

697

Б746

В. Н. БОГОСЛОВСКИЙ,

В. П. ЩЕГЛОВ,

Н. Н. РАЗУМОВ

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Издание второе, переработанное
и дополненное

Допущено

Министерством высшего и среднего специального образования СССР

*в качестве учебника для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Водоснабжение и канализация»*

МОСКВА
СТРОИЗДАТ
1980

609478

Библиотека
ТашиИТА

ББК 38.762
Б 74
УДК 697(075.8)

Рецензент: кафедра теплогазоснабжения и вентиляции Горьковского инженерно-строительного института им. В. П. Чкалова (зав. кафедрой канд. техн. наук, доц. В. И. Бодров).

Богословский В. Н. и др.

Б 74 Отопление и вентиляция: Учебник для вузов/
В. Н. Богословский, В. П. Щеглов, Н. Н. Разумов. —
2-е изд., перераб. и доп. — М.: Стройиздат,
1980. — 295 с., ил.

Приведены основные сведения о системах отопления, теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, а также методы их расчетов. Даны примеры расчетов и необходимые справочные данные. Материал значительно обновлен и дополнен новыми техническими решениями. Изложены новые методики расчета теплового режима зданий и гидравлического расчета однотрубных систем отопления по характеристикам сопротивления.

Для студентов строительных вузов, обучающихся по специальности «Водоснабжение и канализация».

В $\frac{30210-422}{047(01)-80}$ 173—80. 3206000000

ББК 38.762

6С9.4

© Стройиздат, 1980

ПРЕДИСЛОВИЕ

Повышение эффективности общественного производства и качества работы во всех звеньях народного хозяйства, предусмотренные решениями XXV съезда КПСС, возможно только при постоянно возрастающих темпах научно-технического прогресса, внедрении передовой технологии, повышении творческой активности и производительности труда людей, улучшении условий их труда и быта. Необходимые для человека и технологических процессов условия внутренней среды на производстве, в жилых и общественных зданиях обеспечиваются с помощью систем отопления, теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, поэтому создание и совершенствование этих систем непосредственно связаны с выполнением решений XXV съезда КПСС и указаний Генерального секретаря ЦК КПСС, Председателя Президиума Верховного Совета СССР товарища Л. И. Брежнева. На более полное использование научно-технического потенциала в нашей стране направлено и постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР «Об улучшении планирования и усилении воздействия хозяйственного механизма на повышение эффективности производства и качества работы».

Масштабы строительства в нашей стране выдвинули строительную индустрию в число важнейших отраслей народного хозяйства. Строительная техника развивается на научной основе с широким использованием достижений смежных областей промышленности. Одной из составных ее частей является техника создания искусственного климата.

Учебная дисциплина, в которой излагаются научные и технические основы инженерных систем искусственного климата, носит название «Отопление и вентиляция». В ней рассматриваются вопросы расчета, проектирования, строительства и эксплуатации систем отопления, теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Устройство этих систем и их отдельных элементов характеризуется высокой степенью сложности: большим многообразием схем, использованием сложных механизмов и приборов для регулирования и контроля их работы. Каждая из этих систем является предметом изучения в отдельных учебных курсах специальности «Теплогасоснабжение и вентиляция» строительных институтов. Данный учебник написан для специальности «Водоснабжение и канализация». Для инженера этой специальности теплоснабжение и вентиляция является родственными разделом, и в ряде случаев на производстве ему приходится сталкиваться с санитарно-техническими работами по этому профилю. В связи с этим специалист по водоснабжению и канализации должен хорошо знать и этот смежный раздел техники.

Основное назначение систем теплоснабжения и вентиляции состоит в обеспечении заданных климатических условий в помещениях зданий. Создание необходимых санитарно-гигиенических условий в помещениях для работающих должно быть увязано с требованиями технологического процесса.

