снизу (рис. XXI.16) или сбоку ворот под углом 40—45° к их плоскости с целью противодействия врыванию холодного воздуха через открываемые ворота.

Воздух для создания воздушных завес в основном забирается из верхней зоны цеха. В отдельных случаях к завесам можно подавать наружный подогретый воздух.

При большой ширине ворот и задержке в воротах транспорта боковые завесы могут осуществляться с двусторонней боковой подачей воздуха.

Нажня заезда эффективней и экономичней боковых завес, так как за ее создание расходуется меньше приточного воздуха. Существенный недостаток нижней завесы заключается в частом засорении воздухоподающих щелей и канала.

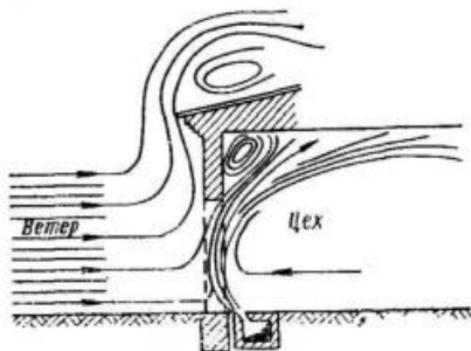


Рис. XXI.16. Воздушная завеса с подачей воздуха к воротам снизу

Определение необходимого количества воздуха для воздушной завесы. Как известно, количество воздуха, поступающего в единицу времени (расход в $m^3/сек$) через любой открытый проем, определяется по формуле

$$L = v AB, \quad (XXI.7)$$

где v — скорость воздуха в $m/сек$;

A и B — соответственно высота и ширина проема в m .

Расход в $m^3/сек$ воздуха, необходимый для создания такой завесы в проеме, которая бы полностью исключала прорыв холодного наружного воздуха в цех, можно определить по формуле

$$L_{зав} = \frac{L}{\varphi \sqrt{\frac{B}{b} + 1}}, \quad (XXI.8)$$

где φ — величина, характеризующая дальнобойность струи воздушной завесы, которую можно принять равной 0,45;

b — ширина щели канала, через которую воздух поступает к завесе, в m .

Температура воздуха, подаваемого к завесам, должна быть равной $50^\circ C$. Более подробные сведения о воздушных завесах можно получить из книги В. М. Эльтермана «Воздушные завесы». Машгиз, 1966.

Воздушные оазисы. Воздушным оазисом называется часть рабочего помещения, отгороженного перегородками высотой 2 m , в которое подается воздух более чистый и с меньшей температурой, чем во всем помещении.

Оазисы создают как для кратковременного отдыха рабочих, так и на дежурных постах, где проводят наблюдение за измерительными приборами и арматурой у тепловых агрегатов с большим тепловыделением (например, при наблюдении с водомерными стеклами паровых котлов высокого давления).

§ 89. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМАТИЧЕСКОМ ТРАНСПОРТЕ

Перемещение различного рода размельченных материалов и отходов производства (древесной пыли, стружек, песка, наждачной пыли и др.), осуществляемое воздушным потоком, называют пневматическим транспортом.

Обычная установка для пневматического транспорта состоит из приемников, забирающих производственные отходы в местах их выделения, сети отсасывающих воздуховодов, центробежного вентилятора и оборудования для очистки воздуха от пыли. В качестве последнего применяют циклоны, если транспортируются древесные отходы, песок, молотая глина и пр., и матерчатые фильтры или мокрые скрубберы при транспортировании наждачной пыли и прочих мелких материалов. Если вентилятор установлен до очистительного оборудования, то перед ним ставят уловитель для крупных отходов.

Воздуховоды для пневматического транспорта изготовляют из более тяжелой листовой стали, чем обычные вентиляционные воздуховоды, а приемные местные отсосы из стали толщиной не менее 2 мм, так как они подвержены большому износу абразивными частицами.

На ответвлениях воздуховодов к местным отсосам установки пневмотранспорта задвижки (шиберы) устанавливают только на время регулирования системы, а после их пломбируют или совсем срезают вровень с поверхностью воздуховодов. Для очистки воздуховодов установки пневмотранспорта на горизонтальных участках предусматривают лючки, перекрываемые задвижками.

Количество воздуха, отсасываемого из цеха системой пневмотранспорта, необходимо компенсировать соответствующим количеством наружного воздуха, подогреваемого в зимний период.

Для удобства обслуживания воздуховодов системы пневмотранспорта, как правило, принимают верхнюю открытую разводку.

Расчет пневмотранспортной установки состоит в определении количества транспортируемого материала, необходимого расхода воздуха, установлении необходимых диаметров участков сети, подборе вентилятора и очистного оборудования.

При определении расхода воздуха следует исходить из весовой концентрации смеси, принимая скорости потока воздуха по данным табл. XXI.1.

Весовой концентрацией смеси μ называют отношение веса примесей в единице объема чистого воздуха к весу этого объема.

При определении потерь давления на участках воздуховодов и величины полного давления, необходимого для

подбора вентилятора, исходят как из весовой концентрации смеси, так и из характера примесей к воздуху, учитываемого опытным коэффициентом K . Значение этого коэффициента различно для каждого вида отходов. Например, для древесных опилок и стружек $K=0,4$, а для песка или молотой глины $K=0,6$.

Т а б л и ц а XXI.1

| Транспортируемы материал | Скорость воздушного потока в м/сек на участках воздуховода |
|--------------------------------------|--|
| Песок и молотая глина | От 11 до 13 |
| Наждачная минеральная пыль | » 14 » 16 |
| Опилки и стружки | » 12 » 14 |
| Крупная влажная стружка | » 18 » 20 |

Примечание. Меньшие скорости относятся к вертикальным участкам, а большие — к горизонтальным.

Таким образом, с учетом K и весовой концентрации давление в воздуховодах системы пневмотранспорта, необходимое для транспортирования смеси, определяют по формуле

$$H_{см} = H (1 + K \mu) \text{ кгс/м}^2, \quad (\text{XXI.9})$$

где H — давление, необходимое для чистого воздуха.

Подробные сведения о пневматическом транспорте приводятся в специальной литературе, например, в книге М. П. Калинушкина, З. Э. Орловского, И. С. Сегаль «Пневматический транспорт». Госстройиздат, 1961.

Глава XXII

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

§ 90. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА

Под кондиционированием воздуха подразумевается способ создания и автоматического поддержания в помещениях таких параметров воздушной среды (температуры, влажности и подвижности воздуха), сочетание которых при любом состоянии наружного воздуха благо-

творно влияет на людей. В помещениях промышленных предприятий кондиционирование воздуха к тому же еще регламентируется и требованиями технологического процесса производства. В музеях, картинных галереях, книгохранилищах и подобных им зданиях кондиционирование воздуха необходимо для увеличения срока хранения культурных ценностей.

Кондиционирование воздуха широко применяется в помещениях с большим количеством одновременно находящихся в них людей (в театрах, залах заседаний, читальных залах и др.).

Процессы кондиционирования состоят в основном в нагревании или охлаждении, увлажнении и осушке воздуха, а также очистке его от пыли. В отдельных случаях для устранения вредных запахов воздух ионизируется.

Известно, что иногда в летнее время наружный воздух имеет довольно высокие температуру и влажность, а потому до поступления его в помещение он должен быть соответственно охлажден и осушен. В зимнее же время, когда наружный воздух имеет низкие температуру и влажность, он должен быть нагрет и увлажнен.

Установка для кондиционирования воздуха, называемая кондиционером, состоит из отдельных конструктивных элементов, в которых воздух подвергается всем необходимым видам обработки. Так, воздух нагревается обычно пластинчатыми или навивными калориферами (см. § 81), которые в качестве теплоносителя используют горячую воду или пар. Для охлаждения воздуха применяются поверхностные и контактные охладители.

Поверхностные воздухоохладители состоят из стальных труб, по которым пропускается либо холодная вода, либо один из двух хладагентов — аммиак или фреон. Воздух, обтекая трубы и соприкасаясь с их поверхностью, отдает им тепло. Температура его при этом снижается, т. е. воздух охлаждается.

В тех случаях, когда поверхность труб будет иметь температуру ниже температуры точки росы воздуха, на ней начнут образовываться капельки конденсационной воды, и воздух будет не только охлаждаться, но и осушаться.

Наибольшее применение при кондиционировании воздуха получили *контактные воздухоохладители*. Контактный воздухоохладитель представляет собой изолированную камеру, в которой при помощи разбрызгивающих

воду форсунок образуется дождевое пространство. Воздух, проходящий через это пространство, охлаждается в результате непосредственного соприкосновения (контакта) с охлажденной водой.

В зависимости от обработки воздуха встречаются приточные кондиционеры, работающие только на наружном воздухе, и кондиционеры, совмещающие работу на наружном воздухе с рециркуляцией. Приточные кондиционеры применяются в тех случаях, когда рециркуляция воздуха не допускается в связи с наличием в помещениях болезнетворных микроорганизмов, ядовитых газов, пыли и пр.

Для очистки от пыли как для наружного, так и рециркуляционного воздуха в кондиционерах чаще всего применяется масляный самоочищающийся фильтр (см. § 82).

§ 91. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Установки для кондиционирования воздуха могут обслуживать одно помещение или группу помещений.

Различают системы центрального и местного кондиционирования воздуха. Установки для систем центрального кондиционирования обычно имеют большую производительность по воздуху (от 10 тыс. $m^3/ч$ и более). В них основной кондиционер, как правило, располагается в изолированном помещении (вне обслуживаемых помещений). Обработанный воздух распределяется по вентилируемым помещениям воздуховодами каналами.

Системы местного кондиционирования имеют небольшую производительность по воздуху (от 0,5 до 5 тыс. $m^3/ч$). В них кондиционер часто располагается в обслуживаемом помещении.

Иногда в больших общественных и производственных зданиях применяется смешанная система кондиционирования воздуха, состоящая из центрального кондиционера и связанной с ним группы кондиционеров, размещенных вблизи обслуживаемых ими помещений. В центральном кондиционере воздух проходит первичную обработку, а в остальных кондиционерах он обрабатывается до параметров, требуемых в том или ином помещении.

Кондиционеры могут быть круглогодичного и периодического действия. Последние носят название сезонных.

Летом в сезонных кондиционерах воздух очищается, охлаждается и осушается, а зимой очищается, нагревается и увлажняется. Кондиционеры круглогодичного действия применяются для выполнения всех перечисленных функций.

§ 92. СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Наибольшее применение получили системы центрального кондиционирования с обработкой воздуха в так называемом форсуночном кондиционере. В форсуночном кондиционере, так же как и в контактном воздухоохладителе, имеется оросительная камера с распыливающими воду форсунками. Воздух, проходя через дождевое пространство оросительной камеры, соприкасается с каплями распыленной воды и увлажняется.

По степени использования рециркуляционного воздуха центральные системы подразделяются на прямоточные, обрабатывающие лишь наружный воздух, и на работающие с рециркуляцией, т. е. с подмешиванием внутреннего воздуха к наружному воздуху до его увлажнения и после увлажнения.

На рис. XXII.1 показана общая схема форсуночного кондиционера с двумя рециркуляциями воздуха.

Наружный воздух через жалюзи 1 воздухозаборного устройства и утепленный клапан 2 поступает на воздушный фильтр 3, где очищается от пыли.

Далее, в зимний период времени воздух нагревается в калориферах первого подогрева 4, которые имеют обводный канал с клапаном 5 для пропуска воздуха мимо калорифера. К подогретому наружному воздуху при открытом дроссель-клапане 6 подмешивается воздух, поступающий из кондиционируемого помещения, т. е. происходит первая рециркуляция 7. Для выравнивания воздушного потока и во избежание выхода водяных капель из оросительной камеры 8 служит сепаратор (каплеотделитель) 9. Для распыления воды в камере используются форсунки 10.

Разбрызгиваемая вода собирается в поддоне 11, расположенном в нижней части оросительной камеры. Поддон соединен сливной трубой 12 с водяным фильтром 13. Из водяного фильтра вода забирается насосом 14 и, пройдя дополнительную очистку на бутылочных филь-

рах 15, поступает опять в форсунки. После оросительной камеры и второго сепаратора 16 к увлажненному воздуху при открытом дроссель-клапане 17 снова подмешивается воздух, поступающий из обслуживаемого помещения, т. е. происходит вторая рециркуляция 18.

Далее воздух вторично нагревается калориферами второго нагрева 19, имеющими обводной клапан 20, а

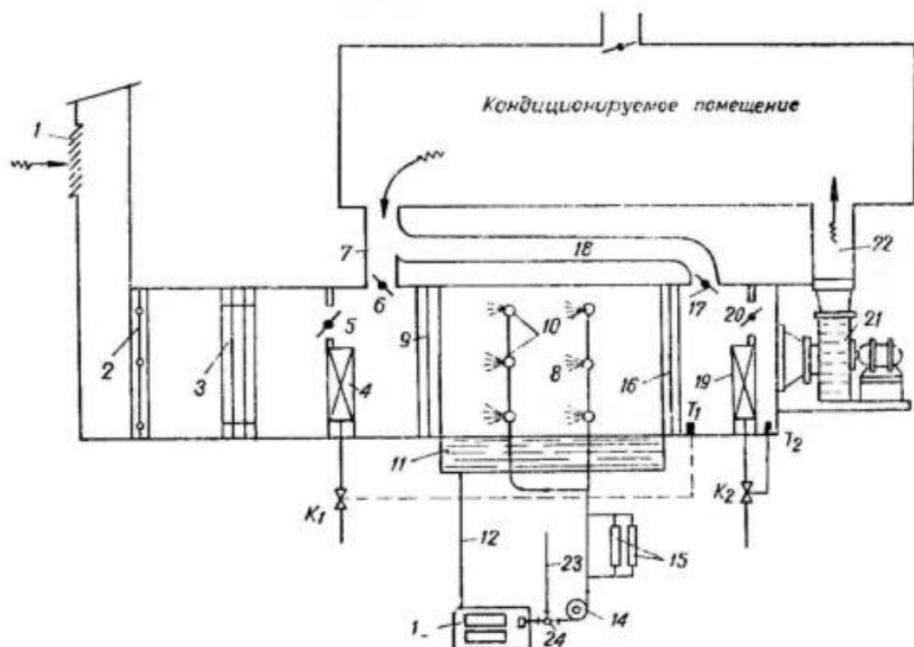


Рис. XXII.1. Центральная камера кондиционирования

затем поступает к вентилятору 21, которым подается через распределительный воздуховод 22 в кондиционируемое помещение.

Летом калориферы первого и второго нагрева, как правило, не работают, но в отдельных случаях калориферы второго нагрева могут быть использованы для подогревания воздуха, сильно охлажденного после прохода через оросительную камеру. В этот период к форсункам оросительной камеры по трубопроводу 23 от холодильной установки подается охлажденная вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Таким образом осуществляется не только охлаждение, но и осушка воздуха.

Температуру поступающей в форсунки воды изменяют путем смешения воды, поступающей от холодильной установки, с водой, поступающей из поддона оросительной камеры после ее очистки на фильтрах. Поступление той или другой воды регулируется трехходовым краном 24.

Для других систем кондиционирования воздуха — прямоточных и с одной рециркуляцией воздуха — рассмотренная схема кондиционирования в принципе сохраняется, но в прямоточной системе будут отсутствовать первая и вторая рециркуляции воздуха, а в системах с одной рециркуляцией сохранится лишь одно первое поступление внутреннего воздуха в кондиционер.

Выбранная схема обработки воздуха в кондиционере должна соответствовать требуемому тепловлажностному режиму воздуха в помещении и расчетным параметрам наружного воздуха.

§ 93. МЕСТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Как указывалось ранее, в местных системах кондиционирования воздуха кондиционер обычно расположен в самом кондиционируемом помещении. По этим соображениям местные кондиционеры изготовляют небольших размеров, комплектными и оформленными так, чтобы их внешний вид не ухудшал общего интерьера помещения, где их устанавливают.

Местные кондиционеры размещают или открыто — под окнами, или встраивают в подоконные простенки. Кондиционеры небольшой производительности (для летнего времени) можно размещать непосредственно в окнах.

Отечественная промышленность изготовляет как неавтономные, так и автономные местные кондиционеры. Общим признаком неавтономных местных кондиционеров служит наличие в здании общего централизованного источника теплохладоснабжения, от которого к поверхностному теплообменнику местного кондиционера по трубам подается горячая или холодная вода.

В отличие от неавтономных автономные кондиционеры имеют свои холодильные машины и не зависят от постороннего источника теплохладоснабжения.

Местные кондиционеры подразделяются на сезонные и круглогодичного действия. В круглогодичных конди-

онерах иногда (в переходный период времени года) холодильное оборудование используется и для нагревания воздуха. В этих случаях холодильные машины отбирают тепло от водопроводной или артезианской воды.

На рис. XXII.2 изображен автономный оконный кондиционер для летнего времени. Он имеет небольшую производительность по воздуху (всего 400 м³/ч) и находит

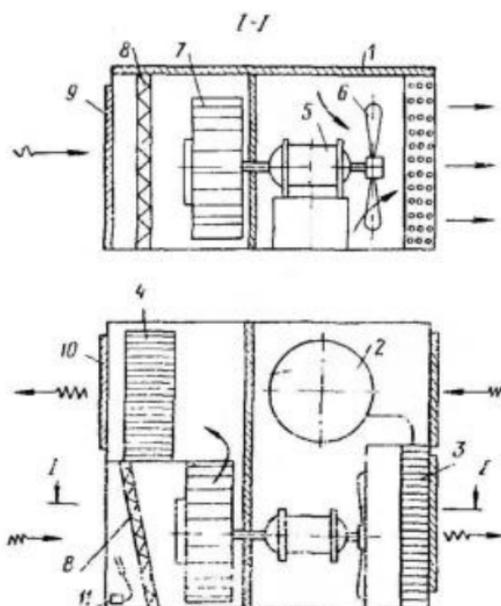


Рис. XXII.2. Местный комнатный кондиционер для летнего времени

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; 2 — фреоновый компрессор; 3 — конденсатор; 4 — теплообменник для испарения фреона; 5 — электродвигатель для осевого и центробежного вентиляторов; 6 — осевой вентилятор; 7 — центробежный вентилятор; 8 — фильтр; 9 — жалюзийная решетка; 10 — приточная регулирующая решетка; 11 — терморегулятор воздуха, действующий на пускатель электродвигателя

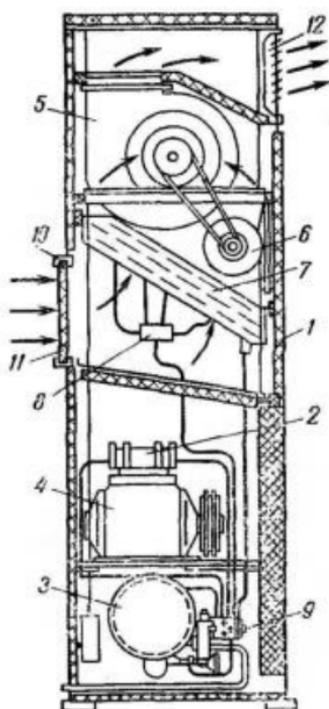


Рис. XXII.3. Местный автономный кондиционер «Харьков»

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; 2 — компрессор; 3 — конденсатор; 4 — электродвигатель компрессора; 5 — центробежный вентилятор; 6 — электродвигатель вентилятора; 7 — спирально-ленточный калорифер; 8 — разводка хладагента; 9 — четырехходовой кран для переключения на режим охлаждения или нагрева воздуха; 10 — воздухозаборная решетка; 11 — ячейка масляного воздушного фильтра; 12 — приточная решетка

применение в жилых и некоторых общественных зданиях.

Этот кондиционер разделен перегородкой на воздухоохлаждающее и машинное отделения. Устанавливают его в нижней части окна или в проеме стены так, чтобы компрессор, работающий на фреоне, конденсатор и центробежный вентилятор (машинная часть) выступали наружу.

На рис. XXII.3 показана схема автономного кондиционера «Харьков», имеющего форму шкафа. Он предназначен для небольших залов, лабораторий, кафе и других помещений площадью 100 м^2 . В летнее время он охлаждает и частично осушает воздух. В переходное время его можно переключать на подогрев воздуха при условии, что температура воды, входящей в кондиционер, будет не ниже 20°C .

Этот кондиционер также разделен поперечной перегородкой на машинное и воздухообрабатывающее отделения. Воздух засасывается центробежным вентилятором через отверстие в стенке кондиционера и, пройдя через воздушный масляный фильтр и испаритель, нагнетается через жалюзийную решетку в помещение.

Температура поступающего в помещение воздуха поддерживается постоянной при помощи автоматической регулировки.

Переключение кондиционера с летнего режима охлаждения воздуха на переходной режим подогрева воздуха осуществляется поворотом ручного четырехходового крана на режим нагревания воздуха.

В этом случае роль испарителя выполняет конденсатор. Тепло, необходимое для испарения хладагента (фреона), воспринимается через стенки трубок конденсатора от протекающей по ним воды. Воздух, проходящий через испаритель-конденсатор, нагревается и поступает в помещение подогретым. Производительность этого кондиционера по воздуху составляет $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$; по холоду и теплу — $6000 \text{ ккал}/\text{ч}$. Мощность электродвигателя вентилятора равна $0,25 \text{ кВт}$, а мощность электродвигателя компрессора $2,8 \text{ кВт}$. Агрегат имеет высоту 1990 , ширину 950 и глубину 600 мм . Расход воды на охлаждение конденсатора холодильной машины равен $1200 \text{ кг}/\text{ч}$. Общий вес кондиционера (без воды) составляет 500 кг .

§ 94. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

При выборе установок для кондиционирования воздуха исходят из условия обеспечения оптимальных параметров внутреннего воздуха в помещениях при расчетных условиях наружного воздуха. Температура, влажность и подвижность наружного воздуха постоянно изменяются, а установка должна постоянно поддерживать в помещении необходимые параметры внутреннего воздуха. Это выполнимо только после тщательного регулирования отдельных конструктивных элементов установки.

Регулирование, как известно, бывает количественным и качественным. Количественное регулирование сводится к изменению объемов приточного воздуха без изменения его параметров. При качественном регулировании неизменным является объем приточного воздуха, а изменяются его параметры. При регулировании систем кондиционирования воздуха применяется чаще смешанное регулирование приточного воздуха.

В технике кондиционирования воздуха большую роль играет автоматическое регулирование систем — пневматическое и электрическое.

В систему автоматического регулирования входят датчики, которые непосредственно воспринимают изменения того или иного параметра, командные приборы, передающие возбужденные им импульсы, исполнительные механизмы и регулирующие органы, которые с помощью клапанов, задвижек и кранов изменяют количества теплоносителя, воды и воздуха, поступающих в отдельные части системы кондиционирования.

Так, в системе кондиционирования воздуха, изображенной на рис. XXII.1, можно автоматически регулировать первый и второй подогрев воздуха, устанавливая в соответственных местах термостат и мембранные клапаны. Если термостат T_1 установить за сепаратором 16 и настроить его на температуру воздуха, выходящего из оросительной камеры, то постоянного поддержания температуры в ней можно достигнуть, посылая импульс от термостата на мембранный клапан K_1 , установленный на трубной подводке от теплоносителя к калориферу первого подогрева.

Термостатом T_2 , установленным за калорифером второго подогрева и также связанным с мембранным кла-

паном K_2 , можно регулировать температуру воздуха второго подогрева.

Можно также автоматически регулировать и температуру воды, подаваемой в форсунки оросительной камеры, связав термостат с трехходовым краном 24.

Глава XXIII

СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 95. ВЗАИМНАЯ СВЯЗЬ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Работа систем воздушного отопления и вентиляции взаимосвязана. Выбор той или иной схемы воздушного отопления во многих случаях зависит от того, как решена схема приточной вентиляции.

В обоих случаях в отапливаемое и вентилируемое помещение подается подогретый воздух. Если температуру подогретого воздуха принять равной температуре воздуха помещения, то система будет работать только как вентиляционная; если же эту температуру принять выше температуры воздуха помещения, то система может работать и как отопительная, и как вентиляционная.

Любая вентиляционная система может быть выполнена с таким подогревом воздуха, теплосодержание которого отвечало бы температуре, необходимой для обогрева помещений. Одновременно и всякая система воздушного отопления может быть выполнена с таким расчетом, чтобы она могла работать и как вентиляционная (с забором наружного и выбросом внутреннего воздуха), и как отопительная (с перемещением одного и того же воздуха помещений, т. е. как рециркуляционная).

Таким образом, система воздушного отопления является по существу системой приточной вентиляции с повышенной температурой вводимого в помещение воздуха. Следовательно, воздушное отопление представляет собой объединенную с отоплением систему вентиляции, теплоносителем в которой служит нагретый воздух.

§ 96. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ВИДЫ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В отличие от рассмотренных ранее систем отопления (водяного, парового и др.) в системах воздушного отопления в качестве теплоносителя применяется нагретый воздух.

Принцип действия системы воздушного отопления состоит в том, что воздух, нагретый до температуры, более высокой, чем температура внутреннего воздуха, поступая в отапливаемое помещение и охлаждаясь, отдает ему тепло, необходимое для возмещения теплотерь помещения.

В системах воздушного отопления воздух нагревается в воздухонагревательных установках воздушно-отопительными агрегатами, рассмотренными в следующем параграфе. Температура подаваемого в помещение воздуха обычно принимается в пределах 50—70°C.

Системы воздушного отопления позволяют поддерживать в отапливаемых помещениях постоянную и равномерную требуемую температуру в течение всего отопительного периода. При повышении наружной температуры теплотери через наружные ограждения уменьшаются и соответственно уменьшается и количество тепла, передаваемого поступающим в помещение воздухом, температура которого понижается. В летнее время, при значительных положительных температурах наружного воздуха, системы воздушного отопления могут использоваться для охлаждения помещений путем пропуска через воздухонагревательную установку одного из видов хладагента.

Системы воздушного отопления подразделяют:

по виду первичного теплоносителя, согревающего воздух, — на *паровоздушные и водовоздушные*;

по способу подачи воздуха — на *централизованные* (с подачей нагретого воздуха в несколько помещений из одного центра), *децентрализованные* (с подачей нагретого воздуха местными воздушно-отопительными агрегатами, находящимися в самом отапливаемом помещении);

по способу перемещения нагретого воздуха — за счет разности объемных весов нагретого воздуха и воздуха помещения (*системы с естественным побуждением*) и под давлением, создаваемым вентилятором (*системы с механическим побуждением*);

по качеству воздуха, подаваемого в помещение, — на *прямоточные* (рис. XXIII.1,а), в которых подогретый наружный воздух, обогрев помещения до требуемой температуры, весь выбрасывается через вытяжные вентиляционные каналы в атмосферу, *рециркуляционные* (рис. XXIII.1,б) с перемещением одного и того же внутреннего воздуха и на системы с *частичной рециркуляцией*

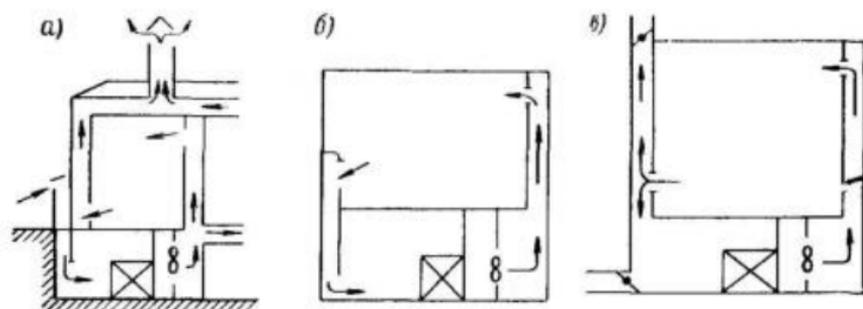


Рис. XXIII.1. Схемы воздушного отопления

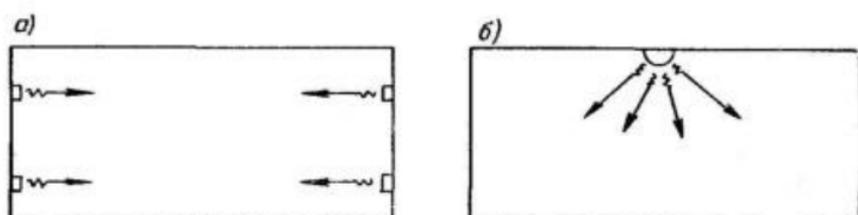


Рис. XXIII.2. Схемы воздушного отопления

а — с параллельным направлением струй воздуха; б — с верхним направлением струй воздуха

(рис. XXIII.1,в), в которых перемещаемый воздух состоит частично из наружного и частично из внутреннего воздуха, забираемого из помещения.

К системам воздушного отопления, нашедшим применение для отопления общественных и производственных помещений больших кубатур, относится также и система с сосредоточенной подачей подогретого воздуха. В этой системе воздух выпускается из отопительно-воздушного агрегата одной или несколькими горизонтальными воздушными струями, параллельными (рис. XXIII.2,а) или веерными (рис. XXIII.2,б). Большие скорости воздушных струй (до 20 м/сек) способствуют интенсивному перемещению приточного воздуха с воздухом помещения и

выравниванию температур в отапливаемом помещении как по его площади, так и по высоте.

В прямоточных системах воздушного отопления и в системах с частичной рециркуляцией воздуха одновременно с отоплением помещений осуществляется и приточная вентиляция.

Воздухонагревательные установки систем воздушного отопления с естественной циркуляцией позволяют лишь нагревать воздух, а системы с механической циркуляцией, кроме того, очищать его и увлажнять.

§ 97. ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ АГРЕГАТЫ

Типы и характеристики отопительно-вентиляционных агрегатов. Отопительный агрегат состоит из калорифера, осевого или центробежного вентилятора, электродвигателя и устройств для забора и выпуска воздуха. Для изменения направления потока воздуха агрегат имеет направляющие лопатки. Такие агрегаты в децентрализо-

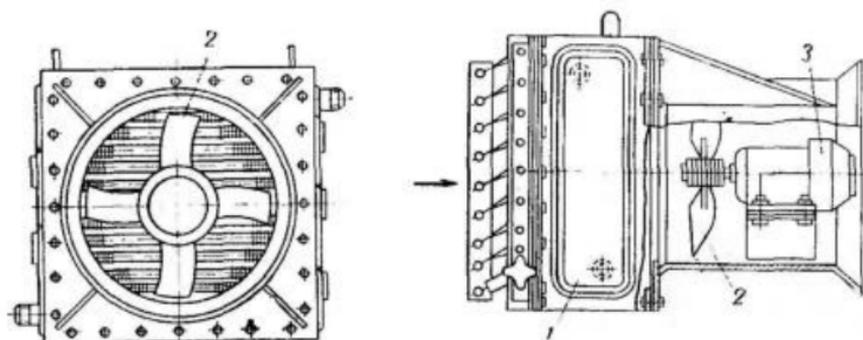


Рис. XXIII.3. Отопительно-вентиляционный агрегат
1 — калорифер; 2 — осевой вентилятор; 3 — электродвигатель

ванных системах отопления устанавливают в самих отапливаемых помещениях. На рис. XXIII.3 для примера показан отопительный агрегат с осевым вентилятором.

В отличие от обычных вентиляционных установок, где калорифер, как правило, принято устанавливать до вентилятора, в отопительных агрегатах калорифер размещают за вентилятором (не на подсосе, а на нагнетании воздуха). Такое расположение калорифера несколько увеличивает его теплоотдачу. Теплопроизводительность агрегатов в зависимости от установленных в них кало-

риферов и вентиляторов может изменяться в широких пределах.

Отопительные агрегаты устанавливают на консольных площадках у наружных стен (часто в оконных проемах), на колоннах или непосредственно на полу отапливаемого помещения, иногда их можно подвешивать к балкам перекрытий.

В настоящее время промышленность изготавливает отопительные агрегаты моделей АПВС и АПВ.

В обозначение этих агрегатов кроме букв, указывающих на ту или иную модель, входят две группы цифр. Первая соответствует производительности агрегата в тыс.

ккал/ч при теплоносителе паре с давлением 2 кгс/см^2 , а вторая — тому же, но при теплоносителе воде с параметрами $t_r = 130^\circ$ и $t_0 = 70^\circ\text{C}$. Так, агрегат АПВС-70-40 имеет при теплоносителе паре с давлением 2 кгс/см^2 теплопроизводительность 70 тыс. ккал/ч, а при теплоносителе воде с параметрами $t_r = 130^\circ\text{C}$ и $t_0 = 70^\circ\text{C}$ теплопроизводительность 40 тыс. ккал/ч. Технические характеристики отопительных агрегатов типов АПВС и АПВ приведены в приложении 24.

Для систем воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха иногда применяются укрупненные отопительные агрегаты типа СТД-300м с центробежным вентилятором (рис. XXIII.4).

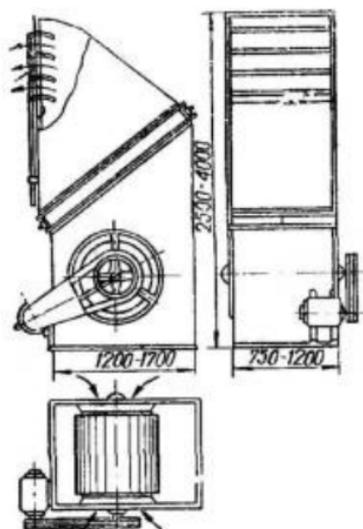


Рис. XXIII.4. Общий вид отопительного агрегата СТД-300м

§ 98. РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

А. Основной способ расчета

Вес воздуха G , вводимого за единицу времени в помещение для его отопления, определяется по известной формуле

$$G = \frac{Q}{0,24 (t_{\text{пр}} - t_{\text{в}})} \text{ кг/ч,}$$

где Q — расход тепла на отопление помещения в ккал/ч ;
 $0,24$ — удельная весовая теплоемкость воздуха в $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$;

$t_{\text{пр}}$ — температура приточного воздуха в $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{в}}$ — расчетная температура воздуха в помещении в $^{\circ}\text{C}$.

Расход подаваемого воздуха L в $\text{м}^3/\text{ч}$ при данной температуре помещения равен $\frac{G}{\gamma_{\text{в}}}$, где $\gamma_{\text{в}}$ — объемный вес воздуха при температуре помещения в кг/м^3 .

При определении расчетного количества воздуха для квартир жилых зданий следует исходить из установленных для них норм воздухообмена (см. § 71) с условием удаления воздуха из квартир через вентиляционные системы санузлов и кухню.

Максимальная температура подаваемого в помещение воздуха должна приниматься равной 70°C — при подаче воздуха на высоте более $3,5$ м от пола и 45°C — при подаче воздуха на высоте менее $3,5$ м от пола и на расстоянии более 2 м от работающего.

В централизованных приточных и с частичной рециркуляцией воздуха системах воздушного отопления количество вводимого воздуха принимается по требованиям, предъявляемым к вентиляции; при этом температуру $t_{\text{пр}}$ приточного (вводимого) воздуха определяют по формуле

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} + \frac{Q}{0,24 G}, \quad (\text{XXIII.1})$$

где $t_{\text{в}}$ — расчетная температура воздуха в помещении в $^{\circ}\text{C}$;

G — вес приточного воздуха, подаваемого в единицу времени, в кг/ч ;

Q — расход тепла на отопление в ккал/ч .

Если температура $t_{\text{пр}}$ окажется выше допустимой, то для ее снижения следует увеличить количество приточного воздуха.

В приточных системах отопления с естественным побуждением количество перемещаемого воздуха изменяется в зависимости от наружной температуры. При понижении наружной температуры естественное давление

возрастает, в результате чего увеличивается количество поступающего в помещение воздуха; при повышении наружной температуры происходит обратное явление.

Расчет воздуховодов систем воздушного отопления ведется по действующему в них давлению.

Так, при расчете приточных и вытяжных каналов прямооточных систем отопления с естественным побуждением действующее в них давление определяют по тем же формулам, которые принимаются и для расчета систем приточно-вытяжной вентиляции (см. § 75).

Для рециркуляционной системы (рис. XXIII. 1,б) действующее давление H_p в $кгс/м^2$ определяют по формуле

$$H_p = \left(h_1 + \frac{h_2}{2} \right) (\gamma_b - \gamma_{пр}), \quad (XXIII.2)$$

где h_1 — вертикальное расстояние между осью приточного канала в камере и серединой приточной решетки в помещении в $м$;

h_2 — то же, между осями вытяжного и приточного каналов в камере в $м$;

γ_b и $\gamma_{пр}$ — объемный вес соответственно воздуха при температуре помещения и приточного воздуха, нагретого в калорифере, в $кг/м^3$.

В системах воздушного отопления с механическим побуждением действующее давление принимается равным давлению, развиваемому вентилятором.

Определение расхода тепла в системах воздушного отопления. Для систем воздушного отопления, работающих на полной циркуляции, расход тепла в $ккал/ч$ на нагревание воздуха

$$Q_1 = G_p (t_{пр} - t_b) 0,24,$$

для прямооточных систем

$$Q_2 = G_n (t_{пр} - t_n) 0,24$$

и для систем, работающих с частичной рециркуляцией,

$$Q = [G_p (t_{пр} - t_b) + G_n (t_{пр} - t_n)] 0,24,$$

где G_p и G_n — количество рециркуляционного и наружного воздуха соответственно в $кг/ч$;

t_n — температура наружного воздуха в $^{\circ}C$ (остальные обозначения приняты прежними).

Методику подбора калориферов, вентиляторов и расчета воздуховодов для систем воздушного отопления см. в § 78 и 82.

Пример XXIII. 1. Определить необходимое количество воздуха и расход тепла для воздушного отопления производственного цеха при следующих условиях: теплотерн ограждениями цеха — 150 тыс. ккал/ч; дополнительные расходы тепла (на нагревание поступающих в цех холодных материалов, врывающегося в ворота холодного воздуха и т. п.) не имеются; вредных выделений нет; температура воздуха в цехе $t_n = 16^\circ\text{C}$; расчетная наружная температура $t_n = -30^\circ\text{C}$.

Решение. Так как в цехе нет вредных выделений, выбираем рециркуляционную систему отопления. Температуру нагретого в калорифере воздуха принимаем равной 45°C .

Количество воздуха, которого следует ввести в цех за 1 ч, определяем по формулам

$$G = \frac{150\,000}{0,24 (45 - 16)} = 21\,600 \text{ кг/ч},$$

или

$$L = \frac{21\,600}{1,22} = 17\,700 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где 1,22 — объемный вес воздуха при температуре 16°C .

Расход тепла на рециркуляционное отопление будет совпадать с теплотерями помещений цеха, равными 150 000 ккал/ч.

Если рециркуляционное отопление в цехе заменить прямоточным, то расход тепла на отопление составит

$$Q = 21600 \cdot 0,24 [45 - (-30)] = 388\,000 \text{ ккал/ч}.$$

При прямоточном отоплении из цеха удалялось бы в атмосферу 21 600 кг/ч воздуха с температурой помещения. Потерн тепла с этим воздухом составят

$$Q = 21\,600 \cdot 0,24 [16 - (-30)] = 238\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Таким образом, из затраченного количества тепла на отопление цеха было бы израсходовано $388\,000 - 238\,000 = 150\,000$ ккал/ч.

Б. Расчет системы воздушного отопления с сосредоточенным выпуском воздуха

При выборе места выпуска воздуха из отопительных агрегатов следует учитывать, что распространение приточных струй не должно встречать препятствий в виде массивных строительных конструкций и оборудования. Горизонтальное расстояние между препятствиями и местом выпуска воздуха должно быть не меньше удвоенной высоты помещения, при этом выпуск воздуха следует предусматривать выше этих препятствий.

Высоту выпуска воздуха h над уровнем пола помещения принимают от 3,5 до 6 м для помещений высотой до 8 м и для помещений большей высоты — от 5 до 7 м.

Для регулирования температуры и подвижности воздуха в рабочей зоне приточные отверстия следует снабжать подвижными лопатками, позволяющими изменять направление выпуска воздуха по горизонтали.

При определении теплопотерь помещения при воздушном отоплении температуру воздуха под перекрытием следует назначать на 3° выше температуры воздуха в рабочей зоне.

Подвижность воздуха в рабочей зоне должна соответствовать гигиеническим требованиям. Так, в помещениях, где работа выполняется в сидячем положении, при температуре воздуха $18-20^\circ\text{C}$ скорость $v_{\text{макс}}$ должна быть не более $0,25 \text{ м/сек}$, в помещениях, где выполняется легкий физический труд, — не более $0,5 \text{ м/сек}$ и в помещениях, где выполняется тяжелый физический труд, — не более $0,75 \text{ м/сек}$.

Ширину зоны, обслуживаемой одной струей, рекомендуется принимать в 3—4 раза большей высоты помещения. Площадь поперечного сечения зоны, обслуживаемой одной струей воздуха, следует определять исходя из высоты помещения.

Высоту зоны, обслуживаемой одной струей воздуха, определяют следующим образом: при направлении струи вдоль фонаря — с учетом фонарного пространства; при направлении струи перпендикулярно оси фонаря — без учета фонарного пространства; при решетчатых фермах независимо от направления струи — с учетом пространства между фермами.

Общее количество струй K зависит от схемы выпуска воздуха и равно:

$$K = \frac{V}{B H L} \quad (\text{XXIII.3})$$

при параллельной схеме выпуска воздуха и

$$K = \frac{V}{0,4 R^2 H} \quad (\text{XXIII.4})$$

при веерной схеме выпуска,

где V — внутренний объем помещения в м^3 ;

B — ширина зоны помещения, обслуживаемой одной струей, в м ;

H — высота помещения в м ;

L и R — дальнобойность струи соответственно для параллельной и веерной схем выпуска воздуха в м .

При параллельной схеме выпуска воздуха на высоте $h > 0,6H$ дальность струи воздуха в m определяется по формуле

$$L = \frac{c}{a} \sqrt{F}, \quad (\text{XXIII.5})$$

а при выпуске воздуха на высоте $h \leq 0,6H$ по формуле

$$L = 0,71 \frac{c}{a} \sqrt{F},$$

где a — коэффициент турбулентной структуры струи, принимаемый по данным табл. XXIII.1;

F — площадь поперечного сечения зоны помещения, обслуживаемой одной струей, в m^2 ;

c — коэффициент при параллельной схеме выпуска воздуха, зависящий от принятой величины подвижности воздуха в рабочей зоне $v_{\text{макс}}$ и от отношения B и H .

Дальность струи в m при веерной схеме выпуска воздуха

$$R = \left(\frac{c_1}{a} \right)^2 H, \quad (\text{XXIII.6})$$

где c_1 — коэффициент при веерной схеме выпуска воздуха, зависящий от значения $v_{\text{макс}}$.

Величина коэффициента турбулентной струи a , как видно из таблицы, в основном определяется принятой конструкцией приточного насадка и условиями подведения к нему воздуха. От принятого значения a зависит дальность струи.

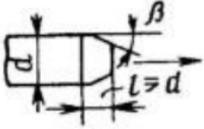
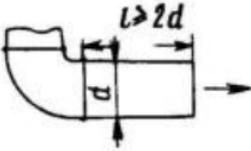
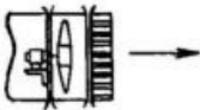
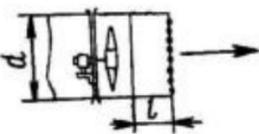
Значения коэффициентов c и c_1 приведены в табл. XXIII.2.

Дальность струй L и R должна быть равна длине обслуживаемой ею зоны помещения.

Если в результате подсчета будет получено большее значение дальности, то следует соответственно уменьшить подвижность воздуха в рабочей зоне помещения $v_{\text{макс}}$ или увеличить значение коэффициента турбулентной структуры струи a . При меньшем значении дальности необходимо, наоборот, уменьшить величину a или увеличить $v_{\text{макс}}$.

Кратность циркуляции воздуха n принимают:

а) для системы отопления с полной рециркуляцией воздуха:

| Приточные насадки | | Значение коэффициента a |
|--|---|---------------------------|
| Тип | Эскиз | |
| Цилиндрическая труба с конфузором длиной не менее d и $\beta = 15^\circ$ |  | 0,7 |
| Цилиндрическая труба |  | 0,8 |
| Патрубок после отвода |  | 0,1 |
| Спрямляющая решетка непосредственно за осевым вентилятором |  | 0,12 |
| Лопатки Прандтля при повороте струи на 90° |  | 0,2 |
| Редкая сетка за осевым вентилятором в коротком патрубке ($l = 0,5 d$) |  | 0,24 |

Примечания: 1. При использовании приточных насадок иной конструкции значение a определяют экспериментальным путем.

2. Коэффициент a связан с углом раскрытия струи

| Значение <i>B</i> | Значения коэффициентов <i>c</i> и <i>c</i> ₁ при <i>v</i> _{макс} в м/сек | | | | | | | | |
|----------------------|--|-----|-----|-----|-----|------|---|------|-----|
| | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,75 | 1 | 1,25 | 1,5 |

Значения коэффициента *c*

| | | | | | | | | | |
|-------------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|
| $B \leq 4H$ | 0,28 | 0,33 | 0,35 | 0,37 | 0,38 | 0,4 | 0,42 | 0,45 | 0,48 |
| $B > 4H$ | 0,199 | 0,234 | 0,248 | 0,262 | 0,27 | 0,284 | 0,298 | 0,305 | 0,312 |

Значения коэффициента *c*₁

| | | | | | | | | | |
|---|-----|------|------|------|-----|------|------|------|------|
| — | 0,2 | 0,25 | 0,27 | 0,23 | 0,3 | 0,32 | 0,33 | 0,35 | 0,36 |
|---|-----|------|------|------|-----|------|------|------|------|

при параллельной схеме

$$n = \frac{300 v_{\text{макс}}^2}{L} \quad (\text{XXIII.7})$$

и при веерной схеме

$$n = \frac{15 v_{\text{макс}}^2}{c_1^2}; \quad (\text{XXIII.8})$$

б) для системы отопления, совмещенной с вентиляцией,— по расчетным объемам вентиляционного воздуха, но не менее величины, принимаемой для отопления с полной рециркуляцией воздуха.

Температура подаваемого в помещение воздуха $t_{\text{пр}}$, которая не должна превышать 70°C, проверяется по формуле

$$t_{\text{пр}} = \frac{q (t_p - t_n)}{0,24 \gamma n} + t_p, \quad (\text{XXIII.9})$$

где t_p — температура воздуха в рабочей зоне в °C;
 t_n — расчетная температура наружного воздуха в °C;

γ — объемный вес воздуха при t_p в °C;

q — удельная тепловая характеристика помещения в ккал/м³·ч·град.

Диаметр приточного насадка d в м определяют по следующим формулам:

для параллельной схемы выпуска воздуха

$$d = \frac{0,88 L_{\text{стр}}}{v_{\text{макс}} \sqrt{F}} \quad (\text{XXIII.10})$$

и для веерной схемы

$$d = 6,25 \frac{\alpha L_{\text{стр}}}{v_{\text{макс}} H}, \quad (\text{XXIII.11})$$

где $L_{\text{стр}}$ — расход воздуха в одной струе в м³/сек.

§ 99. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы воздушного отопления находят применение как в жилых и общественных, так и в производственных помещениях.

Воздушное отопление с естественной циркуляцией, действующее за счет разности объемных весов приточного нагретого воздуха и воздуха помещения, применяют при радиусе действия системы не более 10 м, а с механическим побуждением — при радиусе действия больше 10 м (в зависимости от давления, развиваемого вентилятором).

При устройстве систем воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией в жилых помещениях, подогретый воздух, поступающий в жилые комнаты квартир, смешивается с воздухом комнат. Отдав ему тепло, подогретый воздух охлаждается и через неплотности в дверях поступает в санитарные узлы и кухни квартир, из которых удаляется системой вытяжной вентиляции наружу.

Устройство рециркуляционных систем воздушного отопления допускается лишь в помещениях, в которых воздух не загрязнен вредными выделениями и не требует сооружения искусственной вентиляции. В случае загрязнения воздуха вредными болезнетворными микроорганизмами следует принимать прямооточную систему воздушного отопления, совмещенную с приточной вентиляцией.

Системы воздушного отопления с частичной рециркуляцией воздуха иногда применяются в производственных помещениях, когда количество воздуха, подаваемого для возмещения теплопотерь помещениями, превышает количество воздуха, необходимое для возмещения воздуха, удаляемого с местными отсосами. При больших объемах перемещаемого воздуха, когда в помещениях можно осуществить рециркуляцию воздуха или необходимо совместить отопление с приточной вентиляцией, применяют систему воздушного отопления со сосредоточенной подачей нагретого воздуха.

В экономическом отношении воздушные системы отопления предпочтительней радиаторных систем водяного или парового отопления, так как для их устройства расходуется значительно меньше металла, а общая стоимость их меньше.

К преимуществам систем воздушного отопления следует отнести также быстрое повышение температуры воздуха в отапливаемом помещении и возможность совмещения систем отопления и вентиляции.

К недостаткам воздушного отопления относятся низкая относительная влажность приточного воздуха (если он не увлажняется), шум, возникающий при работе вентиляторов, значительный расход электроэнергии и возможность образования токов воздуха, отрицательно влияющих на людей.

Глава XXIV

ИСПЫТАНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 100. ИСПЫТАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

По окончании всех строительно-монтажных работ по устройству систем вентиляции последние подвергают испытаниям, в которых проверяется качество монтажа и эффективность их действия.

Предварительно перед проведением испытаний проверяют соответствие выполненных работ проекту. Вызвано это тем, что иногда из-за допущенных отступлений от проекта при монтаже вентиляционных установок, а также из-за некоторых погрешностей в самом проекте эксплуатация вентиляционных систем не дает ожидаемого эффекта. В ряде случаев в одни помещения подается воздуха больше, чем требуется, а в другие — меньше.

Помимо несоответствия в распределении воздуха по помещениям могут не полностью соответствовать проектным значениям и общий объем подаваемого системой воздуха и объемы воздуха, удаляемого через вытяжные шахты, дефлекторы и местные отсосы от производственного оборудования.

Температура, влажность, подвижность и степень очистки поступающего в помещения воздуха также могут не соответствовать величинам, предусмотренным проектом.

В испытаниях устанавливают фактические количества приточного и вытяжного воздуха, скорости движения воздуха в вентиляционных отверстиях и в рабочих зонах,

гидравлическое сопротивление сети воздуховодов и проверяют эффективность работы вентиляционных агрегатов, калориферов, а также увлажнительных и очистных установок.

Перед сдачей систем вентиляции в эксплуатацию в соответствии с результатами проверочных испытаний производится тщательное их регулирование.

§ 101. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Основная задача регулирования систем вентиляции заключается в том, чтобы получить проектные расходы воздуха как в отдельных элементах установок (воздуховодах, жалюзийных решетках, воздухозаборных и вытяжных шахтах, местных отсосах и пр.), так и в целом по системе.

Регулирование вентиляционных систем с естественным побуждением лучше производить при наружной температуре воздуха 5°C , так как эта температура является расчетной при составлении проекта.

Расход воздуха в этих системах регулируется с помощью жалюзийных решеток поканально, начиная с вытяжных решеток каналов, идущих с верхнего этажа и находящихся на наиболее близком расстоянии от вытяжной шахты.

Так как сопротивления этих каналов по сравнению с другими минимальны, то и работают они более интенсивно, нарушая режимы работы остальных каналов.

После регулирования вентиляционных каналов верхнего этажа переходят к регулированию каналов последующих этажей.

Расход воздуха по каналам можно изменять также путем ввода (перед входом в сборный канал) местного сопротивления в виде диафрагмы из листовой стали. Общий расход воздуха в системе регулируется дроссель-клапаном, установленным в вытяжной шахте.

Система вентиляции с естественным побуждением считается отрегулированной тогда, когда она обеспечивает проектный воздухообмен при расчетной температуре наружного воздуха $t_n \geq 5^{\circ}\text{C}$.

Регулирование системы вентиляции с механическим побуждением более сложно. Здесь помимо регулирования расходов воздуха приходится еще регулировать работу вентиляторов и сети воздуховодов. Производитель-

ность вентилятора меняют путем уменьшения или увеличения числа оборотов его рабочего колеса, а также изменением гидравлического сопротивления сети (открытием или закрытием шиберов, движков и дроссель-клапанов).

Так, если при испытании было установлено, что производительность вентилятора оказалась меньшей, чем предусмотренная проектом, то довести ее до проектного значения можно увеличением числа оборотов вентилятора по равенству

$$\frac{L_{\text{ф}}}{L_{\text{пр}}} = \frac{n_{\text{ф}}}{n_{\text{изм}}}, \quad (\text{XXIV.1})$$

где $L_{\text{ф}}$ — фактическая производительность вентилятора в $\text{м}^3/\text{ч}$;

$n_{\text{ф}}$ — фактическое число оборотов вентилятора в 1 мин;

$L_{\text{пр}}$ — проектная производительность вентилятора в $\text{м}^3/\text{ч}$;

$n_{\text{изм}}$ — измененное число оборотов вентилятора в 1 мин.

Решая это равенство относительно $n_{\text{изм}}$, найдем то количество оборотов, которое необходимо сообщить валу вентилятора, чтобы его производительность соответствовала проектной.

При этом числе оборотов развиваемое вентилятором давление определится из равенства

$$\frac{p_{\text{ф}}}{p_{\text{изм}}} = \left(\frac{n_{\text{ф}}}{n_{\text{изм}}} \right)^2. \quad (\text{XXIV.2})$$

Решая эту пропорцию относительно $p_{\text{изм}}$, получим величину измененного давления, которое развивает вентилятор в сети воздуховода, в $\text{кгс}/\text{м}^2$:

$$p_{\text{изм}} = p_{\text{ф}} \left(\frac{n_{\text{изм}}}{n_{\text{ф}}} \right)^2, \quad (\text{XXIV.3})$$

где $p_{\text{ф}}$ — фактическое давление, развиваемое вентилятором, в $\text{кгс}/\text{м}^2$.