Поддержание определенных параметров среды в помещении в течение года важно и в целях обеспечения долговечности конструкций. Это особенно существенно для многих зданий и сооружений систем водоснабжения и канализации, которым свойственна высокая влажность воздуха при сравнительно низкой температуре. Такие условия часто приводят к преждевременному разрушению конструкций. В настоящее время особую актуальность получили вопросы долговечности зданий и сооружений из панелей и других крупно-серийных элементов с использованием новых строительных материалов. Успех полносерийного строительства в большой мере связан с правильным решением вопросов строительной теплотехники, отопления и вентиляции.

Решение отопительно-вентиляционных задач в нашей стране осложняется исключительным разнообразием климата на ее территории. Срок пользования отоплением и вентиляцией в нашей стране больше, чем во многих других странах. На территории Якутии, в районе Оймякона, расположен «полюс холода», где температура понижается до минус 71° С. Во многих пунктах северо-восточной части страны низкие температуры сочетаются с сильными

ветрами. На большей части территории холодный период столь продолжителен, что требуется непрерывное отопление зданий. В то же время для юга страны — Средняя Азия и Черноморское побережье — характерна высокая температура, например в районе Термеза (Узбекистан) она достигает 48° С. В таких жарких районах нормальное самочувствие человека летом в зданиях без применения кондиционирования воздуха невозможно.

Около $\frac{1}{3}$ всего топлива, сжигаемого в нашей стране, расходуется для целей отопления и вентиляции зданий. Поэтому с экономической точки зрения и в связи с большой напряженностью энергетического баланса страны оказывается очень важным рациональное использование топлива в этих системах. Правильное инженерное решение теплоснабжения и вентиляции зданий в масштабах всей страны может дать заметный экономический эффект.

Решениями XXV съезда КПСС предусмотрено снижение норм расхода котельно-печного топлива на 3—4%, а электрической и тепловой энергии на 5%. Сложность этой задачи связана с многообразием видов используемого топлива. Если во многих странах за рубежом (в отопительных установках используется преимущественно один вид топлива (в Западной Европе — мазут, в странах Восточной Европы — бурый уголь), то в нашей стране применяются различные виды местного топлива — газ, мазут, уголь, торф, сланцы, дрова и т. д.)

Эффективность капитальных вложений в строительство определяется в значительной мере стоимостью сооружения систем, особенно кондиционирования воздуха, доля которой в общем объеме затрат для ряда современных производств (радиотехническая промышленность, промышленность искусственного волокна) составляет до 30%. В расходах на эксплуатацию здания и его инженерного оборудования доля, приходящаяся на системы кондиционирования, может составлять 60—80%. Эти эксплуатационные расходы за обычный срок службы здания соизмеримы с полной стоимостью его постройки.

В настоящее время большинство городов имеет разветвленную систему теплоснабжения. Создаются системы дальнего прямоточного теплоснабжения. В практике строительства используются самые различные виды как отопительных, так и вентиляционных систем. В крупнообъемных зданиях наряду с радиаторными нашли применение панельно-лучистые, воздушные и конвекторные системы отопления. Начиная применяться системы электрического и газового отопления (газовые инфракрасные излучатели). В последние годы значительно возрос промышленный выпуск кондиционеров. Большинство крупных общественных зданий и многие промышленные производства обслуживаются системами кондиционирования воздуха. Ведутся работы по организации центрального хладоснабжения, выявлению и использованию дешевых источников тепла и холода; в системах кондиционирования используются озонирование, ионизация воздуха и пр. Таковы тенденции развития отдельных направлений техники теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха.

С учетом специфики предстоящей практической работы выпускника факультета «Водоснабжение и канализация» основное внимание в настоящем курсе уделено системам отопления и тепловлажностному режиму зданий, меньше — системам вентиляции и кондиционирования воздуха. Системы теплоснабжения, а также монтаж и эксплуатация систем рассмотрены в общих чертах. При изложении курса учитывалось наличие в учебном плане специальности таких дисциплин, как «Санитарно-технические устройства зданий», «Технология и организация строительства», «Основы автоматизации» и др.