Новая мощность электродвигателя вентилятора при этом изменится по формуле

$$N_{\text{изм}} = N_{\text{ф}} \left(\frac{n_{\text{изм}}}{n_{\text{ф}}} \right)^3. \quad (\text{XXIV.4})$$

Отрегулировав вентилятор по объему перемещаемого воздуха и развиваемому им давлению, регулируют сеть воздухопроводов. Регулирование сети начинают с ответвлений воздухопроводов, находящихся в наиболее близком расстоянии от вентилятора, т. е. имеющих наименьшее сопротивление по сравнению с другими ответвлениями. Дополнительное сопротивление на этих ответвлениях создается шиберами и дроссель-клапанами, а за их отсутствием — диафрагмами из листовой стали. Путем ввода дополнительных сопротивлений в ответвления можно добиться проектного распределения воздуха по сети приточных или вытяжных воздухопроводов.

Во избежание перегрева электродвигателя при регулировании и последующей эксплуатации сети центробежные вентиляторы включают в работу при закрытой задвижке на общем участке воздухопроводной сети (чаще всего непосредственно у вентилятора).

§ 102. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

К основным контрольно-измерительным приборам, которыми пользуются при испытаниях систем вентиляции, относятся приборы, измеряющие температуру воздуха, давление в сети воздухопроводов, скорость движения и влажность воздуха.

Приборы для измерения температуры. Температуру воздуха измеряют обычными ртутными термометрами, отградуированными до 50, 100 или 110°C.

Во избежание неточностей в показаниях термометра температуру не следует измерять у наружных стен здания и вблизи от нагревательных приборов или других источников тепла.

Для непрерывных и длительных наблюдений за температурой воздуха помещений можно пользоваться самопишущим прибором — термографом. Принцип действия термографа основан на свойстве полый металлической пружины, наполненной спиртом, скручиваться и выпрямляться под действием температур: при повышении температуры пружина выпрямляется, а при понижении скручивается.

Деформация пружины через соответствующие рычажки передается на самопишущее перо, которое вычерчивает на бумажной ленте, навернутой на вращаю-

щийся барабан, непрерывную линию измеряемых температур. Барабан приводится во вращение от часового механизма.

Приборы для измерения давления в сети воздуховодов. Давление в сети воздуховодов вентиляционной системы измеряют пневмометрической трубкой, соединенной с наклонным манометром или микроманометром резиновыми шлангами.

На рис. XXIV. 1 изображена конструкция пневмометрической трубки, получившей наибольшее распространение в вентиляционной технике.

Пневмометрическая трубка состоит из верхнего цилиндрика, в передней части которого предусмотрено отверстие для замера полного давления, а на боковой поверхности расположена щель для замера статического давления.

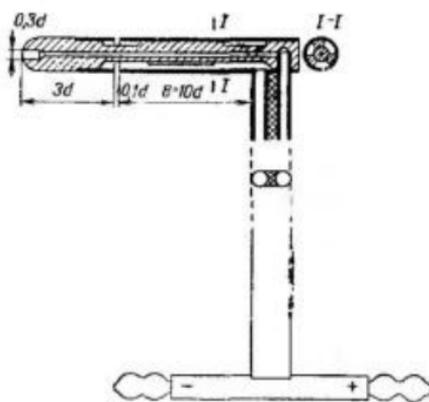


Рис. XXIV.1. Пневмометрическая трубка

Отверстие и боковая щель цилиндрика двумя внутренними трубками, заложенными в держателе пневмометрической трубки, связаны с положительным (+) и отрицательным (-) наконечниками.

При измерениях пневмометрическую трубку вводят в воздуховод так, чтобы отверстие было направлено навстречу потоку воздуха, а наконечники трубки присоединяют к манометру резиновыми шлангами.

На рис. XXIV.2 показан манометр с наклонной капиллярной трубкой. Он состоит из резервуара 1, к которому припаяна наклонная капиллярная трубка 2. Для отсчета положения жидкости в трубке имеется шкала 3. Горизонтальное положение манометра устанавливается с помощью уровня 4.

Резервуар манометра заполняют спиртом, который для ясности показаний отсчета на шкале часто подкрашивают в красный цвет.

Наклон капиллярной трубки, увеличивая длину столба жидкости, увеличивает точность отсчета показаний манометра.

Давление, измеренное этим манометром, подсчитывают в $\text{кгс}/\text{м}^2$ по формуле

$$p = l \sin \alpha \gamma_{\text{сп}}, \quad (\text{XXIV.5})$$

где l — длина столба жидкости в трубке (отсчет, принимаемый по шкале манометра) в мм ;

$\gamma_{\text{сп}}$ — удельный вес спирта в $\text{г}/\text{см}^3$;

α — угол наклона трубки.

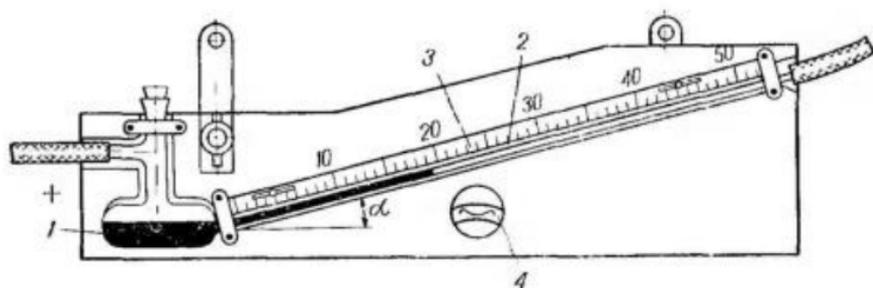


Рис. XXIV.2. Манометр с наклонной капиллярной трубкой

На рис. XXIV.3 показана схема манометра с трубкой, наклоненной под углом α . Из формулы (XXIV.5) следует, что

$$l = \frac{p}{\sin \alpha \gamma_{\text{сп}}}, \quad (\text{XXIV.6})$$

т. е. что с уменьшением угла α длина столба жидкости в капиллярной трубке увеличивается и, следовательно, точность отсчета показаний манометра повышается.

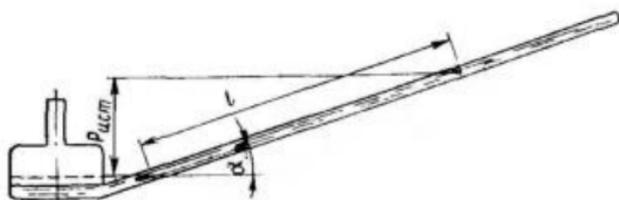
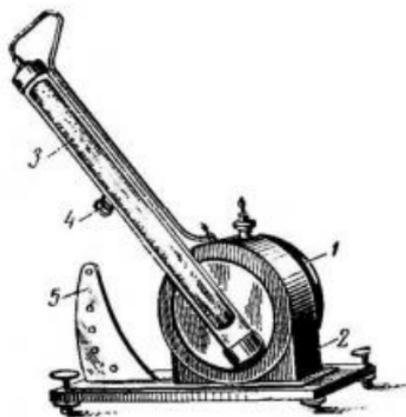


Рис. XXIV.3. Схема манометра с наклонной трубкой

При работе с наклонным манометром обычно начальный уровень жидкости в капиллярной трубке устанавливают на нуле шкалы, передвигая ее вправо или влево, и от нуля берут отсчет показаний. Можно снимать

Рис. XXIV.4. Микроманометр ЦАГИ
 1 — резервуар; 2 — обойма; 3 — капилляр-
 ная трубка; 4 — штифт; 5 — пластина с
 отверстиями



отсчеты и не прибегая к установлению начального уровня жидкости на нуль, а путем вычитания первоначальных отсчетов из последующих отсчетов.

Наибольшее применение при испытании вентиляционных систем получил микроманометр конструкции ЦАГИ (рис. XXIV.4).

В отличие от рассмотренного наклонного манометра в микроманометре ЦАГИ резервуар с жидкостью для предохранения его от повреждений при перемещениях помещен в металлическую оправу и вместе с капиллярной трубкой устроен подвижным. Конструкция микроманометра позволяет давать такие наклоны капиллярной трубки, которые соответствуют синусам угла наклона к горизонту 0,125, 0,25 и 0,5. Для этого штифт переставляют в предусмотренных в станине отверстиях.

Для правильной горизонтальной установки микроманометра на его станине имеются два уровня (продольный и поперечный).

На рис. XXIV.5 изображена схема присоединения пневмометрической трубки к манометру при измерении давлений во всасывающем и нагнетательном воздуховодах.

Для измерения полного давления трубку присоединяют к манометру по схеме I, статического давления — по схеме II и скоростного — по схеме III.

Величину давления в $кгс/м^2$ в любой точке воздуховода определяют по формуле

$$p = (p_1 - p_0) \gamma \sin \alpha, \quad (XXIV.7)$$

где p_1 — отсчет по шкале в момент замера в мм;

p_0 — начальный отсчет (до измерения) в мм;

γ — удельный вес жидкости в $г/см^3$ (для спирта $\gamma_{сп} = 0,8 \div 0,82$);

α — угол наклона капиллярной трубки к горизонту.

По измеренному скоростному давлению $p_{ск}$, равному

$$p_{ск} \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ кгс/м}^2,$$

можно будет определить и скорость воздуха в воздуховоде

$$v = \sqrt{\frac{2g p_{ск}}{\gamma}} \text{ м/сек}, \quad (\text{XXIV.8})$$

где g — ускорение силы тяжести в м/сек^2 ;
 γ — объемный вес воздуха в кг/м^3 .

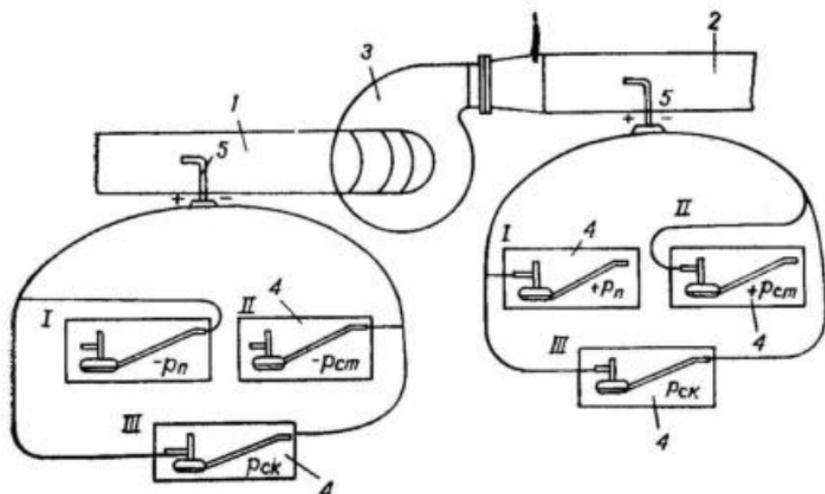


Рис. XXIV.5. Схема присоединения пневмометрической трубки к микроманометру

1 — всасывающий воздуховод; 2 — нагнетательный воздуховод;
 3 — вентилятор; 4 — микроманометр; 5 — пневмометрическая трубка

Таким образом, пневмометрические трубки и микроманометры, кроме измерений давлений, могут использоваться и для измерения скорости движения воздуха в воздуховодах (порядка 2 м/сек и более).

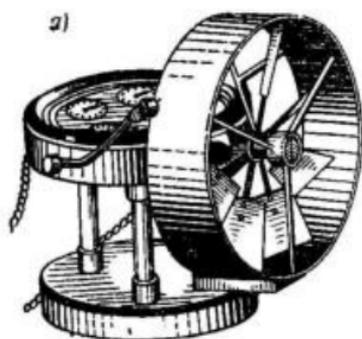
Приборы для определения скорости движения воздуха. Для измерения скоростей движения воздуха применяются анемометры. Анемометры бывают крыльчатые (рис. XXIV. 6,а) и чашечные (рис. XXIV. 6,б).

Крыльчатые анемометры применяются для измерения скоростей движения воздуха от 0,4 до 12 м/сек, а чашечные — от 1 до 30 м/сек.

Крыльчатый анемометр состоит из колеса с алюминиевыми крыльями, расположенными под углом 45° к плоскости, перпендикулярной оси колеса. Колесо связано со счетным механизмом червячно-шестеренчатой передачей.

При измерении скорости движения воздуха крыльчатый анемометр устанавливают в воздуховоде таким образом, чтобы ось его была направлена параллельно потоку воздуха. Поток воздуха, проходящий через колесо, приводит его во вращение. При этом счетный механизм

Рис. XXIV.6. Анемометр
а — крыльчатый; б — чашечный



включается в работу и стрелка его, передвигаясь по циферблату, показывает число оборотов колеса, которое соответствует пройденному потоком воздуха расстоянию. А так как скорость v равна расстоянию, отнесенному к единице времени, то при измерениях скорости необходимо одновременно знать и время, на какое включался анемометр в работу. Замер времени производится секундомером.

При измерениях анемометр вначале вводят в воздушный поток с выключенным счетным механизмом и только после придания колесу установившегося вращения одновременно включают секундомер и счетный механизм анемометра. Во время замеров анемометр перемещают по сечению воздухопроводов для получения средней скорости потока.

Через небольшой промежуток времени (около 1 мин) секундомер и анемометр выключают. По разности начального и конечного показаний числа оборотов в 1 сек, пользуясь тарировочным графиком (рис. XXIV.7), определяют скорость движения воздуха в м/сек.

Каждый анемометр имеет свой тарировочный график (паспорт), выражающий зависимость фактической скорости от скорости, показанной анемометром. В графике по оси абсцисс отложены скорости движения воздуха, измеренные анемометром, а по оси ординат — соответствующие им фактические значения скорости.

Измерение скорости движения воздуха анемометром следует проводить два раза. За фактическое измерение принимается среднее арифметическое двух проведенных замеров.

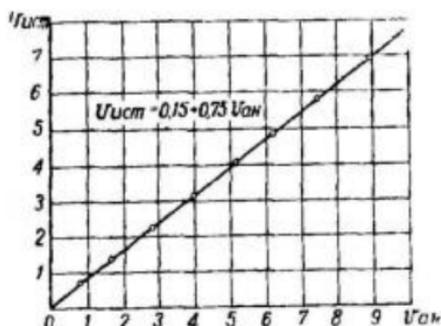


Рис. XXIV.7. Тарировочный график к анемометру

Конструктивно чашечный анемометр отличается от крыльчатого лишь тем, что в нем крылья колеса заменены чашечками (рис. XXIV.8). Колесо этого анемометра имеет крестообразную форму с четырьмя полыми полусариями.

Для измерения скорости движения воздуха чашечный анемометр в отличие от крыльчатого вводят в поток воздуха так, чтобы ось его располагалась перпендикулярно направлению движения потока воздуха. В остальном правила измерения скорости движения воздуха обоими приборами одинаковы.

Определение средних скоростей движения воздуха в сечениях воздухопроводов. Для определения средней скорости движения воздуха в сечении воздухопровода необходимо предварительно определить скорости в различных точках.

Для этого сечение воздухопровода разбивают на равновеликие площадки, и для каждой такой площадки измеряют свою скорость движения воздуха.

Среднюю скорость в сечении воздуховода определяют как сумму скоростей движения воздуха в отдельных площадках, деленную на число площадок n , т. е.

$$v_{\text{ср}} = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + \dots + v_n}{n}, \quad (\text{XXIV.9})$$

где v_1, v_2, \dots, v_n — скорости движения воздуха в отдельных площадках в м/сек .

Определение расходов воздуха, перемещаемого по воздуховодам. Для определения расхода воздуха, проходящего по воздуховоду, или расходов воздуха, нагнетаемого или удаляемого через отверстия или жалюзийные решетки, необходимо знать площади их сечений и средние скорости в последних.

Объем воздуха, проходящего за 1 ч по воздуховоду (прямоугольного или круглого сечения), можно определять по формуле

$$L = F v_{\text{ср}} \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (\text{XXIV.10})$$

где L — объем воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$;

F — площадь сечения воздуховода в м^2 ;

$v_{\text{ср}}$ — средняя скорость воздуха в данном сечении в м/сек , определяемая по формуле (XXIV.9).

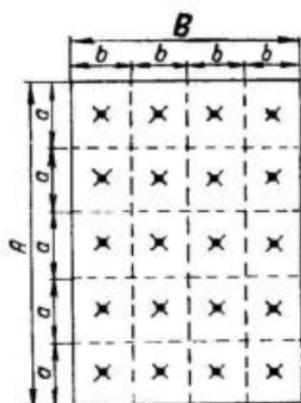


Рис. XXIV.8. Разбивка сечения прямоугольного воздуховода на равновеликие площадочки

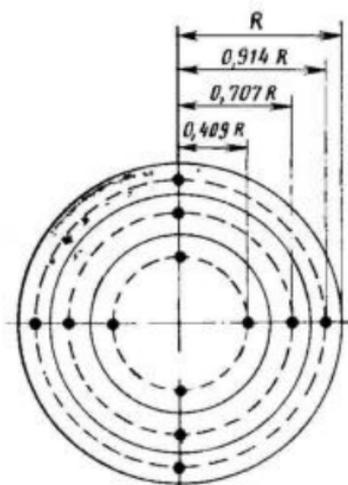


Рис. XXIV.9. Разбивка сечения круглого воздуховода на равновеликие площадочки

При измерении скорости в прямоугольных воздуховодах площадь их сечения $A \times B$ разбивают на ряд (не менее девяти) равновеликих площадей ab (рис. XXIV.8), каждая размером не более $0,05 \text{ м}^2$. Скорость измеряют в центре каждой такой площадки.

Сечения же воздуховодов с круглым сечением разбивают на концентрические площадки (рис. XXIV.9). В каждой такой площадке должно быть четыре точки для измерения скоростей, которые должны лежать на окружности, делящей концентрическую площадку на равновеликие части. Сечения воздуховода диаметром 200 мм разбивают на три концентрические площадки, диаметром до 400 мм — на четыре, диаметром до 700 мм — на пять и диаметром более 700 мм — на шесть.

Радиус окружности, на которой должны лежать точки замера в концентрических площадках (расстояние точки замера от центра воздуховода), определяют по формуле

$$r_n = R \sqrt{\frac{2n-1}{2m}}, \quad (\text{XXIV.11})$$

где R — радиус круглого воздуховода в мм ;

n — порядковый номер отсчета, считая от центра воздуховода;

m — число концентрических площадок, на которое разбит воздуховод.

Объем приточного воздуха в м^3 , выходящего за 1 ч из жалюзийной решетки в помещение, можно определять по формуле

$$L = v \frac{F_{\text{ж}}}{F_{\text{г}}} 3600, \quad (\text{XXIV.12})$$

где $F_{\text{ж}}$ — живое сечение решетки в м^2 ;

$F_{\text{г}}$ — габаритное сечение решетки в м^2 ;

v — скорость, замеренная в сечении решетки, в м/сек .

При определении объема вытяжного воздуха в м^3 , поступающего в жалюзийную решетку, можно пользоваться формулой

$$L = k v F_{\text{г}} \cdot 3600, \quad (\text{XXIV.13})$$

где k — поправочный коэффициент, который ориентировочно можно принимать равным $0,8$;

v — замеренная около решетки скорость в м/сек .

Приборы для измерения влажности воздуха. Для измерения относительной влажности воздуха применяют психрометры—приборы, состоящие из двух термометров (сухого и мокрого). Шарик мокрого термометра обернут марлей, другой конец которой опущен в сосуд с водой, расположенный под мокрым термометром (рис. XXIV.10). По разности показаний сухого и мокрого тер-

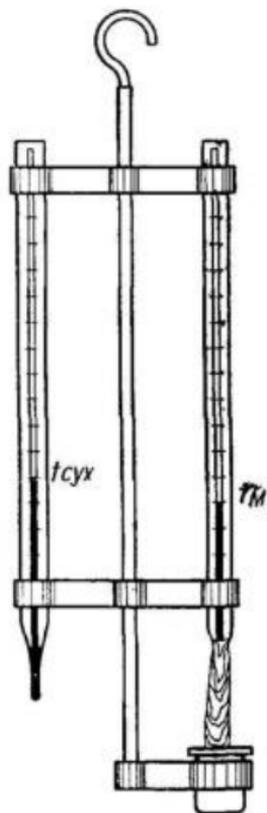


Рис. XXIV.10. Общий вид психрометра

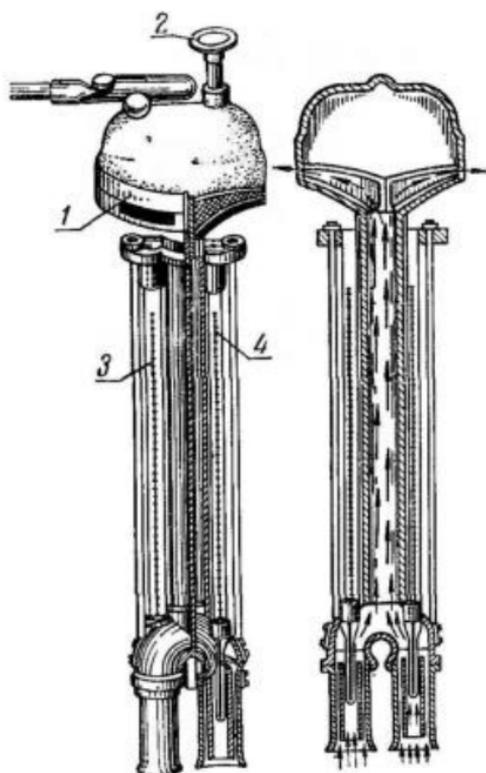


Рис. XXIV.11. Психрометр Асмана
1 — вентилятор; 2 — пружинный завод вентилятора; 3 — сухой термометр; 4 — мокрый термометр

мометров, пользуясь $l-d$ -диаграммой или психрометрической таблицей, определяют относительную влажность воздуха. Такой психрометр следует устанавливать на участках с большой подвижностью воздуха, исключая облучение термометра.

Чаще других при испытаниях вентиляционных систем применяется психрометр Асмана (рис. XXIV.11). Этот

психрометр также состоит из сухого и мокрого термометров, которые расположены не открыто, а размещены в металлических никелированных и полированных снаружи трубках. При этом шарики термометров защищены от действия лучистого тепла никелированными гильзами. В верхней части прибора над трубками помещен вентилятор с пружинным заводом. В этом приборе нет стаканчика с водой, и шарик мокрого термометра окружен матерчатым колпачком, периодически смачиваемым водой.

При работе вентилятора воздух, влажность которого надо измерить, прогоняют через трубки с такой скоростью, которая исключает влияние воздушного потока помещения на показания психрометра. Относительная влажность по психрометру Асмана определяется тем же методом, как и по рассмотренному выше психрометру, и подсчитывается также по психрометрическим таблицам или по $i - d$ -диаграмме.

Для измерения влажности применяют и самопишущие приборы — гигрографы. Они работают по тому же принципу, что и термографы.

Термические сопротивления и коэффициенты теплопередачи некоторых строительных ограждений

Таблица 1

Значение R_0 и $1/R_0$ для наружных стен с внутренней штукатуркой

| Конструкция стены | Толщина | | Объемный вес в кг/м ³ | Массивность | R_0 , м ² ·ч·град/ккал | $1/R_0$, ккал/м ² ·ч·град |
|---|--------------------------|------|-------------------------------------|-------------|--|--|
| | в кирпичах или камнях | в мм | | | | |
| Сплошная кладка из обыкновенного кирпича на тяжелом растворе | 1,5 | 395 | 1800 | С | 0,76 | 1,32 |
| | 2 | 525 | 1800 | С | 0,94 | 1,06 |
| | 2,5 | 655 | 1800 | М | 1,13 | 0,89 |
| | 3 | 785 | 1800 | М | 1,32 | 0,76 |
| То же, на легком растворе | 1,5 | 395 | 1700 | С | 0,79 | 1,26 |
| | 2 | 525 | 1700 | С | 0,99 | 1,01 |
| | 2,5 | 655 | 1700 | М | 1,19 | 0,84 |
| | 3 | 785 | 1700 | М | 1,39 | 0,72 |
| Сплошная кладка из силикатного кирпича на тяжелом растворе | 1,5 | 395 | 1900 | С | 0,71 | 1,41 |
| | 2 | 525 | 1900 | С | 0,88 | 1,14 |
| | 2,5 | 655 | 1900 | М | 1,08 | 0,93 |
| | 3 | 785 | 1900 | М | 1,23 | 0,81 |
| Сплошная кладка из дырчатого кирпича (ГОСТ 6316—55) на тяжелом растворе | 1,5 | 395 | 1360 | С | 0,89 | 1,12 |
| | 2 | 525 | 1360 | С | 1,12 | 0,89 |
| | 2,5 | 655 | 1360 | С | 1,4 | 0,71 |
| Сплошная кладка из легкобетонных камней с перевязкой тычковыми рядами | 1 | 405 | 1800 | С | 0,78 | 1,28 |
| | 1,5 | 605 | 1800 | М | 1,1 | 0,91 |
| Сплошная кладка из легкобетонных камней со щелевидными пустотами | 0,5 | 205 | 1800 | Л | 0,61 | 1,64 |
| | 1 | 405 | 1800 | С | 1,01 | 0,99 |
| | 1,25 | 505 | 1800 | М | 1,22 | 0,82 |
| Стены из крупных шлакобетонных блоков с наружным фактурным слоем ($\delta=20 \div \div 30$ мм) | | 300 | 1000 | Л | 1,07 | 0,93 |
| | | 500 | 1000 | С | 1,65 | 0,61 |
| | | 300 | 1400 | Л | 0,76 | 1,31 |
| | | 500 | 1400 | Л | 1,12 | 0,89 |

| Конструкция стены | Толщина | | Объемный вес в кг/м ³ | Массивность | R_0 , м ² ·ч·град/ккал | $1/R_0$, ккал/м ² ·ч·град |
|--|--------------------------|------|-------------------------------------|-------------|--|--|
| | в кирпичях или камнях | в мм | | | | |
| Сплошная кладка из бута на тяжелом растворе | | 600 | 2400 | М | 0,51 | 1,96 |
| | | 800 | 2400 | М | 0,61 | 1,64 |
| | | 1000 | 2400 | М | 0,71 | 1,41 |
| Стена деревянная рубленая | | 200 | — | С | 1,33 | 0,75 |
| | | 220 | — | С | 1,45 | 0,68 |
| То же, брусчатая | | 150 | — | Л | 1,18 | 0,85 |
| | | 200 | — | С | 1,32 | 0,66 |

* М — массивные; С — средней массивности; Л — легкие.

Таблица 2
Значения R_0 и $1/R_0$ для перекрытий

| Перекрытие | Конструктивные слои | Толщина утеплителя в мм | Массивность | R_0 , м ² ·ч· град/ккал | $1/R_0$, ккал/м ² ·ч· град | |
|--|---------------------------------|-------------------------------|-------------|---|--|------|
| | | | | | | |
| <i>Чердачные перекрытия</i> | | | | | | |
| Железобетонные из сборных ребристых плит с утеплителем шлаком | Утеплитель | 150 | Л | 0,89 | 1,12 | |
| | Плита 35 мм | 200 | Л | 1,09 | 0,92 | |
| | Затирка | 250 | Л | 1,29 | 0,77 | |
| <i>Бесчердачные покрытия</i> | | | | | | |
| Железобетонный двухпустотный сбор- ный настил с ру- лонной кровлей и утеплителем пено- бетоном или пено- силикатом | Водоизоляционный ковер | {40 60 | Л Л | 0,73 0,86 | 1,37 1,17 | |
| | Выравнивающий слой | 80 | Л | 0,99 | 1,01 | |
| | Утеплитель | 100 | Л | 1,13 | 0,89 | |
| | Пароизоляция | 120 | Л | 1,26 | 0,79 | |
| | Железобетонный настил 140 мм | { | 140 | Л | 1,39 | 0,72 |
| | | | 160 | Л | 1,53 | 0,65 |
| Деревянный настил с рулонной кровлей и утеплителем пе- нобетоном | Водоизоляционный ковер | {40 60 | Л Л | 0,67 0,8 | 1,49 1,25 | |
| | Выравнивающий слой | 80 | Л | 0,93 | 1,07 | |
| | Утеплитель | 100 | Л | 1,07 | 0,93 | |
| | Пароизоляция | 120 | Л | 1,2 | 0,83 | |
| | Подшивка вчет- верть 30 мм | { | 140 | Л | 1,34 | 0,75 |

Значение R_0 и $1/R_0$ для окон, фонарей и дверей

| Конструкция заполнения проема | Расстояние между стеклами в мм | $R_0, \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$ | $1/R_0, \text{ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ |
|--|--------------------------------|--|--|
| Одинарный переплет — одинарное остекление | — | 0,2 | 5 |
| То же, двойное остекление | 25—35 | 0,4 | 2,5 |
| Одинарный переплет со стеклопакетом (двойное остекление) | 10 | 0,35 | 2,86 |
| То же | 20 | 0,38 | 2,63 |
| Двойные переплеты раздельные (двойное остекление) | 75—150 | 0,44 | 2,3 |
| То же, спаренные (двойное остекление) | 30—60 | 0,4 | 2,5 |
| Двойные переплеты раздельные (одинарное плюс двойное остекление) | 75—150 и 25—35 | 0,6 | 1,67 |
| Тройные переплеты раздельные (тройное остекление) | 75—150 | 0,65 | 1,54 |
| Тройные переплеты строенные (тройное остекление) | 30—60 | 0,6 | 1,67 |
| Тройные переплеты (одинарный + спаренные; тройное остекление) | 75—150 и 30—60 | 0,6 | 1,67 |
| Сплошные деревянные наружные двери и ворота: одинарные | — | 0,25 | 4 |
| двойные | — | 0,5 | 2 |

Примечание. Величины R_0 и $1/R_0$ заполнений световых проемов приведены для окон, балконных дверей и фонарей с деревянными переплетами и коробками. При применении металлических и железобетонных переплетов и коробов приведенные здесь величины R_0 следует уменьшить на 10%, а величины $1/R_0$ увеличить на 10%.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ЗНАЧЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ УПРУГОСТИ ВОДЯНОГО ПАРА
 p_n мм рт. ст. ПРИ АТМОСФЕРНОМ ДАВЛЕНИИ 755 мм рт. ст.

| $t^\circ\text{C}$ | Значения p_n для | | | | | | | | | |
|-------------------|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
| 0 | 4,57 | 4,61 | 4,65 | 4,68 | 4,72 | 4,75 | 4,79 | 4,82 | 4,86 | 4,89 |
| 1 | 4,93 | 4,96 | 5,00 | 5,03 | 5,07 | 5,11 | 5,14 | 5,18 | 5,22 | 5,26 |
| 2 | 5,29 | 5,33 | 5,37 | 5,41 | 5,45 | 5,49 | 5,53 | 5,57 | 5,61 | 5,65 |

Значения R_{Π} для

| $t^{\circ}\text{C}$ | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
|---------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 3 | 5,69 | 5,73 | 5,77 | 5,81 | 5,85 | 5,89 | 5,93 | 5,97 | 6,02 | 6,06 |
| 4 | 6,1 | 6,14 | 6,19 | 6,23 | 6,27 | 6,32 | 6,36 | 6,41 | 6,45 | 6,5 |
| 5 | 6,54 | 6,59 | 6,64 | 6,68 | 6,73 | 6,78 | 6,82 | 6,87 | 6,92 | 6,97 |
| 6 | 7,01 | 7,06 | 7,11 | 7,16 | 7,21 | 7,26 | 7,31 | 7,36 | 7,41 | 7,46 |
| 7 | 7,51 | 7,57 | 7,62 | 7,67 | 7,72 | 7,78 | 7,83 | 7,88 | 7,94 | 7,99 |
| 8 | 8,05 | 8,1 | 8,16 | 8,21 | 8,27 | 8,32 | 8,38 | 8,44 | 8,49 | 8,55 |
| 9 | 8,61 | 8,67 | 8,73 | 8,79 | 8,85 | 8,91 | 8,97 | 9,03 | 9,09 | 9,15 |
| 10 | 9,21 | 9,27 | 9,33 | 9,4 | 9,46 | 9,52 | 9,59 | 9,65 | 9,71 | 9,78 |
| 11 | 9,84 | 9,91 | 9,98 | 10,04 | 10,11 | 10,18 | 10,24 | 10,31 | 10,38 | 10,45 |
| 12 | 10,52 | 10,59 | 10,66 | 10,73 | 10,8 | 10,87 | 10,94 | 10,01 | 11,09 | 11,16 |
| 13 | 11,23 | 11,31 | 11,38 | 11,45 | 11,53 | 11,6 | 11,68 | 11,76 | 11,83 | 11,91 |
| 14 | 11,99 | 12,07 | 12,14 | 12,22 | 12,3 | 12,38 | 12,46 | 12,54 | 12,62 | 12,71 |
| 15 | 12,79 | 12,89 | 12,95 | 13,04 | 13,12 | 13,21 | 13,29 | 13,38 | 13,46 | 13,55 |
| 16 | 13,63 | 13,72 | 13,81 | 13,9 | 13,99 | 14,08 | 14,17 | 14,26 | 14,35 | 14,44 |
| 17 | 14,53 | 14,62 | 14,72 | 14,81 | 14,9 | 15 | 15,09 | 15,19 | 15,28 | 15,38 |
| 18 | 15,48 | 15,58 | 15,67 | 15,77 | 15,87 | 15,97 | 16,07 | 16,17 | 16,27 | 16,37 |
| 19 | 16,48 | 16,58 | 16,69 | 16,79 | 16,89 | 17 | 17,11 | 17,21 | 17,32 | 17,43 |
| 20 | 17,54 | 17,65 | 17,75 | 17,86 | 17,97 | 18,09 | 18,2 | 18,31 | 18,42 | 18,54 |
| 21 | 18,65 | 18,77 | 18,88 | 19 | 19,11 | 19,23 | 19,35 | 19,47 | 19,59 | 19,71 |
| 22 | 19,83 | 19,95 | 20,07 | 20,19 | 20,32 | 20,44 | 20,57 | 20,69 | 20,82 | 20,94 |
| 23 | 21,07 | 21,2 | 21,32 | 21,45 | 21,58 | 21,71 | 21,85 | 21,98 | 22,11 | 22,24 |
| 24 | 22,38 | 22,51 | 22,65 | 22,79 | 22,92 | 23,06 | 23,2 | 23,34 | 23,48 | 23,62 |
| 25 | 23,76 | 23,9 | 24,04 | 24,18 | 24,33 | 24,47 | 24,62 | 24,76 | 24,91 | 25,06 |

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

РАСЧЕТНЫЕ КЛИМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ОТОПИТЕЛЬНОГО ПЕРИОДА

| Город | Средняя температура в $^{\circ}\text{C}$ | | Продолжи- тельность отопитель- ного периода в сутках | Средняя температу- ра отопи- тельного периода в $^{\circ}\text{C}$ | Средняя скорость ветра за три наибо- лее холод- ных месяца в м/сек |
|-------------|---|-------------------------------|---|---|--|
| | наиболее холодной пятиднев- ки | наиболее холодных суток | | | |
| Алма-Ата | -24 | -25 | 179 | -3 | 1,4 |
| Архангельск | -32 | -34 | 254 | -4,7 | 4,5 |
| Ашхабад | -11 | -14 | 111 | 4,9 | 1,9 |
| Баку | -3 | -5 | 110 | 4,8 | 5,9 |
| Вильнюс | -21 | -26 | 201 | -0,7 | — |
| Владивосток | -24 | -26 | 205 | -4,7 | 7,9 |
| Волгоград | -25 | -30 | 178 | -3,6 | 6,3 |
| Ереван | -18 | -21 | 151 | -0,2 | 1 |
| Иркутск | -35 | -38 | 243 | -8,8 | 2,1 |
| Караганда | -32 | -32 | 217 | -7,2 | 4,7 |
| Киев | -21 | -26 | 191 | -1,2 | 4,3 |
| Ленинград | -24 | -28 | 223 | -2 | 4,7 |

| Город | Средняя температура в °С | | Продолжительность отопительного периода в сутках | Средняя температура отопительного периода в °С | Средняя скорость ветра за три наиболее холодных месяца в м/сек |
|----------------|------------------------------|-------------------------|--|--|--|
| | наиболее холодной пятидневки | наиболее холодных суток | | | |
| Минск | -22 | -27 | 206 | -1,4 | 3,5 |
| Москва | -26 | -31 | 212 | -3,7 | 4,9 |
| Новосибирск | -39 | -41 | 228 | -8,9 | 3,9 |
| Одесса | -15 | -23 | 160 | 1,1 | 6,9 |
| Рига | -19 | -24 | 212 | -0,4 | 4,6 |
| Таллин | -18 | -23 | 224 | -0,6 | 6,4 |
| Ростов-на-Дону | -22 | -27 | 175 | -1,4 | 6,1 |
| Ташкент | -13 | -16 | 131 | 2 | 1,4 |
| Тбилиси | -17 | -20 | 150 | -2,3 | 2,9 |
| Фрунзе | -21 | -21 | 159 | -0,5 | 2,9 |
| Хабаровск | -33 | -35 | 220 | -9,3 | 3,6 |
| Харьков | -23 | -28 | 190 | -2,5 | 3 |
| Челябинск | -32 | -37 | 222 | -6,5 | 4,2 |
| Чита | -38 | -40 | 243 | -11 | 1,3 |

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

**УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА q ДЛЯ
ОРИЕНТИРОВОЧНЫХ РАСЧЕТОВ ОТОПЛЕНИЯ
И ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ**

| Назначение здания | Внутренняя температура в °С | Строительный объем здания в тыс. м³ | Удельная тепловая характеристика q^* в ккал/м³·ч·град | |
|-------------------------------------|-----------------------------|-------------------------------------|---|----------------|
| | | | для отопления | для вентиляции |
| Жилые здания, гостиницы и общежития | 18 | До 3 | 0,42 | — |
| | | 5 | 0,38 | — |
| | | 10 | 0,33 | — |
| | | 15 | 0,31 | — |
| | | 20 | 0,29 | — |
| | | 25 | 0,28 | — |
| | | 30 | 0,27 | — |
| Более 30 | 0,26 | — | | |
| Административные здания | 16 | До 5 | 0,43 | 0,09** |
| | | 10 | 0,38 | 0,08** |
| | | 15 | 0,35 | 0,07** |
| | | Более 15 | 0,32 | 0,18** |

| Назначение здания | Внутренняя температура в °С | Строительный объем здания в тыс. м³ | Удельная тепловая характеристика q^* в ккал/м³·ч·град | |
|--------------------------------------|-----------------------------|-------------------------------------|---|----------------|
| | | | для отопления | для вентиляции |
| Клубы | 16 | До 5 | 0,37 | 0,25 |
| | | 10 | 0,33 | 0,23 |
| | | Более 10 | 0,3 | 0,2 |
| Кинотеатры | 16 | До 5 | 0,36 | 0,43 |
| | | 10 | 0,32 | 0,39 |
| | | Более 10 | 0,3 | 0,38 |
| Театры | 16 | До 10 | 0,29 | 0,41 |
| | | 15 | 0,27 | 0,4 |
| | | 20 | 0,22 | 0,38 |
| | | 30 | 0,2 | 0,36 |
| | | Более 30 | 0,18 | 0,34 |
| Универмаги | 15 | 5 | 0,38 | — |
| | | 10 | 0,33 | 0,08 |
| | | Более 10 | 0,31 | 0,28 |
| Детские сады и ясли | | До 5 | 0,38 | 0,11 |
| | | Более 5 | 0,34 | 0,1 |
| Школы | 16 | 5 | 0,39 | 0,09 |
| | | 10 | 0,35 | 0,08 |
| | | Более 10 | 0,33 | 0,07 |
| Высшие учебные заведения и техникумы | 16 | До 10 | 0,35 | — |
| | | 15 | 0,33 | 0,1 |
| | | 20 | 0,3 | 0,08 |
| | | Более 20 | 0,29 | 0,08 |
| Поликлиники, амбулатории | 20 | 5 | 0,4 | — |
| | | 10 | 0,36 | 0,26 |
| | | 15 | 0,32 | 0,23 |
| | | Более 15 | 0,3 | 0,22 |
| Больницы | | 5 | 0,4 | 0,29 |
| | | 10 | 0,36 | 0,28 |
| | | 15 | 0,32 | 0,26 |
| | | Более 15 | 0,3 | 0,25 |

* Значения q относятся к средней полосе европейской части СССР и северной части Средней Азии. Для жилых зданий, гостиниц и общежитий тепловая характеристика q учитывает суммарный расход тепла на отопление и вентиляцию.

** Только для зданий, где имеется приточная вентиляция.

УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА q
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

| Здания | Объем здания в тыс. м ³ | q , ккал/м ³ ·ч·град | | |
|--|---------------------------------------|-----------------------------------|---------------------|---------|
| | | для отопления | для вентиля- ции | |
| Промышленные здания машиностроительных заводов: | чугунолитейных | 10—50 | 0,3—0,25 | 1,1—1 |
| | | 50—100 | 0,25—0,22 | 1—0,9 |
| | | 100—150 | 0,22—0,18 | 0,9—0,8 |
| | меднолитейных | 5—10 | 0,4—0,35 | 2,5—2 |
| | | 10—20 | 0,35—0,25 | 2—1,5 |
| | | 20—30 | 0,25—0,2 | 1,5—1,2 |
| | термических | До 10 | 0,4—0,3 | 1,3—1,2 |
| | | 10—30 | 0,3—0,25 | 1,2—1 |
| | | 30—65 | 0,25—0,2 | 1—0,6 |
| | кузнечных | До 10 | 0,4—0,3 | 0,7—0,6 |
| | | 10—50 | 0,3—0,25 | 0,6—0,5 |
| | | 50—100 | 0,25—0,15 | 0,5—0,3 |
| Механосборочные, механические и слесарные отделения инструментальных цехов | 5—10 | 0,55—0,45 | 0,4—0,25 | |
| | 10—50 | 0,45—0,4 | 0,25—0,15 | |
| | 50—100 | 0,4—0,38 | 0,16—0,12 | |
| | 100—200 | 0,38—0,35 | 0,12—0,8 | |
| Деревообделочные предприятия | До 5 | 0,6—0,55 | 0,6—0,5 | |
| | 5—10 | 0,55—0,45 | 0,5—0,45 | |
| | 10—50 | 0,45—0,4 | 0,45—0,4 | |
| Цех металлических конструкций | 50—100 | 0,38—0,35 | 0,53—0,45 | |
| | 100—150 | 0,35—0,3 | 0,45—0,35 | |
| Цех покрытий металлами | До 2 | 0,65—0,6 | 5—4 | |
| | 2—5 | 0,6—0,55 | 4—3 | |
| | 5—10 | ,55—0,45 | 3—2 | |
| Ремонтные мастерские | 5—10 | 0,6—0,5 | 0,2—0,15 | |
| | 10—20 | 0,5—0,45 | 0,15—0,1 | |
| Паровозные депо | До 5 | 0,7—0,65 | 0,4—0,3 | |
| | 5—10 | 0,65—0,6 | 0,3—0,25 | |
| Склады химикатов, красок и т. п. | До 1 | 0,85—0,75 | — | |
| | 1—2 | 0,75—0,65 | — | |
| | 2—5 | 0,65—0,58 | 0,6—0,45 | |

| Здания | Объем здания в тыс. м ³ | q, ккал/м ³ ·ч·град | |
|---|---------------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| | | для отопления | для вентиля- ции |
| Склады моделей и главные магазины | 1—2 | 0,8—0,7 | — |
| | 2—5 | 0,7—0,6 | — |
| | 5—10 | 0,6—0,45 | — |
| Бытовые и административ- но-вспомогательные поме- щения | 0,5—1 | 0,6—0,45 | — |
| | 1—2 | 0,45—0,4 | — |
| | 2—5 | 0,4—0,33 | 0,14—0,12 |
| | 5—10 | 0,33—0,3 | 0,12—0,11 |
| | 10—20 | 0,3—0,25 | 0,11—0,1 |
| Проходные | До 0,5 | 1,3—1,2 | — |
| | 0,5—2 | 1,2—0,7 | — |
| | 2—5 | 0,7—0,55 | 0,15—0,1 |
| Казармы и помещения ВОХР | 5—10 | 0,38—0,33 | — |
| | 10—15 | 0,33—0,31 | — |

Примечание. Для горячих цехов учтены производственные тепловы-
деления.

**ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА β_2 , УЧИТЫВАЮЩЕГО
ОСТЫВАНИЕ ВОДЫ В ТРУБОПРОВОДАХ ПРИ ИХ СКРЫТОЙ
ПРОКЛАДКЕ**

| Число этажей в здании | β_2 для рассчитываемого этажа | | | | | |
|-----------------------------|-------------------------------------|----|-----|----|---|----|
| | I | II | III | IV | V | VI |

Однотрубные системы с верхней разводкой

Стояки с односторонним присоединением приборов

| | | | | | | |
|---|------|------|------|---|---|---|
| 2 | 1,04 | — | — | — | — | — |
| 3 | 1,05 | — | — | — | — | — |
| 4 | 1,05 | 1,04 | — | — | — | — |
| 5 | 1,05 | 1,04 | — | — | — | — |
| 6 | 1,06 | 1,05 | 1,04 | — | — | — |

Стояки с двусторонним присоединением приборов

| | | | | | | |
|-----|------|---|---|---|---|---|
| 2—4 | — | — | — | — | — | — |
| 5 | 1,04 | — | — | — | — | — |
| 6 | 1,04 | — | — | — | — | — |

Двухтрубные системы с нижней разводкой

| | | | | | | |
|---|---|------|------|------|------|------|
| 2 | — | 1,03 | — | — | — | — |
| 3 | — | — | 1,03 | — | — | — |
| 4 | — | — | 1,03 | 1,05 | — | — |
| 5 | — | — | 1,03 | 1,03 | 1,05 | — |
| 6 | — | — | — | 1,03 | 1,03 | 1,05 |

Двухтрубные системы с верхней разводкой

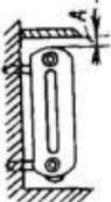
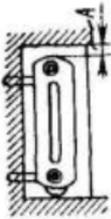
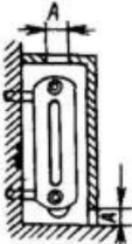
| | | | | | | |
|---|------|------|------|---|---|---|
| 2 | 1,05 | — | — | — | — | — |
| 3 | 1,05 | 1,05 | — | — | — | — |
| 4 | 1,05 | 1,05 | 1,03 | — | — | — |
| 5 | 1,04 | 1,04 | 1,03 | — | — | — |

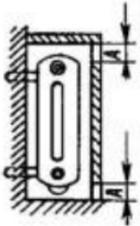
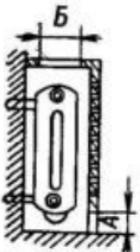
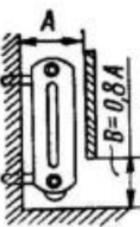
Примечания: 1. При открытой прокладке трубопроводов водяного отопления и при паровом отоплении коэффициент β_2 принимается равным 1.

2. Прокладка стояков и подводок в бороздах предусматривается без изоляции.

3. При естественной циркуляции воды надбавки должны приниматься с коэффициентом 1,4.

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА НАДБАВКИ β_3 НА РАСЧЕТНУЮ ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СПОСОБА ИХ УСТАНОВКИ

| Эскиз установки | Способ установки прибора | А, мм | β_3 |
|---|---|-------------------|----------------------|
|  | Прибор установлен у стены без ниши и перекрыт доской | 40 80 100 | 1,05 1,03 1,02 |
|  | Прибор установлен в стенной нише | 40 80 100 | 1,11 1,07 1,06 |
|  | Прибор установлен у стены без ниши и закрыт деревянным шкафом с щелями шириной А (у пола) | 150 180 220 | 1,25 1,19 1,13 |

| Эскиз установки | Способ установки прибора | А, мм | В _з |
|---|--|----------|---|
|  | <p>Прибор установлен у стены без ниши и закрыт деревянным шкафом со щелями в передней стенке</p> | 130 | <p>1,2 при открытых щелях и 1,4 при щелях, закрытых сетками</p> |
|  | <p>Прибор установлен у стены без ниши и закрыт шкафом; в верхней доске шкафа прорезана щель шириной В, ширина которой не меньше глубины прибора. Спереди шкаф закрыт деревянной решеткой, не доходящей до пола на расстояние А (не менее 100 мм)</p> | 100 | 1,15 |
|  | <p>Прибор установлен у стены без ниши и закрыт экраном, не доходящим до пола на расстояние 0,8 А</p> | — | 0,9 |

Примечание. Согласно СНиП декоративные ограждения, устанавливаемые у приборов, не должны вызывать увеличения поверхности нагрева приборов более чем на 15%.

К РАСЧЕТУ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ПРИ
 $\Delta t = 1^\circ$, $t_r = 95^\circ\text{C}$ и $k = 0,2$ мм (В СОКРАЩЕННОМ ВИДЕ)

| Удельная потеря на трение на 1 м длины R в кс/м ² | Количество тепла ¹ , проходящего в трубе, в ккал/ч (или количество воды в л/ч) и скорость движения воды в трубе ² в м/сек для труб | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|----------------|------------|----------------|----------------|------------|----------------|--|---------|-----------|----------|----------|----------|------------|----------|
| | стальных водопроводных (газовых), ГОСТ 3362—62, условным диаметром | | | | | | | стальных бесшовных, ГОСТ 8732—58, условным диаметром | | | | | | | |
| | 1 1/8" (15 мм) | 1 1/4" (20 мм) | 1" (25 мм) | 1 1/4" (32 мм) | 1 1/2" (40 мм) | 2" (50 мм) | 2 1/2" (70 мм) | 57/3,5 мм | 76,3 мм | 89/3,5 мм | 102/4 мм | 108/4 мм | 133/4 мм | 152/4,5 мм | 168,5 мм |
| 0,2 | 24 | 53 | 111 | 203 | 304 | 606 | 1137 | 540 | 1286 | 1983 | 2951 | 3497 | 6290 | 9024 | 11745 |
| | 0,033 | 0,042 | 0,054 | 0,057 | 0,064 | 0,078 | 0,087 | 0,073 | 0,093 | 0,104 | 0,116 | 0,121 | 0,142 | 0,154 | 0,166 |
| 0,24 | 26 | 59 | 120 | 223 | 338 | 671 | 1258 | 595 | 1440 | 2210 | 3267 | 3853 | 6841 | 9947 | 12973 |
| | 0,037 | 0,046 | 0,057 | 0,062 | 0,071 | 0,087 | 0,096 | 0,084 | 0,104 | 0,116 | 0,128 | 0,134 | 0,155 | 0,17 | 0,184 |
| 0,26 | 27 | 62 | 123 | 234 | 353 | 700 | 1317 | 623 | 1498 | 2300 | 3414 | 4031 | 7119 | 10370 | 13501 |
| | 0,039 | 0,048 | 0,06 | 0,064 | 0,074 | 0,091 | 0,1 | 0,09 | 0,11 | 0,12 | 0,134 | 0,14 | 0,16 | 0,177 | 0,19 |
| 0,32 | 31 | 72 | 140 | 263 | 396 | 774 | 1483 | 689 | 1673 | 2569 | 3827 | 4475 | 7953 | 11637 | 15176 |
| | 0,044 | 0,058 | 0,068 | 0,073 | 0,083 | 0,102 | 0,114 | 0,097 | 0,121 | 0,135 | 0,15 | 0,155 | 0,18 | 0,199 | 0,215 |
| 0,4 | 35 | 85 | 146 | 299 | 448 | 861 | 1667 | 766 | 1906 | 2902 | 4271 | 5049 | 8968 | 13033 | 17244 |
| | 0,05 | 0,066 | 0,073 | 0,082 | 0,094 | 0,115 | 0,128 | 0,108 | 0,138 | 0,153 | 0,167 | 0,175 | 0,203 | 0,222 | 0,244 |
| 0,5 | 40 | 95 | 158 | 336 | 507 | 971 | 1898 | 865 | 2139 | 3285 | 4825 | 5694 | 10116 | 14698 | 18895 |
| | 0,057 | 0,073 | 0,074 | 0,093 | 0,107 | 0,13 | 0,145 | 0,122 | 0,154 | 0,173 | 0,189 | 0,197 | 0,229 | 0,251 | 0,267 |
| 0,6 | 44 | 103 | 168 | 373 | 559 | 1081 | 2090 | 962 | 2372 | 3587 | 5323 | 6266 | 11033 | 16184 | 20526 |
| | 0,063 | 0,08 | 0,082 | 0,103 | 0,118 | 0,144 | 0,16 | 0,136 | 0,171 | 0,188 | 0,209 | 0,217 | 0,25 | 0,276 | 0,291 |

| Удельная потеря на трение на 1 м длины $R_{\text{в}}$ в кВт/м^2 | Количество тепла ¹ , проходящего в трубе, в ккал/ч (или количество воды в л/ч) и скорость движения воды в трубе ² в м/сек для труб | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|-----------------|---------------|-------------------|-------------------|---------------|-------------------|--|---------------|---------------|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|
| | стальных водопроводных (газовых), ГОСТ 3362—62, условным диаметром | | | | | | | стальных бесшовных, ГОСТ 8732—58, условным диаметром | | | | | | | |
| | $1/2''$ (15 мм) | $3/4''$ (20 мм) | $1''$ (25 мм) | $1 1/4''$ (32 мм) | $1 1/2''$ (40 мм) | $2''$ (50 мм) | $2 1/2''$ (70 мм) | $57/3,5$ мм | $76,3$ мм | $89/3,5$ мм | $102/4$ мм | $108/4$ мм | $133/4$ мм | $152/4,5$ мм | $168,5$ мм |
| 0,7 | 48 0,069 | 111 0,086 | 184 0,089 | 406 0,112 | 604 0,126 | 1172 0,149 | 2269 0,174 | 1043 0,146 | 2564 0,185 | 3878 0,204 | 5764 0,226 | 6838 0,237 | 11 949 0,271 | 17 568 0,3 | 22 156 0,314 |
| 0,8 | 55 0,082 | 113 0,088 | 199 0,097 | 434 0,12 | 642 0,135 | 1263 0,161 | 2450 0,187 | 1124 0,158 | 2756 0,199 | 4175 0,22 | 6206 0,243 | 7299 0,253 | 12 866 0,291 | 18 797 0,32 | 23 794 0,3371 |
| 0,9 | 57 0,084 | 119 0,092 | 212 0,103 | 463 0,128 | 684 0,144 | 1354 0,171 | 2598 0,199 | 1205 0,168 | 2927 0,211 | 4471 0,235 | 6606 0,259 | 7760 0,269 | 13 726 0,311 | 19 873 0,339 | 25 424 0,36 |
| 1 | 59 0,087 | 126 0,097 | 225 0,109 | 490 0,135 | 725 0,151 | 1445 0,182 | 2744 0,21 | 1286 0,179 | 3078 0,222 | 4703 0,247 | 6966 0,273 | 8221 0,285 | 14 489 0,328 | 20 825 0,355 | 27 055 0,384 |
| 1,2 | 63 0,093 | 140 0,108 | 248 0,12 | 537 0,149 | 809 0,17 | 1583 0,201 | 3011 0,23 | 1409 0,197 | 3378 0,214 | 5280 0,272 | 7686 0,301 | 9018 0,313 | 15 909 0,36 | 22 728 0,388 | 29 695 0,421 |
| 1,4 | 67 0,098 | 151 0,117 | 269 0,131 | 579 0,16 | 876 0,184 | 1720 0,218 | 3246 0,248 | 1531 0,214 | 3679 0,266 | 5629 0,296 | 8302 0,325 | 9783 0,339 | 17 232 0,39 | 26 625 0,420 | 32 059 0,454 |
| 1,6 | 70 0,103 | 163 0,126 | 289 0,141 | 621 0,172 | 937 0,197 | 1858 0,236 | 3482 0,266 | 1654 0,231 | 3950 0,285 | 6020 0,317 | 8915 0,349 | 10 474 0,363 | 18 272 0,414 | 26 534 0,453 | 34 424 0,488 |
| 1,8 | 74 0,108 | 174 0,135 | 309 0,15 | 663 0,184 | 997 0,21 | 1974 0,251 | 3718 0,284 | 1757 0,246 | 4191 0,303 | 6904 0,337 | 9451 0,37 | 11 114 0,385 | 19 312 0,437 | 28 438 0,485 | 36 781 0,521 |
| 2 | 77 0,114 | 184 0,142 | 332 0,161 | 705 0,195 | 1058 0,222 | 2090 0,165 | 3953 0,302 | 1859 0,26 | 4433 0,32 | 6781 0,357 | 9987 0,391 | 11 704 0,406 | 20 352 0,461 | 30 062 0,513 | 38 680 0,548 |