Предисловие и §§ 1—6, 8, 14—19, 26, 27, 48, 49, 63—67 написаны д-ром техн. наук, проф. В. Н. Богословским, остальные параграфы написаны канд. техн. наук, доц. Н. Н. Разумовым, которым использован материал первого издания, написанный канд. техн. наук, доц. В. П. Щегловым. Приложения составлены авторами совместно.

Авторы выражают признательность рецензенту — коллективу кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Горьковского инженерно-строительного института им. В. П. Чкалова, возглавляемой канд. техн. наук, доц. В. И. Бодровым, за ценные замечания.

Глава I. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЙ

§ 1. МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ В ПОМЕЩЕНИИ

Люди, находящиеся в жилых, общественных и промышленных зданиях, а также технологические процессы, осуществляемые в промышленных цехах, требуют поддержания в помещениях необходимых метеорологических условий — определенного микроклимата. Ограждающие конструкции зданий защищают помещения от непосредственных атмосферных воздействий, однако только внешней защиты для круглогодичного поддержания необходимых внутренних условий недостаточно. Требуемые условия создаются с помощью систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, или, как их собирательно можно назвать, систем кондиционирования микроклимата. В закрытых помещениях в зависимости от их назначения и характера проводимой в них работы создаются различные температурно-влажностные условия.

В человеческом организме в результате физиологических процессов непрерывно вырабатывается тепло. Это тепло должно быть отдано окружающей среде, так как организм человека стремится сохранять постоянную температуру ($36,6^{\circ}\text{C}$).

Количество тепла, вырабатываемого в организме, различно и зависит от возраста, индивидуальных особенностей человека, степени тяжести выполняемой им работы и др. В спокойном состоянии взрослый человек вырабатывает $88\text{--}105\text{ Вт}$, при тяжелой работе — $300\text{--}460\text{ Вт}$, а при максимально возможных кратковременных нагрузках — до 1000 Вт . Основная часть этого тепла отдается окружающей среде и только небольшая часть (меньше 10%) теряется в результате естественного обмена веществ.

Отдача тепла происходит путем лучистого теплообмена с окружающими поверхностями, конвективной теплоотдачи воздуху и в результате испарения влаги с поверхности тела. При интенсивной физической работе основная доля отдаваемого тепла расходуется на испарение пота. Взрослый человек в спокойном состоянии при обычных условиях теряет приблизительно половину тепла излучением, четверть конвекцией, а четверть тепла расходует на испарение.

На рис. 1.1 приведен график зависимости явной теплоотдачи, а также тепла, идущего на испарение пота человека, выполняющего работу различной тяжести, от температуры помещения. Организм человека имеет систему терморегуляции и приспособляется к некоторым изменениям климатических условий. Однако эта способность организма ограничена, и поэтому метеорологические парамет-

Таблица 1.1. Расчетные метеорологические условия в рабочей зоне производственных, вспомогательных, жилых и общественных

Характеристика помещений	Категория работы	Для холодного периода года (t_H ниже 10°C)						
		на постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне						$t_{в.}$ допустимая вне постоянных рабочих мест, $^\circ\text{C}$
		оптимальные			допустимые			
		$t_{в.}$ $^\circ\text{C}$	$\Phi_{в.}$	$v_{в.}$ м/с	$t_{в.}$ $^\circ\text{C}$	$\Phi_{в.}$	$v_{в.}$ м/с	
				не более				
Производственные с незначительными избытками явного тепла ($23,2 \text{ Вт/м}^3$ и менее)	Легкая	20—22	60—30	$\leq 0,2$	17—22	75	0,3	15—22
	Средней тяжести Тяжелая	17—19	60—30	$\leq 0,3$	15—20	75	0,5	13—20
		16—18	60—30	$\leq 0,3$	13—18	75	0,5	12—18
Производственные со значительными избытками явного тепла (более $23,2 \text{ Вт/м}^3$)	Легкая	20—22	60—30	$\leq 0,2$	17—24	75	0,5	15—26
	Средней тяжести Тяжелая	17—19	60—30	$\leq 0,3$	16—22	75	0,5	15—24
		16—18	60—30	$\leq 0,3$	13—17	75	0,5	12—19
Помещения жилых и общественных зданий и вспомогательных зданий предприятий	—	20—22	45—30	0,1—0,15	18—22	65	0,3	—