| Удельная потеря на трение на 1 м длины R в ккал/м | Количество тепла ¹ , проходящего в трубе, в ккал/ч (или количество воды в л/ч) и скорость движения воды в трубе ² в м/сек для труб | | | | | | | | | | | | | | |
|--|---|--------------|--------------|----------------|----------------|---------------|----------------|--|---------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | стальных водопроводных (газовых), ГОСТ 3362—62, условным диаметром | | | | | | | стальных бесшовных, ГОСТ 8732—58, условным диаметром | | | | | | | |
| | 1/2" (15 мм) | 3/4" (20 мм) | 1" (25 мм) | 1 1/4" (32 мм) | 1 1/2" (40 мм) | 2" (50 мм) | 2 1/2" (70 мм) | 57/3,5 мм | 76,3 мм | 89/3,5 мм | 102/4 мм | 108/4 мм | 133/4 мм | 152/4,5 мм | 168,5 мм |
| 2,8 | 91 0,135 | 221 0,171 | 398 0,19 | 840 0,233 | 1261 0,265 | 2465 0,312 | 4702 0,35 | 2194 0,307 | 5283 0,381 | 8064 0,424 | 11 838 0,464 | 13 936 0,483 | 24 511 0,555 | 35 440 0,605 | 45 986 0,652 |
| 3,4 | 102 0,15 | 245 0,189 | 427 0,208 | 933 0,258 | 1405 0,296 | 2727 0,345 | 5196 0,397 | 2427 0,34 | 5847 0,423 | 8914 0,469 | 13 073 0,512 | 15 191 0,527 | 27 056 0,612 | 39 475 0,673 | 50 588 0,72 |
| 3,6 | 106 0,156 | 256 0,195 | 441 0,214 | 964 0,267 | 1444 0,304 | 2814 0,356 | 5350 0,409 | 2505 0,35 | 6002 0,433 | 9162 0,483 | 13 397 0,525 | 15 609 0,541 | 27 808 0,629 | 40 535 0,681 | 52 098 0,738 |
| 4 | 112 0,164 | 265 0,206 | 467 0,226 | 1026 0,284 | 1524 0,321 | 2973 0,37 | 5667 0,433 | 2646 0,37 | 6317 0,456 | 9669 0,509 | 14 045 0,55 | 16 446 0,570 | 29 311 0,664 | 42 656 0,728 | 55 105 0,781 |
| 5 | 126 0,186 | 297 0,23 | 530 0,257 | 1149 0,318 | 1710 0,36 | 3336 0,422 | 6339 0,485 | 2969 0,416 | 7108 0,513 | 10 832 0,57 | 15 666 0,614 | 18 538 0,643 | 33 072 0,749 | 47 960 0,818 | 61 076 0,865 |
| 6 | 139 0,205 | 324 0,25 | 593 0,288 | 1270 0,352 | 1866 0,393 | 3690 0,468 | 6971 0,533 | 3283 0,462 | 7829 0,565 | 11 767 0,619 | 17 286 0,677 | 20 630 0,715 | 36 198 0,819 | 52 398 0,894 | 66 928 0,948 |
| 6,5 | 146 0,215 | 337 0,261 | 614 0,298 | 1920 0,365 | 2944 0,409 | 5844 0,486 | 11253 0,555 | 3421 0,48 | 8161 0,589 | 12 198 0,642 | 18 097 0,709 | 21 387 0,742 | 37 678 0,853 | 54 618 0,932 | 69 850 0,990 |
| 7 | 151 0,223 | 351 0,271 | 635 0,308 | 2022 0,379 | 3988 0,426 | 7534 0,504 | 14549 0,576 | 3549 0,498 | 8493 0,613 | 12 630 0,664 | 18 907 0,741 | 22 143 0,768 | 39 159 0,886 | 56 337 0,969 | 72 779 1,03 |
| 8 | 162 0,239 | 377 0,291 | 677 0,328 | 2178 0,458 | 4276 0,458 | 8066 0,54 | 15805 0,618 | 3805 0,534 | 9069 0,655 | 13 494 0,71 | 20 178 0,791 | 23 656 0,82 | 42 119 0,953 | 60 902 1,039 | 77 921 1,105 |

| Удельная потеря на трение на 1 м длины R в ккал/м ² | Количество тепла ¹ , проходящего в трубе, в ккал/ч (или количество воды л/ч) и скорость движения воды в трубе ² в м/сек для труб | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|----------------|------------|----------------|----------------|------------|----------------|--|---------|-----------|----------|----------|----------|------------|----------|
| | стальных водопроводных (газовых), ГОСТ 3362—62, условным диаметром | | | | | | | стальных бесшовных, ГОСТ 8732—58, условным диаметром | | | | | | | |
| | 1 1/2" (15 мм) | 1 1/4" (20 мм) | 1" (25 мм) | 1 3/4" (32 мм) | 1 1/2" (40 мм) | 2" (50 мм) | 2 1/2" (70 мм) | 57/3,5 мм | 76,3 мм | 89/3,5 мм | 102/4 мм | 108/4 мм | 133/4 мм | 152/4,5 мм | 168,5 мм |
| 9,5 | 178 | 417 | 739 | 1593 | 2370 | 4645 | 8819 | 4152 | 9826 | 14 807 | 21 915 | 25 920 | 45 680 | 66 369 | 84 983 |
| | 0,262 | 0,328 | 0,359 | 0,441 | 0,499 | 0,589 | 0,675 | 0,583 | 0,709 | 0,778 | 0,859 | 0,899 | 1,034 | 1,132 | 1,204 |
| 12 | 201 | 469 | 835 | 1786 | 2674 | 5250 | 9899 | 4673 | 10 929 | 16 951 | 24 812 | 29 384 | 51 415 | 74 594 | 95 500 |
| | 0,295 | 0,362 | 0,405 | 0,494 | 0,563 | 0,664 | 0,757 | 0,657 | 0,789 | 0,892 | 0,972 | 1,019 | 1,164 | 1,272 | 1,353 |
| 14 | 216 | 507 | 904 | 1939 | 2895 | 5686 | 10 584 | 5060 | 11 812 | 18 308 | 27 003 | 31 738 | 55 532 | 80 589 | 103 123 |
| | 0,318 | 0,392 | 0,438 | 0,537 | 0,609 | 0,719 | 0,81 | 0,712 | 0,853 | 0,963 | 1,058 | 1,1 | 1,257 | 1,374 | 1,461 |
| 18 | 243 | 584 | 1028 | 2201 | 3294 | 6473 | 11 953 | 5761 | 13 574 | 20 780 | 30 619 | 35 990 | 62 967 | 91 356 | 116 958 |
| | 0,358 | 0,451 | 0,499 | 0,609 | 0,693 | 0,818 | 0,914 | 0,811 | 0,98 | 1,092 | 1,2 | 1,248 | 1,425 | 1,558 | 1,657 |
| 22 | 270 | 643 | 1141 | 2448 | 3684 | 7159 | 13 323 | 6371 | 15 121 | 22 950 | 33 849 | 39 792 | 69 612 | 101 001 | 129 310 |
| | 0,397 | 0,497 | 0,553 | 0,678 | 0,775 | 0,904 | 0,019 | 0,896 | 1,091 | 1,207 | 1,327 | 1,38 | 1,576 | 1,723 | 1,832 |

¹ Приводится в верхних строчках.² Приводится в нижних строчках.

КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯ ζ ДЛЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО И ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

| Местное сопротивление | ζ | | | | | |
|---|---------|-----|-----|-----|-----|------------|
| Радиаторы двухколонные | 2 | | | | | |
| Котлы чугунные | 2,5 | | | | | |
| » стальные цилиндрические | 2 | | | | | |
| Внезапное расширение (относится к большей скорости) | 1 | | | | | |
| Внезапное сужение (относится к большей скорости) | 0,5 | | | | | |
| Отступы | 0,5 | | | | | |
| Тройник на: | | | | | | |
| проход | 1 | | | | | |
| ответвление | 1,5 | | | | | |
| противоток | 3 | | | | | |
| Крестовина на проход | 2 | | | | | |
| » » ответвление | 3 | | | | | |
| Компенсатор П-образный | 2 | | | | | |
| » сальниковый | 0,5 | | | | | |
| При условном диаметре трубы в мм | | | | | | |
| | 15 | 20 | 25 | 32 | 40 | 50 и более |
| Вентиль обыкновенный | 16 | 10 | 9 | 9 | 8 | 7 |
| Кран пробочный | 4 | 2 | 2 | 2 | — | — |
| Кран двойной регулировки с цилиндрической пробкой | 4 | 2 | 2 | 2 | — | — |
| Вентиль с косым шпинделем | 3 | 3 | 3 | 2,5 | 2,5 | 2 |
| Задвижка параллельная | — | — | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,4 |
| Отвод 90° и утка | 1,5 | 1,5 | 1 | 1 | 0,5 | 0,5 |
| Скоба | 3 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Отводы двойные (калачи): | | | | | | |
| узкий | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| широкий | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ Z В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ
ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ПРИ

$$\gamma_{\text{ср}} = 983,2 \text{ кг/м}^3 \text{ и } t_r = 95^\circ\text{C}$$

| Скорость во- ды в м/сек | Z , кгс/м ³ при сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta$ | | | | | | | | | |
|----------------------------|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 0,03 | 0,045 | 0,09 | 0,135 | 0,18 | 0,226 | 0,271 | 0,316 | 0,361 | 0,406 | 0,451 |
| 0,04 | 0,08 | 0,16 | 0,241 | 0,321 | 0,401 | 0,481 | 0,561 | 0,642 | 0,722 | 0,802 |
| 0,05 | 0,125 | 0,251 | 0,376 | 0,501 | 0,626 | 0,752 | 0,877 | 1,002 | 0,128 | 1,253 |
| 0,06 | 0,18 | 0,36 | 0,54 | 0,72 | 0,9 | 1,08 | 1,26 | 1,44 | 1,62 | 1,8 |
| 0,07 | 0,26 | 0,5 | 0,74 | 0,98 | 1,23 | 1,47 | 1,72 | 1,96 | 2,21 | 2,46 |
| 0,08 | 0,32 | 0,64 | 0,96 | 1,28 | 1,6 | 1,92 | 2,25 | 2,57 | 2,89 | 3,21 |
| 0,09 | 0,41 | 0,81 | 1,22 | 1,62 | 2,03 | 2,44 | 2,84 | 3,25 | 3,65 | 4,06 |
| 0,1 | 0,5 | 1 | 1,5 | 2 | 2,31 | 3,01 | 3,51 | 4,01 | 4,51 | 5,01 |
| 0,11 | 0,61 | 1,21 | 1,82 | 2,43 | 3,03 | 3,64 | 4,24 | 4,85 | 5,46 | 6,06 |
| 0,12 | 0,72 | 1,44 | 2,16 | 2,89 | 3,51 | 4,33 | 5,05 | 5,77 | 6,49 | 7,22 |
| 0,13 | 0,85 | 1,69 | 2,54 | 3,39 | 4,23 | 5,08 | 5,93 | 6,78 | 7,62 | 8,47 |
| 0,14 | 0,98 | 1,96 | 2,95 | 3,93 | 4,91 | 5,89 | 6,88 | 7,86 | 8,84 | 9,82 |
| 0,15 | 1,13 | 2,26 | 3,38 | 4,51 | 5,64 | 6,77 | 7,89 | 9,02 | 10,15 | 11,28 |
| 0,16 | 1,28 | 2,57 | 3,85 | 5,13 | 6,41 | 7,7 | 8,98 | 10,26 | 11,55 | 12,83 |
| 0,17 | 1,45 | 2,90 | 4,34 | 5,79 | 7,24 | 8,69 | 10,14 | 11,59 | 13,03 | 14,48 |
| 0,18 | 1,62 | 3,25 | 4,87 | 6,49 | 8,12 | 9,74 | 11,4 | 13 | 14,6 | 16,2 |
| 0,19 | 1,81 | 3,62 | 5,43 | 7,24 | 9,05 | 10,9 | 12,7 | 14,5 | 16,3 | 18,1 |
| 0,2 | 2 | 4,01 | 6,01 | 8,02 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 |
| 0,22 | 2,4 | 4,9 | 7,3 | 9,7 | 12,1 | 14,6 | 17 | 19,4 | 21,8 | 24,3 |
| 0,24 | 2,9 | 5,8 | 8,7 | 11,4 | 14,4 | 17,3 | 20,2 | 23,1 | 26 | 28,9 |
| 0,26 | 3,4 | 6,8 | 10,2 | 13,6 | 16,9 | 20,3 | 23,7 | 27,1 | 30,5 | 33,9 |
| 0,29 | 4,2 | 8,4 | 12,6 | 16,9 | 21,1 | 25,3 | 29,5 | 33,7 | 37,9 | 42,1 |
| 0,32 | 5,1 | 10,3 | 15,4 | 20,5 | 25,7 | 30,8 | 35,9 | 41,1 | 46,2 | 51,3 |
| 0,36 | 6,5 | 13 | 19,5 | 26 | 32,5 | 39 | 45,5 | 52 | 58,5 | 65 |
| 0,4 | 8 | 16 | 24,1 | 32,1 | 40,1 | 48,1 | 56,1 | 64,1 | 72,2 | 80,2 |
| 0,43 | 9,3 | 18,5 | 27,8 | 37,1 | 46,3 | 55,6 | 64,9 | 74,1 | 83,4 | 92,7 |
| 0,47 | 11,1 | 22,1 | 33,2 | 44,3 | 55,4 | 66,4 | 77,5 | 88,6 | 99,6 | 110,7 |
| 0,53 | 14,1 | 28,2 | 42,2 | 56,3 | 70,4 | 84,5 | 98,5 | 112,6 | 126,7 | 140,8 |
| 0,6 | 18 | 36,1 | 54,1 | 72,2 | 90,2 | 108,2 | 126,3 | 144,3 | 162,3 | 180,4 |
| 0,7 | 24,6 | 49,1 | 73,7 | 98,2 | 122,8 | 147,3 | 171,9 | 196,4 | 221 | 245,6 |
| 0,8 | 32,1 | 64,1 | 96,2 | 128,3 | 160,4 | 192,4 | 224,5 | 256,6 | 288,8 | 320,7 |
| 0,9 | 40,6 | 81,2 | 121,8 | 162,4 | 203,6 | 243,6 | 284,1 | 324,7 | 365,3 | 405,9 |
| 1 | 50 | 100 | 150 | 200 | 251 | 301 | 351 | 401 | 451 | 501 |
| 1,1 | 61 | 121 | 182 | 243 | 303 | 364 | 424 | 485 | 546 | 606 |
| 1,2 | 72 | 144 | 216 | 289 | 361 | 433 | 505 | 577 | 649 | 722 |
| 1,3 | 85 | 168 | 254 | 339 | 423 | 508 | 593 | 678 | 762 | 847 |
| 1,4 | 98 | 196 | 295 | 393 | 491 | 589 | 688 | 786 | 884 | 982 |
| 1,5 | 113 | 226 | 338 | 451 | 564 | 677 | 789 | 902 | 1015 | 1128 |
| 1,6 | 128 | 257 | 385 | 513 | 641 | 770 | 898 | 1026 | 1155 | 1283 |
| 1,7 | 145 | 290 | 434 | 579 | 724 | 869 | 1014 | 1159 | 1303 | 1448 |

ОБЪЕМНЫЙ ВЕС ВОДЫ γ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ НЕЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

| Температура воды в °С | γ , кг/м ³ | | | | | | | | | |
|--------------------------|------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|--------|--------|
| | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
| 95 | 961,92 | 961,85 | 961,78 | 961,71 | 961,64 | 961,57 | 961,5 | 961,43 | 961,36 | 961,29 |
| 94 | 962,61 | 962,54 | 962,47 | 962,4 | 962,34 | 962,27 | 962,2 | 962,13 | 962,06 | 961,99 |
| 93 | 963,3 | 963,23 | 963,16 | 963,1 | 963,03 | 962,96 | 962,89 | 962,82 | 962,75 | 962,63 |
| 92 | 963,99 | 963,92 | 963,85 | 963,78 | 963,71 | 963,65 | 963,58 | 963,519 | 963,44 | 963,37 |
| 91 | 964,67 | 964,61 | 964,54 | 964,47 | 964,4 | 964,33 | 964,26 | 964,19 | 964,13 | 964,06 |
| 90 | 965,34 | 965,28 | 965,21 | 965,13 | 965,08 | 965,01 | 964,94 | 964,88 | 964,81 | 964,79 |
| 89 | 966,01 | 965,95 | 965,88 | 965,82 | 965,75 | 965,68 | 965,61 | 985,54 | 965,48 | 965,41 |
| 88 | 966,68 | 966,62 | 966,55 | 966,48 | 966,41 | 966,36 | 988,28 | 966,21 | 966,14 | 966,08 |
| 87 | 967,34 | 967,28 | 967,21 | 967,14 | 967,08 | 967,01 | 966,95 | 966,88 | 966,81 | 966,75 |
| 86 | 968 | 967,93 | 967,86 | 967,8 | 967,74 | 967,67 | 967,61 | 967,54 | 967,48 | 967,41 |
| 85 | 968,65 | 968,58 | 968,52 | 968,4 | 968,39 | 968,88 | 968,27 | 968,2 | 968,14 | 967,41 |
| 84 | 969,3 | 969,24 | 969,18 | 969,11 | 969,05 | 968,98 | 968,91 | 968,84 | 968,77 | 968,71 |
| 83 | 969,94 | 969,87 | 969,81 | 969,75 | 969,68 | 969,62 | 969,56 | 969,50 | 969,43 | 969,37 |
| 82 | 970,57 | 970,5 | 970,44 | 970,38 | 970,32 | 970,22 | 970,19 | 970,13 | 970,06 | 970 |
| 81 | 971,21 | 971,14 | 971,08 | 971,02 | 970,96 | 970,89 | 970,83 | 970,77 | 970,7 | 970,63 |
| 80 | 971,83 | 971,77 | 971,71 | 971,65 | 971,58 | 971,52 | 971,46 | 971,4 | 971,33 | 971,27 |
| 79 | 972,45 | 972,39 | 972,33 | 972,26 | 972,2 | 972,14 | 972,08 | 972,02 | 971,96 | 971,89 |
| 78 | 973,07 | 973,01 | 972,95 | 972,88 | 972,82 | 972,76 | 972,7 | 972,63 | 972,57 | 972,51 |
| 77 | 973,68 | 973,62 | 973,55 | 973,49 | 973,43 | 973,37 | 973,31 | 973,25 | 973,19 | 973,13 |
| 76 | 974,29 | 974,23 | 974,16 | 974,1 | 974,04 | 973,88 | 973,92 | 973,86 | 973,8 | 973,74 |

| Температура воды в °С | γ, кг/м ³ | | | | | | | | | |
|--------------------------|----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
| 76 | 974,84 | 974,83 | 974,77 | 974,71 | 974,65 | 974,59 | 974,53 | 974,46 | 974,41 | 974,35 |
| 75 | 974,84 | 974,83 | 974,77 | 974,71 | 974,65 | 974,59 | 974,53 | 974,46 | 974,41 | 974,95 |
| 74 | 975,48 | 975,42 | 975,36 | 975,3 | 975,22 | 975,18 | 975,13 | 975,07 | 975,01 | 974,95 |
| 73 | 976,07 | 976,01 | 975,92 | 975,89 | 975,83 | 975,77 | 975,66 | 975,64 | 975,6 | 975,54 |
| 72 | 976,66 | 976,6 | 976,54 | 976,48 | 976,42 | 976,36 | 976,3 | 976,24 | 976,19 | 976,13 |
| 71 | 977,23 | 977,17 | 977,12 | 977,07 | 977,01 | 967,95 | 976,9 | 976,84 | 976,78 | 976,72 |
| 70 | 977,81 | 977,75 | 977,7 | 977,64 | 977,58 | 977,52 | 977,46 | 977,4 | 977,93 | 977,29 |
| 69 | 978,38 | 978,32 | 978,27 | 978,21 | 978,16 | 978,1 | 978,04 | 977,98 | 988,93 | 977,89 |
| 68 | 978,94 | 978,88 | 978,82 | 978,77 | 978,71 | 978,66 | 978,61 | 978,55 | 978,5 | 978,44 |
| 67 | 979,5 | 979,44 | 979,39 | 979,33 | 979,28 | 979,22 | 979,16 | 979,11 | 979,04 | 979 |
| 66 | 980,05 | 979,99 | 979,93 | 979,87 | 979,82 | 979,77 | 979,72 | 979,67 | 979,61 | 979,56 |
| 65 | 980,59 | 980,53 | 980,48 | 980,42 | 980,37 | 980,32 | 980,26 | 980,21 | 980,16 | 980,1 |
| 64 | 981,13 | 981,07 | 981,02 | 980,97 | 980,91 | 980,86 | 980,81 | 980,76 | 980,71 | 980,65 |
| 63 | 981,67 | 981,62 | 981,57 | 981,51 | 981,46 | 981,4 | 981,35 | 981,29 | 981,24 | 981,18 |
| 62 | 982,2 | 982,15 | 982,1 | 982,05 | 981,99 | 982,97 | 981,94 | 981,83 | 981,78 | 981,72 |
| 61 | 982,72 | 982,67 | 982,62 | 986,57 | 982,51 | 982,46 | 982,41 | 982,36 | 982,31 | 982,26 |
| 60 | 983,24 | 983,19 | 983,14 | 983,08 | 983,03 | 982,98 | 982,93 | 982,88 | 982,83 | 982,77 |

**ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЕ ΔH ОТ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ
В ТРУБОПРОВОДАХ ДВУХТРУБНОЙ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО
ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ВЕРХНЕЙ РАЗВОДКЕ И ЕСТЕСТВЕННОЙ
ЦИРКУЛЯЦИИ**

| Горизонтальная протяженность системы в м | Высота нагревательного прибора под котлом в м | ΔH , кгс/м ² при расстоянии от подающей трубы до стояка в м | | | | |
|--|---|--|-------------|-------------|-------------|--------------------|
| | | до 10 | от 10 до 20 | от 20 до 30 | от 30 до 50 | от 50 до 75 до 100 |

1. Открытые стояки без изоляции

Для одно- и двухэтажных зданий

| | | | | | | | |
|------------|------|----|----|----|----|----|----|
| От До 25 | До 7 | 10 | 10 | 15 | — | — | — |
| » 25 до 50 | » 7 | 10 | 10 | 15 | 20 | — | — |
| » 50 » 70 | » 7 | 10 | 10 | 15 | 15 | 20 | — |
| » 70 » 100 | » 7 | 10 | 10 | 15 | 15 | 20 | 25 |

Для трех- и четырехэтажных зданий

| | | | | | | | |
|------------|-------|----|----|----|----|----|----|
| От До 25 | До 15 | 25 | 25 | 35 | — | — | — |
| » 25 до 50 | » 15 | 25 | 25 | 30 | 35 | — | — |
| » 50 » 70 | » 15 | 25 | 25 | 25 | 30 | 35 | — |
| » 70 » 100 | » 15 | 25 | 25 | 25 | 30 | 35 | 40 |

Для зданий с числом этажей более четырех

| | | | | | | | |
|------------|---------|----|----|----|----|----|----|
| От До 25 | До 7 | 45 | 50 | 55 | — | — | — |
| » 25 до 50 | Более 7 | 30 | 35 | 45 | — | — | — |
| » 25 » 50 | До 7 | 35 | 60 | 65 | 75 | — | — |
| » 50 » 75 | Более 7 | 40 | 45 | 50 | 55 | — | — |
| » 50 » 75 | До 7 | 55 | 55 | 60 | 65 | 75 | — |
| » 75 » 100 | Более 7 | 40 | 40 | 45 | 50 | 55 | — |
| » 75 » 100 | До 7 | 55 | 55 | 55 | 60 | 65 | 70 |
| » 75 » 100 | Более 7 | 40 | 40 | 40 | 45 | 50 | 65 |

2. Стояки без изоляции в бороздах

Для одно- и двухэтажных зданий

| | | | | | | | |
|------------|------|---|----|----|----|----|----|
| От До 25 | До 7 | 8 | 10 | 13 | — | — | — |
| » 25 до 50 | » 7 | 8 | 8 | 13 | 15 | — | — |
| » 50 » 75 | » 7 | 8 | 8 | 10 | 13 | 18 | — |
| » 75 » 100 | » 7 | 8 | 8 | 8 | 13 | 18 | 23 |

| Горизонтальная протяженность системы в м | Высота нагревательного прибора под котлом в м | ΔH , кгс/м ² при расстоянии от подающей трубы до стояка в м | | | | | |
|--|---|--|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------|
| | | до 10 | от 10 до 20 | от 20 до 30 | от 30 до 50 | от 50 до 75 | от 75 до 100 |

Для трех- или четырехэтажных зданий

| | | | | | | | |
|-------------|-------|----|----|----|----|----|----|
| До 25 | До 15 | 18 | 20 | 28 | — | — | — |
| От 25 до 50 | » 15 | 18 | 20 | 25 | 30 | — | — |
| » 50 » 75 | » 15 | 15 | 18 | 20 | 25 | 30 | — |
| » 75 » 100 | » 15 | 15 | 15 | 18 | 23 | 28 | 38 |

Для зданий с числом этажей более четырех

| | | | | | | | |
|-------------|---------|----|----|----|----|----|----|
| До 25 | До 7 | 30 | 35 | 38 | — | — | — |
| » 25 | Более 7 | 20 | 25 | 30 | — | — | — |
| От 25 до 50 | До 7 | 35 | 40 | 43 | 53 | — | — |
| » 25 » 50 | Более 7 | 25 | 30 | 33 | 38 | — | — |
| » 50 » 75 | До 7 | 35 | 35 | 40 | 43 | 53 | — |
| » 50 » 75 | Более 7 | 25 | 25 | 30 | 33 | 38 | — |
| » 75 » 100 | До 7 | 35 | 35 | 38 | 40 | 48 | 53 |
| 75 » 100 | Более 7 | 25 | 26 | 28 | 30 | 35 | 45 |

Примечания: 1. При нижней разводке трубопроводов не делается добавка к величине циркуляционного давления на охлаждение воды в трубопроводах.

2. Для однетрубных систем величины добавок следует принимать в размере 50% соответствующих значений, указанных в таблице приложения.

3. Для систем с насосной циркуляцией величины добавок следует принимать в размере 40% соответствующих значений, указанных в этой таблице, а при скрытой прокладке трубопроводов добавки не учитываются.

К РАСЧЕТУ ТРУБОПРОВОДОВ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ
 ПРИ $k=0,2$ мм (В СОКРАЩЕННОМ ВИДЕ)

| Удельные потери на трение R на 1 м длины в $ккал/м^2$ | Количество тепла ¹ , проходящего по трубе, в $ккал/ч$ и скорость движения пара ² в трубе в $м/сек$ для труб | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|----------------|------------|------------------|------------------|------------|------------------|--|---------|-----------|----------|----------|----------|------------|----------|
| | стальных водо-газопроводных (газовых) по ГОСТ 3262—62 диаметром | | | | | | | стальных бесшовных по ГОСТ 8732—58 диаметром | | | | | | | |
| | $1/2"$ (15 мм) | $3/4"$ (20 мм) | 1" (25 мм) | $1 1/4"$ (32 мм) | $1 1/2"$ (40 мм) | 2" (50 мм) | $2 1/2"$ (70 мм) | 57/3,5 мм | 76/3 мм | 89/3,5 мм | 102/4 мм | 108/4 мм | 133/4 мм | 152/4,5 мм | 168/5 мм |
| 0,6 | 697 | 1396 | 2244 | 4982 | 7562 | 19 579 | 28 200 | 12 945 | 31 997 | 48 136 | 71 593 | 84 376 | 148 893 | 217 651 | 265 654 |
| | 3,1 | 3,15 | 3,2 | 4,05 | 4,65 | 5,85 | 6,3 | 5,35 | 6,75 | 7,4 | 8,2 | 8,55 | 9,85 | 10,85 | 11 |
| 0,8 | 744 | 1528 | 2665 | 5843 | 8619 | 22 926 | 33 134 | 15 123 | 37 211 | 56 267 | 83 380 | 98 192 | 173 078 | 252 756 | 310 333 |
| | 3,2 | 3,45 | 3,8 | 4,75 | 5,3 | 6,85 | 7,4 | 6,26 | 7,85 | 8,65 | 9,55 | 9,95 | 11,45 | 12,6 | 12,85 |
| 1 | 790 | 1706 | 3016 | 6581 | 9757 | 25 771 | 36 940 | 17 301 | 41 478 | 63 422 | 93 857 | 110 527 | 194 996 | 280 840 | 352 596 |
| | 3,4 | 3,85 | 4,3 | 5,35 | 6 | 7,7 | 8,25 | 7,15 | 8,75 | 9,75 | 10,75 | 11,2 | 12,9 | 14 | 14,6 |
| 1,2 | 848 | 1883 | 3332 | 7198 | 10 896 | 28 449 | 40 298 | 18 995 | 45 507 | 69 601 | 103 461 | 121 383 | 212 380 | 305 915 | 386 406 |
| | 3,65 | 4,25 | 4,75 | 5,85 | 6,7 | 8,5 | 9 | 7,85 | 9,6 | 10,7 | 11,85 | 12,3 | 14,05 | 15,25 | 16 |
| 1,6 | 941 | 2193 | 3893 | 8303 | 12 603 | 33 134 | 47 015 | 22 261 | 53 091 | 80 985 | 120 050 | 141 120 | 246 391 | 357 068 | 452 820 |
| | 4,05 | 4,95 | 5,55 | 6,75 | 7,75 | 9,9 | 10,5 | 9,2 | 11,2 | 12,45 | 13,75 | 14,3 | 16,3 | 17,8 | 18,75 |
| 2 | 1046 | 2481 | 4454 | 9472 | 14 229 | 36 983 | 53 282 | 25 044 | 59 729 | 91 391 | 134 456 | 157 896 | 274 355 | 405 212 | 505 951 |
| | 4,5 | 5,6 | 6,35 | 7,7 | 8,75 | 11,05 | 11,9 | 10,35 | 12,6 | 14,05 | 15,4 | 16 | 18,15 | 20,2 | 20,95 |
| 2,4 | 1139 | 2747 | 4839 | 10 456 | 15 693 | 40 665 | 58 433 | 27 464 | 65 653 | 100 174 | 147 116 | 173 192 | 302 320 | 441 420 | 557 874 |
| | 4,9 | 6,2 | 6,9 | 8,5 | 9,65 | 12,15 | 13,05 | 11,34 | 13,85 | 15,4 | 16,85 | 17,55 | 20 | 22 | 23,1 |
| 3 | 1278 | 3079 | 5401 | 11 681 | 17 644 | 45 852 | 65 821 | 30 609 | 73 349 | 112 583 | 165 451 | 193 423 | 343 889 | 495 482 | 625 495 |
| | 5,5 | 6,95 | 7,7 | 9,5 | 10,85 | 13,7 | 14,7 | 12,65 | 15,6 | 17,3 | 18,95 | 19,6 | 22,75 | 24,7 | 25,9 |
| 3,6 | 1418 | 3390 | 5892 | 12 916 | 19 423 | 50 371 | 72 089 | 33 755 | 80 822 | 123 266 | 180 293 | 210 190 | 374 121 | 545 632 | 689 494 |
| | 6,1 | 7,65 | 8,4 | 10,5 | 11,95 | 15,05 | 16,1 | 13,95 | 17,05 | 18,95 | 20,65 | 21,3 | 24,75 | 27,2 | 28,55 |
| 4 | 1499 | 3589 | 6242 | 13 778 | 20 490 | 53 383 | 76 343 | 35 691 | 85 088 | 130 096 | 189 024 | 221 548 | 394 528 | 574 719 | 723 304 |
| | 6,45 | 8,1 | 8,9 | 11,2 | 12,6 | 15,95 | 17,05 | 14,75 | 17,95 | 20 | 21,65 | 22,45 | 26,1 | 28,65 | 29,95 |
| 5,5 | 1790 | 4187 | 7507 | 16 176 | 24 068 | 62 754 | 90 000 | 42 224 | 100 968 | 152 538 | 221 765 | 263 489 | 455 747 | 676 022 | 852 509 |
| | 7,7 | 9,45 | 10,7 | 13,15 | 14,8 | 18,75 | 20,1 | 17,45 | 21,3 | 23,45 | 25,4 | 26,7 | 30,15 | 33,7 | 35,3 |

| Удельные потери на трение R на 1 м длины в кгс/м ² | Количество тепла ¹ , проходящего по трубе, в ккал/ч и скорость движения пара ² в трубе в м/сек для труб | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|--------------|------------|----------------|----------------|------------|--|-----------|---------|-----------|----------|----------|-----------|------------|-----------|
| | стальных водо-газопроводных (газовых) по ГОСТ 3262—62 диаметром | | | | | | стальных бесшовных по ГОСТ 8732—58 диаметром | | | | | | | | |
| | 1/8" (15 мм) | 3/8" (20 мм) | 1" (25 мм) | 1 1/8" (32 мм) | 1 1/2" (40 мм) | 2" (50 мм) | 2 1/2" (79 мм) | 57/3,5 мм | 76/3 мм | 89/3,5 мм | 102/4 мм | 108/4 мм | 133/4 мм | 152/4,5 мм | 168/5 мм |
| 7 | 2037 | 4718 | 8487 | 18 329 | 27 239 | 71 122 | 101 642 | 47 789 | 114 241 | 170 101 | 254 606 | 298 029 | 527 548 | 765 289 | 966 016 |
| 8 | 8,75 | 10,65 | 12,1 | 14,9 | 16,75 | 21,25 | 22,7 | 19,75 | 24,1 | 26,15 | 29,15 | 30,2 | 34,9 | 38,15 | 40 |
| 9 | 2185 | 5073 | 9008 | 19 682 | 29 353 | 76 309 | 108 806 | 51 298 | 122 063 | 181 809 | 271 531 | 318 753 | 566 850 | 820 454 | 1 032 430 |
| 10 | 9,4 | 11,45 | 12,9 | 16 | 18,05 | 22,8 | 24,3 | 21,2 | 25,75 | 27,95 | 31,1 | 32,3 | 37,5 | 40,9 | 42,75 |
| 13 | 2824 | 6579 | 11 592 | 24 972 | 37 647 | 97 562 | 138 134 | 67 510 | 153 112 | 237 425 | 350 546 | 412 010 | 720 277 | 1 045 126 | 1 319 819 |
| 16 | 3091 | 7354 | 12 954 | 27 863 | 41 631 | 108 607 | 151 179 | 73 075 | 170 889 | 263 444 | 388 525 | 456 912 | 799 636 | 1 159 468 | 1 465 929 |
| 20 | 13,3 | 16,6 | 18,55 | 22,65 | 25,6 | 32,45 | 33,9 | 30,2 | 36,05 | 40,5 | 44,5 | 46,3 | 52,9 | 57,8 | 60,7 |
| 24 | 3451 | 8263 | 14 456 | 31 122 | 47 322 | 121 325 | 170 373 | 81 786 | 194 115 | 294 667 | 434 362 | 510 695 | 893 356 | 1 296 879 | 1 642 227 |
| 28 | 14,85 | 18,65 | 20,7 | 25,3 | 29,1 | 36,25 | 38,05 | 33,8 | 40,95 | 45,3 | 49,75 | 51,75 | 59,1 | 64,65 | 68 |
| 36 | 3823 | 9060 | 15 957 | 34 444 | 51 307 | 133 039 | 188 731 | 89 650 | 212 602 | 322 638 | 475 834 | 559 544 | 978 761 | 1 420 248 | 1 800 412 |
| 40 | 16,4 | 20,45 | 22,87 | 28 | 31,55 | 39,75 | 42,15 | 37,05 | 44,85 | 49,6 | 54,6 | 56,7 | 64,75 | 70,80 | 74,55 |
| 50 | 4172 | 9857 | 17 109 | 37 089 | 55 372 | 143 582 | 205 074 | 96 788 | 229 668 | 348 657 | 514 260 | 604 446 | 1 057 364 | 1 534 590 | 1 958 598 |
| 50 | 17,95 | 22,25 | 24,5 | 30,15 | 35,05 | 42,9 | 45,8 | 40 | 48,45 | 53,6 | 58,3 | 61,25 | 69,95 | 76,5 | 81,1 |
| 50 | 4695 | 11 142 | 19 449 | 42 256 | 63 097 | 162 827 | 232 611 | 109 733 | 260 479 | 395 167 | 583 224 | 685 367 | 1 198 699 | 1 740 205 | 2 220 629 |
| 50 | 20,2 | 25,15 | 27,85 | 34,35 | 38,8 | 48,65 | 51,95 | 45,35 | 54,95 | 60,75 | 66,8 | 69,45 | 79,3 | 86,75 | 91,95 |
| 50 | 4951 | 11 807 | 20 705 | 44 531 | 67 731 | 171 686 | 245 149 | 115 783 | 274 463 | 416 632 | 614 655 | 722 374 | 1 263 698 | 1 833 484 | 2 341 381 |
| 50 | 21,3 | 26,65 | 29,65 | 36,2 | 41,65 | 51,3 | 54,75 | 47,85 | 57,9 | 64,05 | 70,4 | 73,2 | 83,6 | 91,4 | 96,95 |
| 50 | 5601 | 13 092 | 23 115 | 48 492 | 73 488 | 191 945 | 274 029 | 129 333 | 306 934 | 465 744 | 687 122 | 807 737 | 1 413 346 | 2 050 132 | 2 616 696 |
| 50 | 24,1 | 29,55 | 33,1 | 40,6 | 45,9 | 57,35 | 61,2 | 53,45 | 64,75 | 71,6 | 78,8 | 81,85 | 93,5 | 102,2 | 108,35 |

¹ Приводится в верхних строчках.² Приводится в нижних строчках.

**ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ Z В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ
ПАРОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ**

| Скорость движения пара, в м/сек | Потери давления Z в кгс/м ² при сумме коэффициентов местных сопротивлений | | | | | | | | | |
|--|--|------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 6 | 1,17 | 2,34 | 3,51 | 4,68 | 5,85 | 7,02 | 8,2 | 9,37 | 10,54 | 11,7 |
| 7 | 1,6 | 3,2 | 4,8 | 6,4 | 8 | 9,6 | 11,2 | 12,8 | 14,4 | 16 |
| 8 | 2,1 | 4,2 | 6,3 | 8,4 | 10,5 | 12,6 | 14,7 | 16,8 | 18,9 | 21 |
| 9 | 2,64 | 5,28 | 7,92 | 10,56 | 13,2 | 15,84 | 18,48 | 21,12 | 23,76 | 26,4 |
| 10 | 3,26 | 6,52 | 9,78 | 13,04 | 16,3 | 19,56 | 22,82 | 26,08 | 29,34 | 32,6 |
| 11 | 3,94 | 7,88 | 11,82 | 15,76 | 19,7 | 23,64 | 27,58 | 31,52 | 35,46 | 39,4 |
| 12 | 4,7 | 9,4 | 14,1 | 18,8 | 23,5 | 28,2 | 32,9 | 37,6 | 42,3 | 47 |
| 13 | 5,5 | 11 | 16,5 | 22,0 | 27,5 | 33 | 38,5 | 44 | 49,5 | 55 |
| 14 | 6,4 | 12,8 | 19,2 | 25,6 | 32 | 38,4 | 44,8 | 51,2 | 57,6 | 64 |
| 15 | 7,35 | 14,7 | 22 | 29,4 | 37,6 | 44,1 | 51,4 | 58,8 | 66,15 | 73,5 |
| 16 | 8,35 | 16,7 | 25 | 33,4 | 47,1 | 50,1 | 58,4 | 66,8 | 75,15 | 83,5 |
| 17 | 9,4 | 18,8 | 28,2 | 37,6 | 47,7 | 56,4 | 65,8 | 72,2 | 84,6 | 94 |
| 18 | 10,5 | 21 | 31,5 | 42,2 | 52,5 | 63 | 73,5 | 84 | 94,5 | 105 |
| 19 | 11,8 | 23,6 | 35,4 | 47,2 | 59 | 71 | 82,6 | 94,4 | 106,2 | 118 |
| 20 | 13 | 26 | 39 | 52 | 65 | 78 | 91 | 104 | 117 | 130 |
| 21 | 14,4 | 28,8 | 43,2 | 57,6 | 72 | 86,4 | 101 | 115 | 129,6 | 144 |
| 22 | 16 | 32 | 48 | 64 | 80 | 96 | 112 | 128 | 144 | 160 |
| 25 | 20,4 | 40,8 | 61,2 | 81,6 | 102 | 122,4 | 142,8 | 163,2 | 183,6 | 204 |
| 28 | 25,6 | 51,2 | 76,8 | 102,4 | 128 | 153,6 | 179 | 205 | 230 | 256 |
| 30 | 29,2 | 58,4 | 87,6 | 116,8 | 146 | 175,2 | 204,4 | 233,6 | 262,8 | 292 |

К ПОДБОРУ ДИАМЕТРОВ КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ

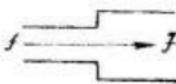
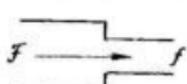
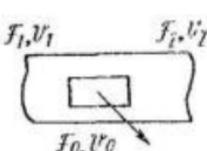
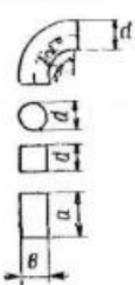
| Диаметр условного прохода трубы или наружный диаметр в мм | Количество тепла в ккал/ч, выделенного паром, образовавшим конденсат | | | | | |
|---|--|----------------------|----------------------------|--|--------------|-----------|
| | для сухого конденсатопровода | | | для мокрого горизонтального или вертикального конденсатопровода при длине расчетного участка в м | | |
| | при паре низкого давления | | при паре высокого давления | до 50 | от 50 до 100 | более 100 |
| | горизонтальный участок | вертикальный участок | | | | |
| 15 | 4 000 | 6 000 | 7 500 | 28 000 | 18 000 | 8 000 |
| 20 | 15 000 | 22 000 | 25 000 | 70 000 | 45 000 | 25 000 |
| 25 | 28 000 | 42 000 | 38 000 | 125 000 | 80 000 | 40 000 |
| 32 | 68 000 | 100 000 | 80 000 | 270 000 | 175 000 | 85 000 |
| 40 | 104 000 | 155 000 | 110 000 | 375 000 | 250 000 | 115 000 |
| 50 | 215 000 | 320 000 | 200 000 | 650 000 | 440 000 | 215 000 |
| 76/3 | 500 000 | 750 000 | 475 000 | 1 500 000 | 1 050 000 | 500 000 |
| 83/3,5 | 750 000 | 1 120 000 | 700 000 | 2 250 000 | 1 500 000 | 750 000 |
| 102/4 | 1 100 000 | 1 650 000 | 1 050 000 | 3 100 000 | 2 000 000 | 1 100 000 |
| 104/4 | 1 400 000 | 2 100 000 | 1 350 000 | 3 900 000 | 2 600 000 | 1 400 000 |

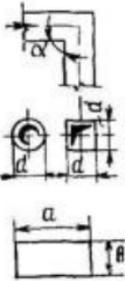
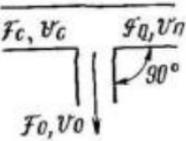
ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ПРИ
ДАВЛЕНИИ 760 мм рт. ст.

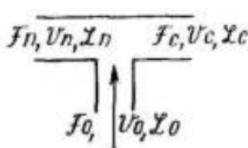
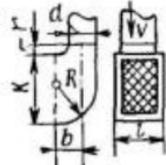
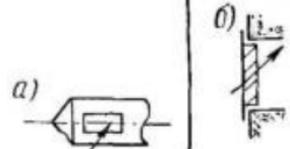
| Температура в С | Вес* в кг | Объем* в м³ при изменении температуры | | Упругость насыщенных водяных паров в мм рт. ст. | Содержание водяного пара в г при полном насыщении | | |
|--------------------|--------------|---------------------------------------|--|---|---|-------------------------------|------------------------------|
| | | от 0°С до t ($1 + \alpha t$) | от t до 0°С 1 ($1 + \alpha t$) | | в 1 м³ воздуха | в 1 кг влажного воздуха | на 1 кг сухого воздуха |
| -20 | 1,396 | 0,927 | 1,079 | 0,940 | 1,1 | 0,80 | 0,77 |
| -18 | 1,325 | 0,934 | 1,071 | 1,116 | 1,3 | 0,92 | 0,93 |
| -16 | 1,374 | 0,941 | 1,062 | 1,308 | 1,5 | 1,10 | 1,11 |
| -14 | 1,368 | 0,949 | 1,054 | 1,549 | 1,7 | 1,29 | 1,30 |
| -12 | 1,353 | 0,956 | 1,046 | 1,836 | 2,0 | 1,49 | 1,50 |
| -10 | 1,342 | 0,963 | 1,038 | 2,14 | 2,3 | 1,78 | 1,79 |
| -8 | 1,332 | 0,971 | 1,030 | 2,455 | 2,7 | 2,06 | 2,08 |
| -6 | 1,322 | 0,978 | 1,023 | 2,876 | 3,4 | 2,38 | 2,40 |
| -4 | 1,312 | 0,985 | 1,015 | 3,368 | 3,6 | 2,78 | 2,80 |
| -2 | 1,303 | 0,993 | 1,007 | 3,941 | 4,2 | 3,29 | 3,28 |
| 0 | 1,293 | 1,000 | 1,000 | 4,580 | 4,9 | 3,78 | 3,80 |
| +2 | 1,284 | 1,007 | 0,993 | 5,302 | 5,6 | 4,40 | 4,48 |
| +4 | 1,275 | 1,015 | 0,986 | 6,097 | 6,4 | 5,05 | 5,10 |
| 6 | 1,265 | 1,022 | 0,979 | 6,998 | 7,3 | 5,70 | 5,78 |
| 8 | 1,256 | 1,029 | 0,972 | 8,017 | 8,3 | 6,60 | 6,65 |
| 10 | 1,248 | 1,037 | 0,965 | 9,210 | 9,4 | 7,50 | 7,63 |
| 12 | 1,239 | 1,044 | 0,958 | 10,520 | 10,6 | 8,60 | 8,75 |
| 14 | 1,230 | 1,051 | 0,951 | 11,988 | 12,0 | 9,80 | 9,97 |
| 16 | 1,222 | 1,059 | 0,945 | 13,630 | 13,6 | 11,20 | 11,40 |
| 18 | 1,213 | 1,066 | 0,938 | 15,48 | 15,3 | 12,70 | 12,90 |
| 20 | 1,205 | 1,073 | 0,932 | 17,530 | 17,20 | 14,40 | 14,70 |
| 22 | 1,197 | 1,081 | 0,925 | 19,830 | 19,30 | 16,30 | 16,80 |
| 24 | 1,189 | 1,088 | 0,919 | 22,380 | 21,6 | 18,40 | 18,80 |
| 26 | 1,181 | 1,095 | 0,913 | 25,210 | 24,2 | 20,70 | 21,40 |
| 28 | 1,173 | 1,003 | 0,907 | 28,350 | 27,0 | 23,40 | 24,00 |
| 30 | 1,165 | 1,110 | 0,907 | 31,820 | 30,1 | 26,30 | 27,28 |
| 32 | 1,157 | 1,117 | 0,895 | 35,660 | 33,5 | 29,50 | 30,60 |
| 34 | 1,150 | 1,125 | 0,889 | 38,900 | 37,3 | 33,10 | 34,40 |
| 36 | 1,142 | 1,132 | 0,884 | 44,560 | 41,4 | 37,00 | 38,80 |
| 38 | 1,135 | 1,139 | 0,878 | 49,690 | 45,9 | 41,40 | 43,50 |
| 40 | 1,128 | 1,147 | 0,872 | 55,320 | 50,8 | 46,30 | 48,90 |
| 42 | 1,121 | 1,154 | 0,867 | 61,500 | 56,1 | 51,60 | 54,80 |
| 44 | 1,114 | 1,161 | 0,861 | 68,260 | 61,9 | 57,50 | 61,30 |
| 46 | 1,107 | 1,169 | 0,856 | 75,650 | 68,2 | 64,00 | 68,90 |
| 48 | 1,100 | 1,176 | 0,850 | 83,700 | 75,0 | 71,10 | 77,00 |
| 50 | 1,093 | 1,183 | 0,845 | 92,510 | 83,3 | 79,00 | 86,30 |

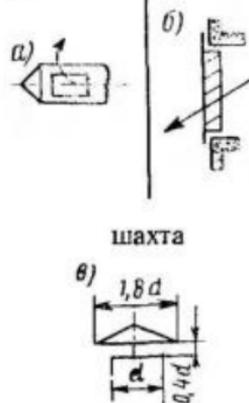
* Данные относятся к 1 м³ сухого воздуха.