* В СНиП расчетные наружные параметры климата делятся на категории

водственных помещений и в обслуживаемой зоне других помещений зданий

Для теплого периода года ($t_{н} = 10^{\circ}\text{C}$ и выше)

на постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне

$t_{в}$, допустимая вне постоянных рабочих мест, $^{\circ}\text{C}$

оптимальные

допустимые

$t_{в}$, $^{\circ}\text{C}$	$\Phi_{в}$, %	$v_{в}$, м/с	$t_{в}$, $^{\circ}\text{C}$	$\Phi_{в}$, %, не более, при $t_{в}$, $^{\circ}\text{C}$					$v_{в}$, м/с
				28	27	26	25	≤ 24	

22—25	60—30	0,2—0,5	Не более чем на 3°C выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А*), но не выше 28°C	55	60	65	70	75	0,3—0,5	Не более чем на 3°C выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А)
20—23	60—30	0,2—0,5		55	60	65	70	75	0,3—0,7	
18—21	60—30	0,3—0,7	То же, но не выше 26°C	—	—	65	70	75	0,5—1	
22—25	60—30	0,2—0,5	Не более чем на 5°C выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А), но не выше 28°C	55	60	65	70	75	0,3—0,7	Не более чем на 5°C выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А)
20—23	60—30	0,2—0,5		55	60	65	70	75	0,5—1	
18—21	60—30	0,3—0,7	То же, но не выше 26°C	—	—	65	70	75	0,5—1	
22—25	60—30	$\leq 0,25$	Не более чем на 3°C выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А)						$\leq 0,5$	—

А, Б и В.

ры в помещении должны достаточно устойчиво поддерживаться системами кондиционирования микроклимата на заданном уровне.

Микроклимат помещения характеризуется температурой внутреннего воздуха $t_{в}$, радиационной температурой помещения (средней температурой его ограждающих поверхностей) t_{R} , скоростью движения (подвижностью) $v_{в}$ и относительной влажностью $\varphi_{в}$ воздуха. Сочетания этих параметров, обеспечивающие хорошее самочувствие человека, называют *зонами комфорта*. Поскольку скорость движения и относительная влажность воздуха имеют обычно незначительные колебания, особенно важно поддержание в помещении определенных температурных условий. Зоны комфортных сочетаний $t_{в}$ и t_{R} для гражданских зданий в холодный и теплый периоды года приведены на рис. 1.2. Параметры микроклимата, определяющие эти зоны, являются *расчетными внутренними условиями* в помещении при проектировании ограждений здания и отопительно-вентиляционных систем.

Необходимо различать *оптимальные внутренние условия*, которые являются расчетными для автоматически регулируемых систем, и *допустимые внутренние условия*, которые должны быть обеспечены обычными системами. Расчетные внутренние условия в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий в холодный и теплый периоды года приведены в табл. 1.1. Эти условия должны быть выполнены во всем объеме рабочей (обслуживаемой) зоны помещения (в пространстве высотой 2 м над уровнем пола) или на отдельных рабочих местах.

Состояние комфорта должно быть также обеспечено при нахождении человека в непосредственной близости от нагретых или охлажденных поверхностей.

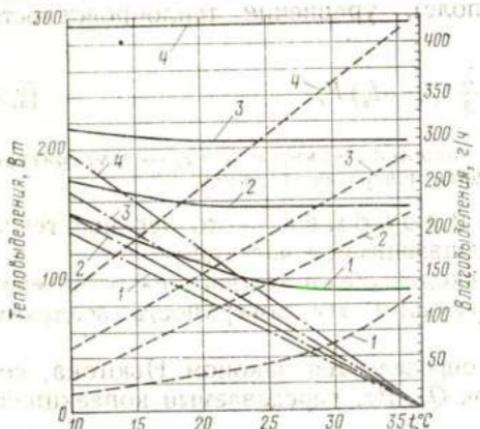


Рис. 1.1. График зависимости отдачи тепла и влаги человеком от температуры помещения и тяжести совершаемой им работы

1 — в состоянии покоя; 2 — при легкой работе; 3 — при работе средней тяжести; 4 — при тяжелой работе; — — — полное тепло; ····· скрытое тепло, идущее на испарение влаги, и количество испарившейся влаги; - - - - явное тепло

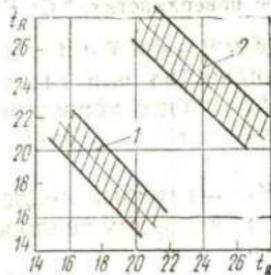


Рис. 1.2. Зоны комфортных сочетаний температур $t_{в}$ и t_{R} в жилых помещениях

1 — для холодного периода года; 2 — для теплого периода года

§ 2. ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Теплопередача является физическим процессом обмена теплом через разделяющую стенку между средами, имеющими разную температуру. Этот сложный процесс складывается из трех элементарных видов обмена теплом: теплопроводности, конвекции и излучения.

В простейшей форме эти виды обмена теплом могут быть охарактеризованы следующим образом.

Теплопроводность условно можно представить как передачу тепла в теле от частицы к частице, когда не происходит их перемещения. Таким образом осуществляется передача тепла в твердых телах. В жидкостях и газах явление теплопроводности в чистом виде возможно только в условиях, когда нет переноса частиц.

Согласно закону Фурье, плотность теплового потока q_T , Вт/м², в теле, где передача тепла происходит путем теплопроводности, пропорциональна градиенту температуры dt/dn , °С/м:

$$q_T = -\lambda dt/dn. \quad (1.1)$$

Множитель пропорциональности в этой формуле λ есть коэффициент теплопроводности (теплопроводность), измеряемый в Вт/(м·°С).

В случае когда передача тепла происходит в стационарных условиях (неизменных во времени) через плоскую однородную стенку (рис. 1.3, а) в направлении, перпендикулярном ее поверхности (одномерное температурное поле), уравнение теплопроводности можно записать в виде:

$$Q_T = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) F, \quad (1.2)$$

где Q_T — тепловой поток, Вт; δ — толщина стенки, м; t_1 и t_2 — температуры на ее поверхностях, °С; F — площадь поверхности стенки, м².

Конвективный теплообмен — это перенос тепла в жидкостях или газах перемещающимися частицами.

Благодаря конвекции происходит обмен теплом между поверхностью твердого тела и омывающим эту поверхность воздухом (рис. 1.3, б).

Конвективный теплообмен определяется законом Ньютона, согласно которому тепловой поток Q_K , Вт, передаваемый конвекцией, равен:

$$Q_K = \alpha_K (t_1 - t_2) F, \quad (1.3)$$

где α_K — коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м²·°С); t_1 и t_2 — температуры поверхности и воздуха, °С.

Лучистый теплообмен происходит при помощи электромагнитных волн между телами, разделенными лучепрозрачной средой (рис. 1.3, в). Тепловая энергия, превращаясь на

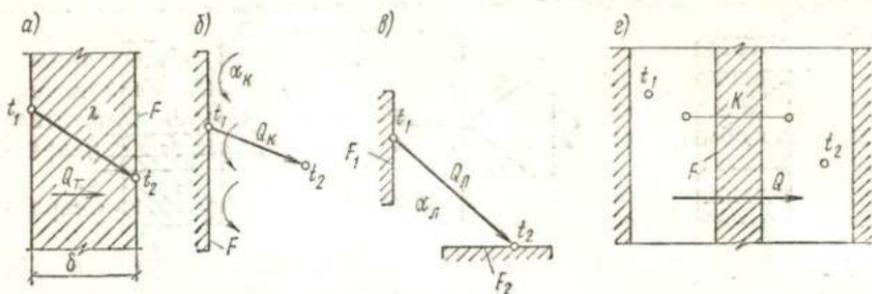


Рис. 1.3. Основные виды обмена теплом

а — теплопроводность; б — конвективный теплообмен; в — лучистый теплообмен; г — теплопередача