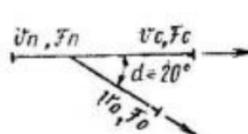
ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИИ ВОЗДУХОВОДОВ

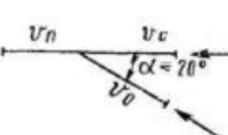
| Сопротивление | Эскиз | Коэффициент местного сопротивления | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|---|----------------|-------|------|------|---------|------|------|-------|---------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Внезапное расширение |  | $\zeta = \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2$ | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Внезапное сужение |  | $\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{f}{F}\right)$ | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Боковое отверстие с острыми краями |  | Выход воздуха | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | <table border="1"> <tr> <td>v_1/v_0</td> <td>0,4</td> <td>0,6</td> <td>1</td> <td>1,2</td> <td>1,4</td> <td>1,6</td> <td>1,8</td> </tr> <tr> <td>ζ</td> <td>1,3</td> <td>1,7</td> <td>1,8</td> <td>1,9</td> <td>2,1</td> <td>2,3</td> <td>2,6</td> </tr> </table> | v_1/v_0 | 0,4 | 0,6 | 1 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 | ζ | 1,3 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,1 | 2,3 | 2,6 |
| | | v_1/v_0 | 0,4 | 0,6 | 1 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,8 | | | | | | | | | |
| | | ζ | 1,3 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,1 | 2,3 | 2,6 | | | | | | | | | |
| Проход воздуха | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <table border="1"> <tr> <td>v_1/v_0</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1,8</td> </tr> <tr> <td>ζ</td> <td>0,06</td> <td>0,01</td> <td>-0,03</td> <td>-0,06</td> <td>-0,3</td> </tr> </table> | v_1/v_0 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 1,8 | ζ | 0,06 | 0,01 | -0,03 | -0,06 | -0,3 | | | | | | |
| v_1/v_0 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 1,8 | | | | | | | | | | | | | |
| ζ | 0,06 | 0,01 | -0,03 | -0,06 | -0,3 | | | | | | | | | | | | | |
| Отводы круглые, квадратные и прямоугольные |  | Отводы круглые и квадратные | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | <table border="1"> <tr> <td>α°</td> <td>30</td> <td>45</td> <td>60</td> <td>90</td> <td>130</td> </tr> </table> | α° | 30 | 45 | 60 | 90 | 130 | | | | | | | | | | |
| | | α° | 30 | 45 | 60 | 90 | 130 | | | | | | | | | | | |
| | | $R/d = 1$ | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | <table border="1"> <tr> <td>ζ</td> <td>0,09</td> <td>0,13</td> <td>0,16</td> <td>0,21</td> <td>0,25</td> </tr> </table> | ζ | 0,09 | 0,13 | 0,16 | 0,21 | 0,25 | | | | | | | | | | |
| | | ζ | 0,09 | 0,13 | 0,16 | 0,21 | 0,25 | | | | | | | | | | | |
| $R/d = 2$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <table border="1"> <tr> <td>ζ</td> <td>0,07</td> <td>0,09</td> <td>0,12</td> <td>0,15</td> <td>0,18</td> </tr> </table> | ζ | 0,07 | 0,09 | 0,12 | 0,15 | 0,18 | | | | | | | | | | | | |
| ζ | 0,07 | 0,09 | 0,12 | 0,15 | 0,18 | | | | | | | | | | | | | |
| Для прямоугольных отводов умножить на коэффициент С | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <table border="1"> <tr> <td>b/a</td> <td>0,25</td> <td>0,5</td> <td>1</td> <td>1,5</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>С</td> <td>1,3</td> <td>1,17</td> <td>1</td> <td>0,9</td> <td>0,85</td> </tr> </table> | | b/a | 0,25 | 0,5 | 1 | 1,5 | 2 | С | 1,3 | 1,17 | 1 | 0,9 | 0,85 | | | | | |
| b/a | 0,25 | 0,5 | 1 | 1,5 | 2 | | | | | | | | | | | | | |
| С | 1,3 | 1,17 | 1 | 0,9 | 0,85 | | | | | | | | | | | | | |

| Сопротивление | Эскиз | Коэффициент местного сопротивления | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--|---|----------------|------|-----|-----|-----|---------|---------|------|------|------|-------|------|--------------|-----|-----|-----|-----|------|---------|------|---|-----|---|---|--------------|-----|-----|-----|-----|-----|---------|-----|-----|-----|-----|---|
| Шахта с диффузором |  | <table border="1"> <tr> <td>h/d</td> <td>0,3</td> <td>0,4</td> <td>0,6</td> <td>0,9</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>ζ</td> <td>0,8</td> <td>0,65</td> <td>0,6</td> <td>0,6</td> <td>0,6</td> </tr> </table> | h/d | 0,3 | 0,4 | 0,6 | 0,9 | 1 | ζ | 0,8 | 0,65 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| h/d | 0,3 | 0,4 | 0,6 | 0,9 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ζ | 0,8 | 0,65 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Колено круглое, квадратное и прямоугольное |  | <p>Колена круглые и квадратные</p> <table border="1"> <tr> <td>α°</td> <td>30</td> <td>45</td> <td>60</td> <td>90</td> </tr> <tr> <td>ζ</td> <td>0,16</td> <td>0,32</td> <td>0,56</td> <td>1,2</td> </tr> </table> <p>Для прямоугольных умножать на C</p> <table border="1"> <tr> <td>b/a</td> <td>0,25</td> <td>0,5</td> <td>1</td> <td>1,5</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>1,1</td> <td>1,07</td> <td>1</td> <td>0,95</td> </tr> </table> | α° | 30 | 45 | 60 | 90 | ζ | 0,16 | 0,32 | 0,56 | 1,2 | b/a | 0,25 | 0,5 | 1 | 1,5 | C | 1,1 | 1,07 | 1 | 0,95 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| α° | 30 | 45 | 60 | 90 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ζ | 0,16 | 0,32 | 0,56 | 1,2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| b/a | 0,25 | 0,5 | 1 | 1,5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| C | 1,1 | 1,07 | 1 | 0,95 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Дефлектор ЦАГИ |  | $\zeta = 0,6$ | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Тройник под углом 30° на притоке воздуха |  | <p>Проход $F_{II} + F_0 > F_c$; $F_{II} = F_c$</p> <table border="1"> <tr> <td>v_0/v_c</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>ζ</td> <td>0,4</td> <td>0</td> <td>-0,1</td> <td>-0,1</td> <td>0</td> </tr> </table> <p>Проход $F_0 + F_{II} = F_c$</p> <table border="1"> <tr> <td>v_{II}/v_c</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>ζ</td> <td>4,4</td> <td>2</td> <td>0,8</td> <td>1</td> <td>0</td> </tr> </table> <p>Ответвление $F_0 + F_{II} > F_c$; $F_{II} = F_c$</p> <table border="1"> <tr> <td>v_{II}/v_c</td> <td>0,4</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1,2</td> <td>1,4</td> </tr> <tr> <td>ζ</td> <td>9,4</td> <td>4,2</td> <td>2,3</td> <td>1,6</td> <td>1</td> </tr> </table> | v_0/v_c | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 1 | ζ | 0,4 | 0 | -0,1 | -0,1 | 0 | v_{II}/v_c | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 1 | ζ | 4,4 | 2 | 0,8 | 1 | 0 | v_{II}/v_c | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,2 | 1,4 | ζ | 9,4 | 4,2 | 2,3 | 1,6 | 1 |
| v_0/v_c | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ζ | 0,4 | 0 | -0,1 | -0,1 | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| v_{II}/v_c | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,8 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ζ | 4,4 | 2 | 0,8 | 1 | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| v_{II}/v_c | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,2 | 1,4 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ζ | 9,4 | 4,2 | 2,3 | 1,6 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| Сопротивление | Эскиз | Коэффициент местного сопротивления | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|---|-----------|-----------------------|------|--|--|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|----|-----|-----|---|-----|-----|------|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----------|-----------------------|--|--|--|--|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|---|---|---|-----|------|-----|---|---|---|-----|------|------|---|---|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|
| <p>Тройник под углом 90° на вытяжке воздуха</p> |  | <p>Проход воздуха</p> <table border="1" data-bbox="600 231 953 495"> <thead> <tr> <th rowspan="2">F_n/F_c</th> <th colspan="5">ζ при L_n/L_c</th> </tr> <tr> <th>0,2</th> <th>0,4</th> <th>0,6</th> <th>0,7</th> <th>0,8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,1</td> <td>0,5</td> <td>1,5</td> <td>4,4</td> <td>8,4</td> <td>20</td> </tr> <tr> <td>0,4</td> <td>0,4</td> <td>1</td> <td>2,8</td> <td>5,2</td> <td>12,3</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>0,4</td> <td>0,7</td> <td>1,6</td> <td>2,8</td> <td>6,3</td> </tr> </tbody> </table> <p>Ответвление</p> <table border="1" data-bbox="600 561 953 859"> <thead> <tr> <th rowspan="2">F_e/F_n</th> <th colspan="5">ζ при L_n/L_c</th> </tr> <tr> <th>0,1</th> <th>0,2</th> <th>0,4</th> <th>0,5</th> <th>0,7</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,1</td> <td>0,3</td> <td>0,9</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>0,2</td> <td>-1,7</td> <td>0,6</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>0,4</td> <td>-9,4</td> <td>-0,6</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1,1</td> </tr> <tr> <td>0,6</td> <td>-21</td> <td>-2,7</td> <td>0,9</td> <td>1,1</td> <td>1,2</td> </tr> </tbody> </table> | F_n/F_c | ζ при L_n/L_c | | | | | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,1 | 0,5 | 1,5 | 4,4 | 8,4 | 20 | 0,4 | 0,4 | 1 | 2,8 | 5,2 | 12,3 | 1 | 0,4 | 0,7 | 1,6 | 2,8 | 6,3 | F_e/F_n | ζ при L_n/L_c | | | | | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,5 | 0,7 | 0,1 | 0,3 | 0,9 | 1 | 1 | 1 | 0,2 | -1,7 | 0,6 | 1 | 1 | 1 | 0,4 | -9,4 | -0,6 | 1 | 1 | 1,1 | 0,6 | -21 | -2,7 | 0,9 | 1,1 | 1,2 |
| F_n/F_c | ζ при L_n/L_c | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,1 | 0,5 | 1,5 | 4,4 | 8,4 | 20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | 0,4 | 1 | 2,8 | 5,2 | 12,3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1 | 0,4 | 0,7 | 1,6 | 2,8 | 6,3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| F_e/F_n | ζ при L_n/L_c | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,5 | 0,7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,1 | 0,3 | 0,9 | 1 | 1 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,2 | -1,7 | 0,6 | 1 | 1 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | -9,4 | -0,6 | 1 | 1 | 1,1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,6 | -21 | -2,7 | 0,9 | 1,1 | 1,2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <p>Выход с плавным поворотом потока воздуха через расширенный патрубок</p> |  | <p>$\zeta = 1,7$ при живом сечении сетки 80% $v = 0,2 d$; $R = 1,2 d$ $b = 0,7 d$; $l = 1,25 d$ $K = 1,8 d$</p> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| <p>Вход с поворотом потока воздуха (в отверстие с острыми краями)</p> |  <p>а) конечная щель воздуховода б) жалюзийная решетка</p> | <p>$\zeta = 2$</p> | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| Сопротивление | Эскиз | Коэффициент местного сопротивления |
|---|--|------------------------------------|
| <p>Выход с поворотом потока воздуха</p> | <p>щель в конце воздухопровода</p> <p>жалоузийная решетка</p>  <p>шахта</p> | $\zeta = 2,5$ |

| Тройник на нагнетании |  | <table border="1" data-bbox="590 756 953 957"> <tr> <td>v_{II}/v_0</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> <td>0,7</td> <td>0,8</td> <td>0,9</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>ζ_c</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>ζ_0</td> <td>2,7</td> <td>1,7</td> <td>1,1</td> <td>0,7</td> <td>0,4</td> <td>0,25</td> <td>0</td> </tr> </table> | v_{II}/v_0 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 | ζ_c | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | ζ_0 | 2,7 | 1,7 | 1,1 | 0,7 | 0,4 | 0,25 | 0 |
|-----------------------|---|---|--------------|-----|-----|------|-----|-----|-----|---|-----------|---|---|---|---|---|---|---|-----------|-----|-----|-----|-----|-----|------|---|
| v_{II}/v_0 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ζ_c | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| ζ_0 | 2,7 | 1,7 | 1,1 | 0,7 | 0,4 | 0,25 | 0 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

| Тройник на всасывании |  | <table border="1" data-bbox="590 1008 953 1209"> <tr> <td>v_c/v_0</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>ζ_c</td> <td>0,4</td> <td>0,35</td> <td>0,2</td> </tr> <tr> <td>ζ_0</td> <td>1,8</td> <td>0,7</td> <td>0,3</td> </tr> </table> | v_c/v_0 | 0,6 | 0,8 | 1 | ζ_c | 0,4 | 0,35 | 0,2 | ζ_0 | 1,8 | 0,7 | 0,3 |
|-----------------------|---|--|-----------|-----|-----|---|-----------|-----|------|-----|-----------|-----|-----|-----|
| v_c/v_0 | 0,6 | 0,8 | 1 | | | | | | | | | | | |
| ζ_c | 0,4 | 0,35 | 0,2 | | | | | | | | | | | |
| ζ_0 | 1,8 | 0,7 | 0,3 | | | | | | | | | | | |

К РАСЧЕТУ КРУГЛЫХ СТАЛЬНЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

| Динамический напор $\frac{\rho v^2}{2g}$ в кгс/м ² | Скорость движения воздуха v в м/сек | Количество проходящего воздуха в м ³ /ч (в числителе) и сопротивление трения на 1 м воздуховода в кгс/м ² (в знаменателе) при внутреннем диаметре в мм | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|--|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | 560 | 630 | 710 |
| 0,0006 | 0,1 | 2,8 | 3,4 | 4,42 | 5,64 | 7,2 | 9,2 | 11,3 | 14,3 | 18 | 22 | 28 | 36 | 45 | 57 | 71 | 89 | 112 | 142 |
| | | 0,0004 | 0,0003 | 0,0003 | 0,0003 | 0,0002 | 0,0002 | 0,0002 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 | — | — | — |
| 0,0024 | 0,2 | 5,6 | 6,8 | 8,8 | 11,1 | 14,5 | 18,3 | 22,6 | 28,6 | 35 | 44 | 56 | 71 | 90 | 114 | 141 | 177 | 224 | 285 |
| | | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,0008 | 0,0007 | 0,0006 | 0,0005 | 0,0005 | 0,0004 | 0,0004 | 0,0003 | 0,0003 | 0,0002 | 0,0002 | 0,0002 | 0,0001 | 0,0001 | 0,0001 |
| 0,0098 | 0,4 | 11,3 | 13,7 | 17,7 | 22,1 | 28,9 | 36,6 | 45,2 | 57,2 | 71 | 89 | 112 | 142 | 181 | 229 | 283 | 354 | 449 | 570 |
| | | 0,004 | 0,004 | 0,003 | 0,003 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,0009 | 0,0008 | 0,0007 | 0,0006 | 0,0005 | 0,0004 | 0,0004 |
| 0,022 | 0,6 | 16,9 | 20,5 | 26,5 | 33,2 | 43,4 | 54,9 | 67,8 | 85,8 | 106 | 133 | 168 | 214 | 271 | 343 | 424 | 532 | 673 | 855 |
| | | 0,009 | 0,008 | 0,007 | 0,006 | 0,005 | 0,004 | 0,004 | 0,003 | 0,003 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,001 | 0,001 | 0,001 | 0,0009 |
| 0,0391 | 0,8 | 22,6 | 27,3 | 36,3 | 44,3 | 57,9 | 73,2 | 90,4 | 114 | 141 | 177 | 224 | 285 | 362 | 458 | 565 | 708 | 897 | 1140 |
| | | 0,015 | 0,013 | 0,011 | 0,01 | 0,008 | 0,007 | 0,006 | 0,005 | 0,005 | 0,004 | 0,004 | 0,003 | 0,003 | 0,002 | 0,002 | 0,002 | 0,001 | 0,001 |
| 0,0612 | 1 | 28,3 | 34,2 | 44,2 | 56,4 | 72,3 | 91,6 | 113 | 143 | 177 | 222 | 280 | 356 | 452 | 572 | 707 | 886 | 1122 | 1425 |
| | | 0,022 | 0,019 | 0,017 | 0,014 | 0,012 | 0,011 | 0,009 | 0,008 | 0,007 | 0,006 | 0,005 | 0,004 | 0,004 | 0,003 | 0,003 | 0,003 | 0,003 | 0,002 |
| 0,0881 | 1,2 | 33,9 | 41 | 53 | 66,5 | 86,8 | 110 | 136 | 172 | 212 | 266 | 336 | 427 | 543 | 687 | 848 | 1063 | 1346 | 1710 |
| | | 0,03 | 0,027 | 0,023 | 0,02 | 0,017 | 0,015 | 0,013 | 0,011 | 0,01 | 0,008 | 0,007 | 0,005 | 0,005 | 0,005 | 0,004 | 0,004 | 0,003 | 0,003 |
| .12 | 1,4 | 39,6 | 47,9 | 61,8 | 77,5 | 101 | 128 | 158 | 200 | 247 | 310 | 393 | 499 | 633 | 801 | 989 | 1241 | 1570 | 1994 |
| | | 0,04 | 0,035 | 0,03 | 0,026 | 0,022 | 0,019 | 0,017 | 0,014 | 0,013 | 0,011 | 0,009 | 0,008 | 0,007 | 0,006 | 0,006 | 0,005 | 0,004 | 0,003 |

| Динамический напор $\frac{\rho^2 v^2}{2g}$ в кгс/м ² | Скорость движения воздуха v в м/сек | Количество проходящего воздуха в м ³ /ч (в числителе) и сопротивление трения на 1 м воздуховода в кгс/м ² (в знаменателе) при внутреннем диаметре в мм | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | 560 | 630 | 710 |
| 0,157 | 1,6 | 46,2 | 54,7 | 70,6 | 88,6 | 116 | 147 | 181 | 229 | 283 | 354 | 449 | 570 | 723 | 916 | 1130 | 1418 | 1795 | 2279 |
| | | 0,051 | 0,045 | 0,038 | 0,033 | 0,028 | 0,024 | 0,021 | 0,018 | 0,016 | 0,014 | 0,012 | 0,01 | 0,009 | 0,008 | 0,007 | 0,006 | 0,005 | 0,004 |
| 0,197 | 1,8 | 50,9 | 61,5 | 79,5 | 99,7 | 130 | 165 | 204 | 268 | 318 | 399 | 505 | 641 | 814 | 1030 | 1270 | 1595 | 2019 | 2564 |
| | | 0,062 | 0,055 | 0,047 | 0,041 | 0,035 | 0,03 | 0,026 | 0,023 | 0,02 | 0,017 | 0,015 | 0,013 | 0,011 | 0,01 | 0,008 | 0,007 | 0,006 | 0,005 |
| 0,245 | 2 | 56,5 | 68,4 | 88,3 | 111 | 145 | 183 | 226 | 286 | 353 | 443 | 561 | 712 | 904 | 1145 | 1413 | 1772 | 2243 | 2849 |
| | | 0,075 | 0,067 | 0,057 | 0,049 | 0,042 | 0,036 | 0,032 | 0,027 | 0,024 | 0,021 | 0,018 | 0,015 | 0,013 | 0,011 | 0,01 | 0,009 | 0,008 | 0,006 |
| 0,352 | 2,4 | 67,8 | 82,1 | 106 | 134 | 174 | 220 | 271 | 343 | 424 | 532 | 673 | 865 | 1085 | 1373 | 1696 | 2127 | 2692 | 3419 |
| | | 0,104 | 0,093 | 0,079 | 0,068 | 0,058 | 0,05 | 0,044 | 0,038 | 0,033 | 0,029 | 0,025 | 0,021 | 0,018 | 0,016 | 0,014 | 0,012 | 0,01 | 0,009 |
| 0,48 | 2,8 | 79,1 | 95,7 | 124 | 155 | 203 | 256 | 317 | 401 | 495 | 620 | 785 | 997 | 1266 | 1602 | 1978 | 2481 | 3141 | 3989 |
| | | 0,138 | 0,122 | 0,104 | 0,09 | 0,076 | 0,066 | 0,057 | 0,05 | 0,044 | 0,038 | 0,033 | 0,028 | 0,024 | 0,021 | 0,018 | 0,016 | 0,014 | 0,012 |
| 0,626 | 3,2 | 90,4 | 109 | 141 | 170 | 231 | 293 | 362 | 458 | 565 | 709 | 897 | 1140 | 1447 | 1831 | 2261 | 2836 | 3589 | 4559 |
| | | 0,175 | 0,156 | 0,132 | 0,115 | 0,097 | 0,084 | 0,073 | 0,064 | 0,056 | 0,048 | 0,042 | 0,036 | 0,031 | 0,027 | 0,023 | 0,02 | 0,018 | 0,015 |
| 0,793 | 3,6 | 102 | 123 | 159 | 199 | 260 | 330 | 407 | 515 | 636 | 798 | 1009 | 1282 | 1628 | 2060 | 2543 | 3190 | 4038 | 5129 |
| | | 0,216 | 0,193 | 0,164 | 0,142 | 0,12 | 0,104 | 0,091 | 0,079 | 0,069 | 0,06 | 0,052 | 0,045 | 0,038 | 0,033 | 0,029 | 0,025 | 0,022 | 0,019 |
| 0,979 | 4 | 113 | 137 | 177 | 222 | 289 | 366 | 452 | 572 | 706 | 886 | 1122 | 1426 | 1800 | 2289 | 2826 | 3545 | 4481 | 5698 |
| | | 0,263 | 0,233 | 0,198 | 0,172 | 0,145 | 0,126 | 0,11 | 0,095 | 0,083 | 0,072 | 0,062 | 0,054 | 0,046 | 0,04 | 0,035 | 0,03 | 0,026 | 0,023 |

| Динамический напор $\frac{v^2 \gamma}{2g}$ в кгс/м ² | Скорость движения воздуха v в м/сек | Количество проходящего воздуха в м ³ /ч (в числителе) и сопротивление трения на 1 м воздуховода в кгс/м ² (в знаменателе) при внутреннем диаметре в мм | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|--|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | 560 | 630 | 710 |
| 1,18 | 4,4 | <u>124</u> | <u>150</u> | <u>194</u> | <u>244</u> | <u>318</u> | <u>403</u> | <u>497</u> | <u>629</u> | <u>777</u> | <u>975</u> | <u>1234</u> | <u>1567</u> | <u>1990</u> | <u>2518</u> | <u>3109</u> | <u>3899</u> | <u>4935</u> | <u>6268</u> |
| | | 0,313 | 0,278 | 0,237 | 0,205 | 0,174 | 0,15 | 0,131 | 0,113 | 0,099 | 0,087 | 0,075 | 0,064 | 0,055 | 0,048 | 0,042 | 0,036 | 0,031 | 0,027 |
| 1,41 | 4,8 | <u>136</u> | <u>164</u> | <u>212</u> | <u>266</u> | <u>347</u> | <u>440</u> | <u>543</u> | <u>687</u> | <u>848</u> | <u>1063</u> | <u>1345</u> | <u>1710</u> | <u>2170</u> | <u>2747</u> | <u>3391</u> | <u>4254</u> | <u>5384</u> | <u>6838</u> |
| | | 0,366 | 0,325 | 0,277 | 0,24 | 0,203 | 0,176 | 0,154 | 0,133 | 0,117 | 0,101 | 0,087 | 0,075 | 0,065 | 0,056 | 0,049 | 0,043 | 0,037 | 0,032 |
| 1,53 | 5 | <u>141</u> | <u>171</u> | <u>221</u> | <u>277</u> | <u>362</u> | <u>458</u> | <u>565</u> | <u>715</u> | <u>883</u> | <u>110</u> | <u>1402</u> | <u>1781</u> | <u>2261</u> | <u>2861</u> | <u>3532</u> | <u>4431</u> | <u>5608</u> | <u>7123</u> |
| | | 0,395 | 0,35 | 0,299 | 0,259 | 0,219 | 0,189 | 0,165 | 0,143 | 0,126 | 0,109 | 0,094 | 0,081 | 0,07 | 0,06 | 0,053 | 0,046 | 0,04 | 0,034 |
| 1,78 | 5,4 | <u>153</u> | <u>185</u> | <u>238</u> | <u>299</u> | <u>391</u> | <u>494</u> | <u>610</u> | <u>773</u> | <u>954</u> | <u>1196</u> | <u>1514</u> | <u>1923</u> | <u>2442</u> | <u>3090</u> | <u>3815</u> | <u>4786</u> | <u>6057</u> | <u>7693</u> |
| | | 0,455 | 0,404 | 0,344 | 0,299 | 0,253 | 0,218 | 0,191 | 0,165 | 0,145 | 0,126 | 0,108 | 0,093 | 0,08 | 0,069 | 0,061 | 0,053 | 0,046 | 0,039 |
| 2,06 | 5,8 | <u>164</u> | <u>198</u> | <u>256</u> | <u>321</u> | <u>420</u> | <u>531</u> | <u>656</u> | <u>830</u> | <u>1024</u> | <u>1285</u> | <u>1626</u> | <u>2066</u> | <u>2623</u> | <u>3319</u> | <u>4098</u> | <u>5140</u> | <u>6506</u> | <u>8263</u> |
| | | 0,519 | 0,46 | 0,392 | 0,341 | 0,288 | 0,249 | 0,217 | 0,188 | 0,165 | 0,143 | 0,124 | 0,107 | 0,092 | 0,079 | 0,069 | 0,06 | 0,052 | 0,045 |
| 2,2 | 6 | <u>170</u> | <u>205</u> | <u>265</u> | <u>332</u> | <u>434</u> | <u>549</u> | <u>678</u> | <u>858</u> | <u>1060</u> | <u>1329</u> | <u>1682</u> | <u>2137</u> | <u>2713</u> | <u>3434</u> | <u>4239</u> | <u>5317</u> | <u>6730</u> | <u>8548</u> |
| | | 0,552 | 0,49 | 0,418 | 0,362 | 0,306 | 0,265 | 0,231 | 0,2 | 0,176 | 0,152 | 0,132 | 0,113 | 0,098 | 0,084 | 0,074 | 0,064 | 0,055 | 0,048 |
| 2,51 | 6,4 | <u>181</u> | <u>219</u> | <u>283</u> | <u>355</u> | <u>463</u> | <u>586</u> | <u>724</u> | <u>916</u> | <u>1130</u> | <u>1418</u> | <u>1795</u> | <u>2279</u> | <u>2894</u> | <u>3662</u> | <u>4522</u> | <u>5672</u> | <u>7178</u> | <u>9117</u> |
| | | 0,622 | 0,552 | 0,47 | 0,408 | 0,345 | 0,298 | 0,261 | 0,226 | 0,198 | 0,172 | 0,148 | 0,128 | 0,11 | 0,095 | 0,083 | 0,072 | 0,062 | 0,054 |
| 2,83 | 6,8 | <u>193</u> | <u>233</u> | <u>300</u> | <u>377</u> | <u>492</u> | <u>623</u> | <u>769</u> | <u>973</u> | <u>1201</u> | <u>1501</u> | <u>1907</u> | <u>2422</u> | <u>3075</u> | <u>3892</u> | <u>4804</u> | <u>6026</u> | <u>7627</u> | <u>9687</u> |
| | | 0,696 | 0,617 | 0,526 | 0,457 | 0,386 | 0,334 | 0,292 | 0,252 | 0,221 | 0,192 | 0,166 | 0,143 | 0,123 | 0,106 | 0,093 | 0,081 | 0,07 | 0,06 |

| Динамический напор $\frac{\rho^2 v^2}{2g}$ в кгс/м ² | Скорость движения воздуха v в м/сек | Количество проходящего воздуха в м ³ /ч (в числителе) и сопротивление трения на 1 м воздуховода в кгс/м ² (в знаменателе) при внутреннем диаметре в мм | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|--|--|------------|------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------|--------------|
| | | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | 560 | 630 | 710 |
| 3 | 7 | <u>198</u> | <u>239</u> | <u>309</u> | <u>388</u> | <u>506</u> | <u>641</u> | <u>791</u> | <u>1001</u> | <u>1236</u> | <u>1554</u> | <u>1963</u> | <u>2493</u> | <u>3165</u> | <u>4006</u> | <u>4945</u> | <u>6204</u> | <u>7851</u> | <u>9972</u> |
| | | 0,734 | 0,651 | 0,555 | 0,482 | 0,407 | 0,352 | 0,308 | 0,266 | 0,233 | 0,203 | 0,175 | 0,151 | 0,13 | 0,112 | 0,098 | 0,085 | 0,074 | 0,063 |
| 3,44 | 7,5 | <u>212</u> | <u>257</u> | <u>331</u> | <u>415</u> | <u>543</u> | <u>687</u> | <u>848</u> | <u>1075</u> | <u>1325</u> | <u>1662</u> | <u>2103</u> | <u>2571</u> | <u>3391</u> | <u>4292</u> | <u>5299</u> | <u>6647</u> | <u>8412</u> | <u>10685</u> |
| | | 0,834 | 0,741 | 0,631 | 0,548 | 0,463 | 0,4 | 0,35 | 0,303 | 0,265 | 0,23 | 0,199 | 0,171 | 0,148 | 0,127 | 0,112 | 0,097 | 0,084 | 0,072 |
| 3,91 | 8 | <u>226</u> | <u>274</u> | <u>353</u> | <u>443</u> | <u>579</u> | <u>733</u> | <u>904</u> | <u>1145</u> | <u>1413</u> | <u>1772</u> | <u>2243</u> | <u>2849</u> | <u>3617</u> | <u>4578</u> | <u>5652</u> | <u>7090</u> | <u>8973</u> | <u>11397</u> |
| | | 0,94 | 0,834 | 0,711 | 0,617 | 0,522 | 0,451 | 0,394 | 0,341 | 0,299 | 0,26 | 0,224 | 0,193 | 0,166 | 0,143 | 0,126 | 0,109 | 0,094 | 0,081 |
| 4,42 | 8,5 | <u>240</u> | <u>291</u> | <u>375</u> | <u>471</u> | <u>615</u> | <u>778</u> | <u>961</u> | <u>1216</u> | <u>1501</u> | <u>1885</u> | <u>2383</u> | <u>3027</u> | <u>3843</u> | <u>4864</u> | <u>6005</u> | <u>7533</u> | <u>9534</u> | <u>12109</u> |
| | | 1,05 | 0,932 | 0,797 | 0,691 | 0,584 | 0,505 | 0,441 | 0,382 | 0,335 | 0,291 | 0,251 | 0,216 | 0,186 | 0,161 | 0,141 | 0,122 | 0,105 | 0,091 |
| 4,95 | 9 | <u>254</u> | <u>308</u> | <u>397</u> | <u>499</u> | <u>651</u> | <u>824</u> | <u>1017</u> | <u>1288</u> | <u>1590</u> | <u>1994</u> | <u>2524</u> | <u>3205</u> | <u>4069</u> | <u>5150</u> | <u>6359</u> | <u>7976</u> | <u>10095</u> | <u>12821</u> |
| | | 1,17 | 1,04 | 0,886 | 0,769 | 0,65 | 0,562 | 0,491 | 0,425 | 0,373 | 0,323 | 0,279 | 0,241 | 0,207 | 0,179 | 0,157 | 0,136 | 0,117 | 0,101 |
| 5,52 | 9,5 | <u>269</u> | <u>325</u> | <u>420</u> | <u>526</u> | <u>687</u> | <u>870</u> | <u>1074</u> | <u>1359</u> | <u>1678</u> | <u>2105</u> | <u>2664</u> | <u>3383</u> | <u>4296</u> | <u>5437</u> | <u>6712</u> | <u>8419</u> | <u>10656</u> | <u>13534</u> |
| | | 1,3 | 1,15 | 0,98 | 0,851 | 0,719 | 0,622 | 0,543 | 0,47 | 0,412 | 0,358 | 0,309 | 0,266 | 0,229 | 0,198 | 0,173 | 0,15 | 0,13 | 0,112 |
| 6,12 | 10 | <u>283</u> | <u>342</u> | <u>442</u> | <u>554</u> | <u>724</u> | <u>916</u> | <u>1130</u> | <u>1411</u> | <u>1766</u> | <u>2216</u> | <u>2804</u> | <u>3561</u> | <u>4522</u> | <u>5723</u> | <u>7065</u> | <u>8862</u> | <u>11216</u> | <u>14246</u> |
| | | 1,43 | 1,27 | 1,08 | 0,936 | 0,792 | 0,684 | 0,598 | 0,517 | 0,454 | 0,394 | 0,34 | 0,293 | 0,252 | 0,218 | 0,191 | 0,165 | 0,143 | 0,123 |