поверхности тела в лучистую энергию, передается через лучепрозрачную среду (воздух) на поверхность другого тела, где вновь превращается в тепловую (см. рис. 1.3, в). По закону Стефана—Больцмана тепловой поток $Q_{л}$, Вт, излучаемый поверхностью F_1 , м², имеющей абсолютную температуру T_1 , К, на поверхность F_2 , м², с температурой T_2 , К, равен:

$$Q_{л} = C_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F_1 \varphi_{1-2}, \quad (1.4)$$

где $C_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент излучения системы тел, между которыми происходит лучистый теплообмен, Вт/(м² · К⁴); φ_{1-2} — коэффициент облученности (величина безразмерная, зависящая только от расположения и размеров поверхностей и показывающая долю лучистого потока, приходящуюся на поверхность F_2 , от всего потока, излучаемого поверхностью F_1).

Обычно для расчета лучистого теплообмена пользуются более простой формулой:

$$Q_{л} = \alpha_{л} (t_1 - t_2) F_1, \quad (1.5)$$

где $\alpha_{л}$ — коэффициент лучистого теплообмена на поверхности F_1 , Вт/(м² × °С); t_1 и t_2 — температуры поверхностей, между которыми происходит теплообмен, °С.

По отдельности рассмотренные виды обмена теплом практически не встречаются. Обычно они сопутствуют друг другу, при этом их целесообразно рассматривать в совокупности как одно целое. Этот единый процесс передачи тепла от одной среды к другой (рис. 1.3, г) называют *теплопередачей*. Математическая формула для расчета теплопередачи имеет вид:

$$Q = K (t_1 - t_2) F, \quad (1.6)$$

где Q — тепловой поток, Вт, передаваемый от среды, имеющей температуру t_1 , к среде, имеющей температуру t_2 ; K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °С).

Во всех рассмотренных случаях теплообмен выражается математическими зависимостями, в которых тепловой поток пропорцио-

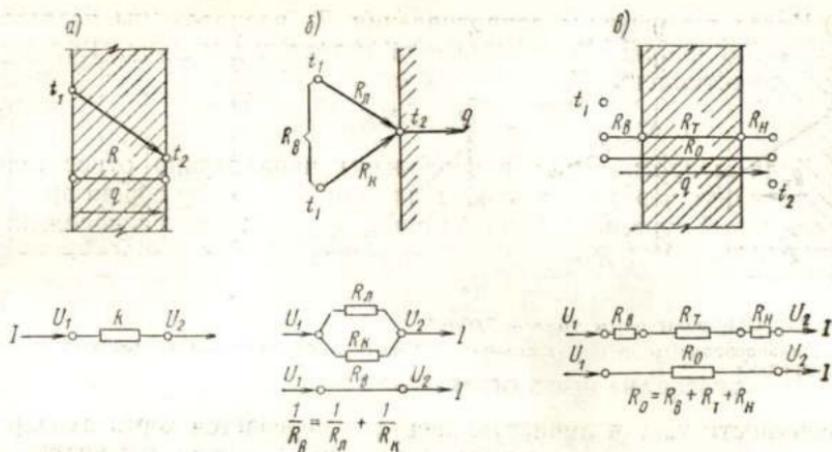


Рис. 1.4. Аналогия между процессами передачи тепла и электрического тока
 а — простейший случай; б — параллельное расположение сопротивлений; в — последовательное расположение сопротивлений

нален соответствующей разности температур в первой степени. Множители пропорциональности в этих зависимостях служат показателями проводимости тепла — λ/δ , α_n , α_d , K соответственно в формулах (1.2), (1.3), (1.5), (1.6).

Процесс обмена теплом аналогичен по принятому математическому описанию процессу передачи электрического тока (рис. 1.4, а). В соответствии с законом Ома для расчета электропередачи также принята линейная зависимость между силой тока I и разностью напряжений $U_1 - U_2$:

$$I = \frac{1}{R} (U_1 - U_2). \quad (1.7)$$

Множителем пропорциональности является величина $1/R$, обратная электрическому сопротивлению R среды, через которую происходит передача электрического тока.

В соответствии с *электротепловой аналогией* при рассмотрении переносов тепла часто оказывается удобным пользоваться не показателями проводимости тепла, а обратными величинами — сопротивлениями обмену теплом. Термические сопротивления обычно обозначаются буквой R с соответствующими индексами. В рассмотренных на рис. 1.4 случаях сопротивлением теплопроводности будет величина $R_T = \delta/\lambda$, сопротивлениями конвективному и лучистому теплообменам — величины $R_n = 1/\alpha_n$ и $R_d = 1/\alpha_d$, сопротивлением теплопередаче — $R = 1/K$.

Свойства процесса теплопередачи, которые полностью аналогичны соответствующим свойствам процесса электропередачи, удобно использовать при расчете сложных конструкций ограждений, когда по ходу движения тепла имеются параллельно (рис. 1.4, б) и последовательно (рис. 1.4, в) соединенные элементы.

Когда термические сопротивления R_i расположены последовательно по направлению движения потока тепла (рис. 1.4, в), общее сопротивление R равно их сумме:

$$R = \sum R_i. \quad (1.8)$$

Если сопротивления расположены параллельно относительно проходящего через них потока тепла (рис. 1.4, б), то общая проводимость такой системы $1/R$ равна сумме параллельно расположенных проводимостей $1/R_i$:

$$\frac{1}{R} = \sum \frac{1}{R_i}. \quad (1.9)$$

§ 3. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Передача тепла из помещения наружной среде через ограждение является сложным процессом. При обычных условиях температура внутренней поверхности наружных ограждений τ_n ниже температуры воздуха помещения t_n и температуры поверхностей внутренних ограждений, обращенных в помещение, t_R . В связи с этим происходит поступление тепла на поверхность наружного ограждения от воздуха конвекцией и от поверхностей внутренних ограждений излучением.

Если условно принять, как это обычно делают в практических расчетах, что температуры внутреннего воздуха и поверхностей внутренних ограждений помещения равны между собой ($t_n = t_R$), то тепловой поток Q_1 (рис. 1.5, а), воспринятый внутренней поверхностью наружного ограждения вследствие конвективного и лучистого теплообмена, составит:

$$Q_1 = |\alpha_n (t_n - \tau_n) + \alpha_l (t_R - \tau_n)| F = \alpha_n (t_n - \tau_n) F \quad (1.10)$$

или

$$Q_1 = \frac{1}{R_n} (t_n - \tau_n) F, \quad (1.11)$$

где α_n — коэффициент теплообмена на внутренней поверхности ограждения, Вт/(м² · °С); R_n — сопротивление теплообмену на внутренней поверхности, м² · °С/Вт.

Передача тепла конвекцией и излучением происходит в данном случае как бы параллельно, поэтому для получения результирующей проводимости в соответствии с формулой (1.9) необходимо сложить составляющие проводимости:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_l. \quad (1.12)$$

Наружная поверхность ограждения передает тепло окружающей среде также конвекцией и излучением. Конвекцией тепло передается наружному воздуху, а излучением — окружающим более холодным поверхностям. Обычно также условно принимают, что окружающие здание поверхности имеют температуру наружного воздуха.