ПРИЛОЖЕНИЕ 19

**ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ
ПРИ ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА**

| Скорость воздуха в м/сек | Потери давления Z в кгс/м ² для ζ | | | | |
|--------------------------|--|------|------|-------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0,2 | — | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| 0,3 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,03 |
| 0,4 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,05 |
| 0,5 | 0,02 | 0,03 | 0,05 | 0,06 | 0,08 |
| 0,6 | 0,02 | 0,04 | 0,07 | 0,09 | 0,1 |
| 0,7 | 0,03 | 0,06 | 0,09 | 0,095 | 0,2 |
| 0,8 | 0,04 | 0,08 | 0,1 | 0,1 | 0,2 |
| 0,9 | 0,05 | 0,1 | 0,1 | 0,2 | 0,3 |
| 1 | 0,06 | 0,1 | 0,2 | 0,2 | 0,3 |
| 1,2 | 0,09 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,4 |
| 1,4 | 0,12 | 0,2 | 0,4 | 0,5 | 0,6 |
| 1,6 | 0,15 | 0,3 | 0,5 | 0,6 | 0,8 |
| 1,8 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1 |
| 2 | 0,2 | 0,5 | 0,7 | 1 | 1,2 |
| 2,25 | 0,3 | 0,6 | 0,9 | 1,5 | 1,6 |
| 2,50 | 0,4 | 0,8 | 1,8 | 1,5 | 1,9 |
| 2,75 | 0,5 | 0,9 | 1,4 | 1,9 | 2,3 |
| 3 | 0,6 | 1,1 | 1,7 | 2,2 | 2,8 |
| 3,5 | 0,8 | 1,5 | 2,3 | 3 | 3,8 |
| 4 | 1 | 2 | 2,9 | 3,9 | 6,9 |
| 4,5 | 1,2 | 2,5 | 3,7 | 5 | 7,2 |
| 5 | 1,5 | 3,1 | 4,6 | 6,1 | 7,7 |
| 6 | 2 | 4,4 | 6,6 | 8,8 | 11 |
| 7 | 3 | 6 | 9 | 12 | 15 |

ПРИЛОЖЕНИЕ 20

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОРЕБРЕННЫХ
КАЛОРИФЕРОВ КФСО И КФБО**

| Модель | № калорифера | Размеры в мм | | | Поверхность нагрева в м ² | Живое сечение для прохода воздуха в м ² | Живое сечение для прохода теплоносителя в м ² | Вес в кг |
|--------|--------------|--------------|--------|---------|--------------------------------------|--|--|----------|
| | | высота | ширина | глубина | | | | |
| С | 4 | 750 | 510 | 200 | 17,06 | 0,153 | 0,0084 | 73,3 |
| | 5 | 750 | 640 | 200 | 21,71 | 0,187 | 0,0107 | 96,1 |
| | 8 | 1050 | 760 | 200 | 35,28 | 0,318 | 0,0122 | 140 |
| | 9 | 1050 | 880 | 200 | 41,89 | 0,375 | 0,0145 | 159,7 |
| | 10 | 1200 | 880 | 200 | 48,22 | 0,431 | 0,0145 | 178,3 |
| | 11 | 1200 | 1010 | 200 | 55,84 | 0,497 | 0,0168 | 206 |
| Б | 4 | 750 | 510 | 240 | 20,68 | 0,143 | 0,011 | 88,3 |
| | 5 | 750 | 640 | 240 | 26,88 | 0,182 | 0,0132 | 110,2 |
| | 8 | 1050 | 760 | 240 | 47,04 | 0,318 | 0,0163 | 174,8 |
| | 9 | 1050 | 880 | 240 | 55,86 | 0,375 | 0,0193 | 206,5 |
| | 10 | 1200 | 880 | 240 | 64,29 | 0,431 | 0,0193 | 230,2 |
| | 11 | 1200 | 1010 | 240 | 71,06 | 0,475 | 0,0213 | 258 |

КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ КАЛОРИФЕРОВ

| Теплоноситель | Скорость теплоносителя в м/сек | K, ккал/м ² ·ч·град при весовой скорости воздуха ν в кгс/м ² ·сек | | | | | |
|-----------------------|--------------------------------|---|------|------|------|------|------|
| | | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| <i>Калориферы КФС</i> | | | | | | | |
| Пар | — | 20,1 | 23,3 | 25,9 | 28,1 | 30 | 31,8 |
| Вода | 0,05 | 12,7 | 14,1 | 15,4 | 16,4 | 17,3 | 18,1 |
| | 0,1 | 14,3 | 16,1 | 17,8 | 19,1 | 20,2 | 21,4 |
| | 0,3 | 17,3 | 19,8 | 22,2 | 24 | 25,7 | 27,4 |
| | 0,5 | 18,1 | 21 | 23,7 | 26 | 28 | 29,8 |
| | 0,6 | 18,4 | 21,5 | 24,2 | 26,6 | 28,8 | 30,5 |
| <i>Калориферы КФБ</i> | | | | | | | |
| Пар | — | 17,9 | 21,2 | 24 | 26,3 | 28,4 | 30,3 |
| Вода | 0,1 | 13,6 | 15,6 | 17,3 | 18,8 | 20,2 | 21,4 |
| | 0,3 | 16,2 | 19,1 | 21,5 | 23,6 | 25,7 | 27,4 |
| | 0,5 | 17 | 20,1 | 22,9 | 25,4 | 27,6 | 29,7 |
| | 0,6 | 17,1 | 20,3 | 23,1 | 25,7 | 27,9 | 29,9 |

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАСТИНЧАТЫХ КАЛОРИФЕРОВ КФС, КМС, КФБ и КМБ

| Количество рядов труб по ходу воздуха | Модель и номер калорифера | Размеры в мм | | | Поверхность нагрева в м ² | Живое сечение для прохода воздуха в м ² | Живое сечение для теплоносителя в м ² | Вес в кг |
|---------------------------------------|---------------------------|--------------|--------|---------|--------------------------------------|--|--|----------|
| | | высота | ширина | глубина | | | | |
| 3 | КФС-2 } КМС-2 } | 600 | 390 | 200 | 9,9 | 0,115 | 0,0046 | 57,03 |
| | КФС-3 } КМС-3 } | 600 | 510 | 200 | 13,2 | 0,154 | 0,0061 | 71,22 |
| | КФС-5 | 750 | 640 | 200 | 20,9 | 0,244 | 0,0075 | 100,4 |
| | КФС-6 | 900 | 640 | 200 | 25,3 | 0,295 | 0,0076 | 118,62 |
| | КФС-7 | 900 | 760 | 200 | 30,4 | 0,354 | 0,0092 | 143,3 |
| | КФС-8 | 1050 | 880 | 200 | 35,7 | 0,41 | 0,0092 | 164,44 |

| Количество рядов труб на ходу воздуха | Модель и номер калорифера | Размеры в мм | | | Поверхность нагрева в м ² | Живое сечение для прохода воздуха в м ² | Живое сечение для прохода теплоносителя в м ² | Вес в кг |
|---------------------------------------|---------------------------|--------------|--------|---------|--------------------------------------|--|--|----------|
| | | высота | ширина | глубина | | | | |
| 4 | КФБ-2 } КМБ-2 } | 600 | 390 | 240 | 12,7 | 0,115 | { 0,0061 0,002 | 66,97 |
| | КФБ-3 } КМБ-3 } | 600 | 510 | 240 | 16,9 | 0,154 | { 0,0082 0,0016 | 87,17 |
| | КФБ-5 | 750 | 640 | 240 | 26,8 | 0,244 | 0,0102 | 132,44 |
| | КФБ-6 } КМБ-6 } | 900 | 640 | 240 | 32,4 | 0,295 | 0,0102 | 156,8 |
| | КФБ-7 | 900 | 760 | 240 | 38,9 | 0,334 | 0,0122 | 189,55 |
| | КФБ-8 | 1050 | 760 | 240 | 45,7 | 0,416 | 0,0122 | 218,18 |

ПРИЛОЖЕНИЕ 23

СОПРОТИВЛЕНИЕ ОДНОГО РЯДА КАЛОРИФЕРОВ ПРОХОДУ ВОЗДУХА

| Модель калорифера | Сопротивление в кгс/м ² при весовой скорости воздуха v в кгс/м ² ·сек | | | | | |
|-------------------|---|-----|-----|-----|------|------|
| | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| КФС | 1,4 | 2,9 | 4,8 | 7 | 9,7 | 12,8 |
| КФБ | 1,9 | 3,8 | 6,2 | 9,2 | 12,7 | 16,3 |

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АГРЕГАТОВ АПВС И АПВ

| Модель агрегата | Производительность агрегата по воздуху при начальной температуре 16°C | | Теплопроизводительность Q в ккал/ч и конечная температура воздуха t_k в °C при обогреве паром под давлением p в кгс/см ² | | | | | | Теплопроизводительность и конечная температура при обогреве водой температурой $t_r = 130^\circ\text{C}$ и $t_o = 70^\circ\text{C}$ | | Скорость выхода воздуха в м/сек | Установочная мощность в кВт |
|-----------------|---|--------|---|-------|---------|-------|---------|-------|---|-------|---------------------------------|-----------------------------|
| | | | 0,1 | | 1 | | 2 | | Q | t_k | | |
| | в м ³ /ч | в кг/ч | Q | t_k | Q | t_k | Q | t_k | | | | |
| АПВС-50-30 | 3300 | 3960 | 40 000 | 58,2 | 45 000 | 63,3 | 50 000 | 68,6 | 30 000 | 47,6 | 4,1 | 1 |
| АПВС-70-40 | 3900 | 4680 | 50 000 | 60,7 | 58 000 | 67,6 | 68 500 | 77 | 39 000 | 50,8 | 2,9 | 1 |
| АПВС-110-80 | 6900 | 8300 | — | — | 100 000 | 66,2 | 110 000 | 71,3 | 80 000 | 56,2 | 3,1 | 1,7 |
| АПВ-200-140 | 13 900 | 16 400 | 140 000 | — | 170 000 | 58,5 | 200 000 | 66 | 14 000 | 50,8 | 6,1 | 2,8 |
| АПВ-280-190 | 18 800 | 22 600 | 190 000 | — | 240 000 | 60,2 | 280 000 | 67,7 | 190 000 | 51 | 7,1 | 2,8 |

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АГРЕГАТА СТД-300м

| Пронаводимость по воздуху в м ³ /ч | Теплопроизводительность в ккал/ч при теплоносителе | | Электродвигатель | | Штуцера (трубная резьба в дюймах) | Вес в кг |
|---|--|---|------------------|----------------------------|-----------------------------------|----------|
| | пар (2 кгс/см ²) | вода (t _г = 130 и t _о = 70°C) | мощность в кВт | скорость вращения в об/мин | | |
| 28 000 | 256 000 | 316 000 | 2,8 | 1420 | 1 1/4 | 720/1068 |

ПРИЛОЖЕНИЕ 26

Сравнение единиц СИ, МКГСС и внесистемных единиц

1. Единицы сил

1 кгс = 9,8 н;

1 н = 0,102 кгс

2. Единицы работы, энергии, теплоты

1 кгс·м = 9,81 дж;

1 дж = 0,102 кгс·м

1 ккал = 4,19·10³ дж;

1 дж = 0,289·10⁻³ ккал

1 кВт·ч = 3,6·10⁶ дж;

1 дж = 0,278·10⁻⁶ кВт·ч

3. Единицы мощности

1 кгс·м/сек = 9,81 вт;

1 вт = 0,102 кгс·м/сек

1 л. с. = 736 вт;

1 вт = 1,36·10⁻³ л. с.

4. Единицы давления

1 кгс/м² = 9,81 н/м²;

1 н/м² = 0,102 кгс/м²

1 ат = 9,81·10⁴ н/м²;

1 н/м² = 1,02·10⁻⁵ ат

1 мм рт. ст. = 133,3 н/м²;

1 н/м² = 7,5·10⁻³ мм рт. ст.

1 мм вод. ст. = 9,81 н/м²;

1 н/м² = 0,102 мм вод. ст.

5. Единицы углов

1° = $\frac{\pi}{180}$ рад = 1,75·10⁻² рад; 1 рад = 57° 24';

1' = $\frac{\pi}{180 \cdot 60}$ рад = 2,91·10⁻⁴ рад;

1" = $\frac{\pi}{180 \cdot 60 \cdot 60}$ рад = 4,85·10⁻⁶ рад.

6. Единицы угловой скорости

1 об/мин = 2 рад/мин;

1 рад/мин = 0,16 об/мин

1 об/сек = 2 рад/сек;

1 рад/сек = об/сек

7. Единицы температуры

T°K = t°C + 273°

8. Прочие единицы

| | |
|-----------------------|---|
| Удельная теплоемкость | $\text{ккал/кг} \cdot \text{град} = 4,19 \cdot 10^3 \text{ дж/кг} \cdot \text{°C}$ |
| | $1 \text{ ккал/ч} = 1,163 \text{ вт}$ |
| Теплопроводность | $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град} = 1,163 \text{ вт/м} \cdot \text{°C}$ |

Примечание. В системе СИ приняты условные обозначения:

единица силы — *н* (ньютон);
единицы работы, энергии, теплоты — *дж* (джоуль);
единицы мощности — *вт* (ватт);
единицы давления — *н/м²*;
единицы углов — *рад* (радиан).

ЛИТЕРАТУРА

Батурин В. В. Основы промышленной вентиляции. Профиздат, 1965.

Белоусов В. В., Михайлов Ф. С. Основы проектирования систем центрального отопления. Стройиздат, 1962.

Белоусов В. В. Отопление и вентиляция, часть I. Стройиздат, 1967.

Бромлей М. Ф., Щеглов В. П. Проектирование отопления и вентиляции производственных зданий. Стройиздат, 1965.

Бромлей М. Ф., Кучерук. Технические испытания вентиляционных установок. Госстройиздат, 1952.

Богословский В. Н., Щеглов В. П. Отопления и вентиляция. Стройиздат, 1970.

Варягин К. Ю. Справочное руководство по вентиляции газифицированных зданий. Стройиздат, 1970.

Гамбург П. Ю. Таблицы и примеры для расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения. Госстройиздат, 1961.

Дроздов В. Ф. Санитарно-технические устройства зданий. Стройиздат, 1969.

Каменев П. И. и др. Отопление и вентиляция, ч. I. Стройиздат, 1965.

Кисин М. М. Отопление и вентиляция, ч. I. Отопление. Госстройиздат, 1955.

Косрюков В. А. Отопление и вентиляция, ч. II. Стройиздат, 1965.

Ливчак И. Ф. Водяное отопление небольших зданий. Трудрезервиздат, 1957.

Максимов Г. А. Отопление и вентиляция, ч. I. «Высшая школа», 1960.

Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. «Высшая школа», 1965.

Орлов А. И. Русская отопительно-вентиляционная техника. Стройиздат, 1950.

Орлов А. И. Теплоснабжение и вентиляция. Стройиздат, 1957.

Тихомиров К. В. Общая теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция. Стройиздат, 1969.

Федоров Н. Ф., Гусев В. М. Санитарно-техническое оборудование зданий и сооружений. Стройиздат, 1969.

Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. Стройиздат, 1953.

СНиП II-Г.7-62. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.

СНиП II-А.7-62. Строительная теплотехника.

СНиП II-В.6-62. Ограждающие конструкции.

| | |
|--------------------|--|
| Введение | |
|--------------------|--|

Раздел первый

Отопление

| | |
|--|----|
| <i>Глава I.</i> Общие сведения о системах отопления | 8 |
| § 1. Виды систем отопления | 8 |
| § 2. Принципиальные схемы систем центрального отопления | 11 |
| <i>Глава II.</i> Основные сведения по строительной теплотехнике | 13 |
| § 3. Виды перехода тепла | 13 |
| § 4. Переход тепла через плоскую стенку | 19 |
| § 5. Требуемое термическое сопротивление наружных ограждений | 24 |
| § 6. Определение температуры точки росы на внутренней поверхности ограждения | 28 |
| § 7. Распределение температур в толще наружного ограждения | 29 |
| <i>Глава III.</i> Тепловой режим зданий | 30 |
| § 8. Расчетные температуры наружного и внутреннего воздуха при определении тепла, теряемого помещениями | 30 |
| § 9. Измерение ограждающих поверхностей зданий | 34 |
| § 10. Особенности подсчета теплопотерь через полы, расположенные непосредственно на грунте или на лагах, и через стены, заглубленные в грунт | 35 |
| § 11. Добавочные теплопотери | 37 |
| § 12. Определение теплопотерь помещениями | 41 |
| § 13. Удельная тепловая характеристика здания | 44 |
| <i>Глава IV.</i> Тепловой баланс помещений производственных зданий | 45 |
| § 14. Теплопоступления в производственные помещения | 46 |
| § 15. Расходы тепла в производственных помещениях | 49 |
| <i>Глава V.</i> Нагревательные приборы систем центрального отопления | 51 |
| § 16. Основные сведения о нагревательных приборах | 51 |

| | Стр. |
|--|------------|
| § 17. Конструкции нагревательных приборов и их технические характеристики | 54 |
| § 18. Установка, крепление и присоединение к трубопроводам нагревательных приборов | 66 |
| § 19. Определение поверхности нагрева отопительных приборов | 70 |
| § 20. Особенности определения поверхности нагрева приборов однотрубных систем отопления | 75 |
| § 21. Определение поверхности нагрева отопительной бетонной панели | 87 |
| § 22. Регулирование теплоотдачи нагревательных приборов | 90 |
| <i>Глава VI. Водяное отопление с естественной циркуляцией воды</i> | <i>94</i> |
| § 23. Принципиальная схема системы водяного отопления с естественной циркуляцией | 96 |
| § 24. Двухтрубные системы водяного отопления с естественной циркуляцией | 101 |
| § 25. Однотрубные системы водяного отопления с естественной циркуляцией | 105 |
| § 26. Квартирные системы водяного отопления | 107 |
| § 27. Расширительный сосуд | 110 |
| § 28. Устройства для наполнения и опорожнения систем водяного отопления | 113 |
| § 29. Устройства для удаления воздуха из систем водяного отопления с естественной циркуляцией | 114 |
| § 30. Тепловая изоляция трубопроводов | 116 |
| § 31. Расчет трубопроводов систем водяного отопления с естественной циркуляцией | 118 |
| § 32. Особенности расчета трубопроводов однотрубных систем водяного отопления | 132 |
| § 33. Область применения систем водяного отопления с естественной циркуляцией | 141 |
| <i>Глава VII. Водяное отопление с искусственной циркуляцией</i> | <i>142</i> |
| § 34. Принцип действия системы водяного отопления с искусственной циркуляцией | 142 |
| § 35. Схемы систем водяного отопления с искусственной циркуляцией | 145 |
| § 36. Присоединение расширительного сосуда к трубопроводу системы водяного отопления с искусственной циркуляцией | 152 |
| § 37. Установка и схема обвязки циркуляционных насосов | 154 |
| § 38. Компенсаторы | 157 |
| § 39. Расчет трубопроводов систем водяного отопления с искусственной циркуляцией | 159 |
| § 40. Область применения систем водяного отопления с искусственной циркуляцией | 162 |

| | |
|--|-----|
| <i>Глава VIII. Паровое отопление</i> | 163 |
| § 41. Свойство пара как теплоносителя в системах парового отопления | 163 |
| § 42. Классификация и принцип действия систем парового отопления | 165 |
| § 43. Системы парового отопления низкого давления | 166 |
| § 44. Системы парового отопления высокого давления | 171 |
| § 45. Вакуум-паровое отопление | 173 |
| § 46. Расчет трубопроводов систем парового отопления | 174 |
| § 47. Область применения парового отопления | 184 |
| § 48. Конструктивные элементы парового отопления | 185 |
| <i>Глава IX. Комбинированные системы отопления</i> | 191 |
| § 49. Пароводяная и водоводяная системы отопления | 191 |
| § 50. Теплообменные аппараты (водоподогреватели) | 194 |
| <i>Глава X. Системы панельно-лучистого отопления</i> | 197 |
| § 51. Общие сведения | 197 |
| § 52. Виды систем панельно-лучистого отопления | 200 |
| § 53. Размещение и подбор отопительных панелей | 202 |
| § 54. Область применения панельно-лучистого отопления | 204 |
| <i>Глава XI. Централизованное теплоснабжение</i> | 205 |
| § 55. Общие сведения о теплофикации | 205 |
| § 56. Виды централизованного теплоснабжения | 207 |
| <i>Глава XII. Электрическое отопление</i> | 212 |
| § 57. Общие сведения о электрическом отоплении | 212 |
| § 58. Нагревательные электроприборы | 213 |
| <i>Глава XIII. Основы проектирования систем центрального отопления</i> | 216 |
| § 59. Выбор систем отопления | 216 |
| § 60. Состав и очередность работ по проектированию систем центрального отопления | 219 |
| § 61. Вычерчивание схем систем отопления | 219 |
| <i>Глава XIV. Основы эксплуатации систем центрального отопления</i> | 224 |
| § 62. Гидравлические испытания систем центрального отопления | 224 |
| § 63. Регулирование систем центрального отопления | 225 |
| § 64. Ремонт, промывка и пробная топка систем центрального отопления | 226 |

Раздел второй

ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

| | Стр. |
|---|------|
| <i>Глава XV.</i> Общие сведения о вентиляции | 228 |
| § 65. Состав и физические свойства воздуха. Процессы изменения его состояния | 228 |
| § 66. <i>i — d</i> -диаграмма влажного воздуха | 238 |
| § 67. Физиологическое воздействие окружающей среды на организм человека | 247 |
| § 68. Гигиенические и технологические задачи вентиляции | 249 |
| § 69. Классификация систем вентиляции | 249 |
| <i>Глава XVI.</i> Определение воздухообмена | 252 |
| § 70. Вредные выделения и предельно допустимые концентрации их в воздухе помещений | 252 |
| § 71. Определение воздухообмена | 254 |
| <i>Глава XVII.</i> Естественная вентиляция | 261 |
| § 72. Принцип действия систем естественной вентиляции и определение действующего давления | 261 |
| § 73. Виды систем естественной вентиляции | 266 |
| § 74. Конструктивные элементы систем естественной вентиляции | 271 |
| § 75. Расчет воздухопроводов систем вентиляции с естественным побуждением | 277 |
| <i>Глава XVIII.</i> Механическая система вентиляции | 286 |
| § 76. Приточные и вытяжные системы механической вентиляции | 286 |
| § 77. Вентиляторы | 287 |
| § 78. Метод расчета механической системы вентиляции | 290 |
| § 79. Конструктивные элементы механической системы вентиляции | 296 |
| § 80. Мероприятия по борьбе с шумом и вибрацией вентиляционных установок | 299 |
| <i>Глава XIX.</i> Нагревание воздуха | 302 |
| § 81. Калориферы | 302 |
| § 82. Подбор калориферов | 305 |
| <i>Глава XX.</i> Очистка воздуха от пыли | 310 |
| § 83. Способы очистки воздуха | 311 |
| § 84. Определение поверхности фильтра | 317 |
| <i>Глава XXI.</i> Местная вентиляция | 318 |
| § 85. Местная вытяжная вентиляция | 318 |
| § 86. Определение количества воздуха, удаляемого местной вытяжной вентиляцией | 322 |

| | Стр. |
|---|------------|
| § 87. Местная приточная вентиляция | 327 |
| § 88. Расчет воздушных душей и воздушных завес . . . | 330 |
| § 89. Краткие сведения о пневматическом транспорте . . | 334 |
| <i>Глава XXII. Кондиционирование воздуха</i> | <i>336</i> |
| § 90. Общие сведения о кондиционировании воздуха . . | 336 |
| § 91. Классификация систем кондиционирования воздуха | 338 |
| § 92. Системы центрального кондиционирования воздуха | 339 |
| § 93. Местные кондиционеры | 341 |
| § 94. Автоматическое регулирование систем кондицио- нирования воздуха | 344 |
| <i>Глава XXIII. Системы воздушного отопления</i> | <i>345</i> |
| § 95. Взаимная связь систем воздушного отопления и вен- тиляции | 345 |
| § 96. Принцип действия и виды систем воздушного отоп- ления | 346 |
| § 97. Отопительно-вентиляционные агрегаты | 348 |
| § 98. Расчет систем воздушного отопления | 349 |
| § 99. Область применения систем воздушного отопления | 357 |
| <i>Глава XXIV. Испытание и регулирование систем вентиляции</i> | <i>358</i> |
| § 100. Испытание систем вентиляции | 358 |
| § 101. Регулирование систем вентиляции | 359 |
| § 102. Контрольно-измерительные приборы, применяемые для испытания систем вентиляции | 361 |
| Приложения | 372 |
| Литература | 410 |

Михайлов Федор Семенович

ОТОПЛЕНИЕ И ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

• • •

Стройиздат

Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9

• • •

Редактор издательства *Борщевская Н. М.*

Внешнее оформление художника *Дормидонтова Б. И.*

Технический редактор *Родионова В. М.*

Корректоры *Атавина Л. П., Морозовская Г. Г.*

| | |
|-----------------------------|---|
| Сдано в набор 10/II 1972 г. | Подписано к печати 28/IV 1972 г. |
| Т-08534 | Формат 84×108 ^{1/32} д. л. — 6,5 бум. л. |
| | 21,84 усл. печ. л. (уч.-изд. 23,10) |
| Тираж 40 000 экз. | Изд. № А-III-2793 |
| | Зак. № 84 |
| | Цена 1 р. |

Подольская типография Главполнграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
г. Подольск, ул. Кирова, д. 25