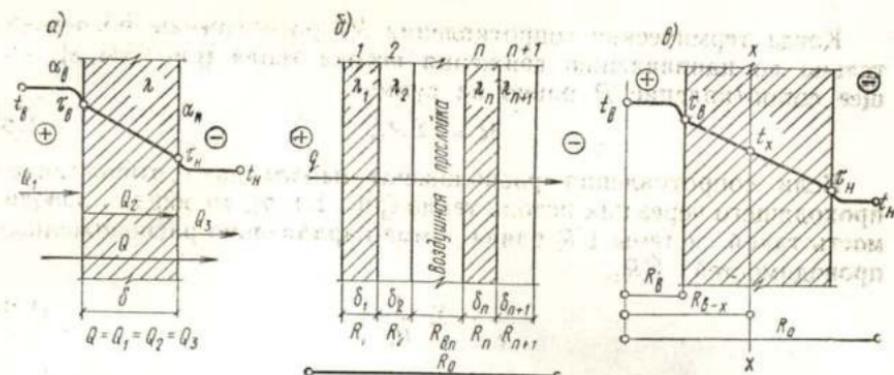


Рис. 1.5. Теплопередача через ограждение

а — однослойное; б — многослойное; в — определение температуры в произвольном сечении ограждения

Тогда отданный наружной поверхностью тепловой поток Q_3 , как и в формуле (1.10), составит:

$$Q_3 = \alpha_n (\tau_n - t_n) F \quad (1.13)$$

или

$$Q_3 = \frac{1}{R_n} (\tau_n - t_n) F, \quad (1.14)$$

где α_n — коэффициент теплообмена на наружной поверхности, Вт/(м² · °С; R_n — соответствующее ему сопротивление, м² · °С/Вт; τ_n и t_n — температуры наружной поверхности ограждения и наружного воздуха, °С

Тепловой поток Q_2 , проходящий через толщу ограждения, определяется разностью температур на его поверхностях и его конструкцией. Если ограждение однослойное и состоит из однородного материала, как это изображено на рис. 1.5, а, то

$$Q_2 = \frac{\lambda}{\delta} (\tau_n - t_n) F = \frac{1}{R_T} (\tau_n - t_n) F. \quad (1.15)$$

В условиях установившегося теплового состояния, когда внутренние и наружные температуры и другие характеристики процесса остаются неизменными во времени, тепловой поток Q_1 , воспринятый внутренней поверхностью ограждения, будет равен тепловому потоку Q_2 , проходящему через толщу ограждения, и тепловому потоку Q_3 , отдаваемому наружной поверхностью:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q. \quad (1.16)$$

Общая формула для определения потока тепла Q , теряемого помещением через данное ограждение, может быть получена из выражений (1.8), (1.11), (1.15), (1.14) в виде:

$$Q = \frac{1}{R_B + R_T + R_n} (t_n - t_n) F = \frac{1}{R_D} (t_n - t_n) F. \quad (1.17)$$

Поток тепла последовательно преодолевает сопротивления теплообмену на внутренней поверхности $R_{в}$, теплопроводности материала ограждения $R_{т}$ и теплообмену на наружной поверхности $R_{н}$, поэтому с учетом выражения (1.8) общее сопротивление теплопередаче через ограждение R_0 равно сумме этих сопротивлений, т. е.

$$R_0 = R_{в} + R_{т} + R_{н}. \quad (1.18)$$

Если ограждение состоит из нескольких плоских слоев материала, расположенных перпендикулярно направлению теплового потока (например, внутренняя штукатурка, кирпичная стена, наружная штукатурка), то термическое сопротивление всей толщи ограждения $R_{т}$ будет равно сумме термических сопротивлений отдельных слоев ограждения $R_{н}$:

$$R_{т} = \sum R_{н}. \quad (1.19)$$

Плоская воздушная прослойка, расположенная в ограждении перпендикулярно направлению теплового потока, также должна быть учтена в этой сумме как дополнительное последовательно расположенное сопротивление $R_{в.п}$.

Таким образом, в общем случае сложного многослойного ограждения с воздушной прослойкой (см. рис. 1.5, б) общее сопротивление теплопередаче через ограждение равно:

$$R_0 = R_{в} + \sum R_{н} + R_{в.п} + R_{н}. \quad (1.20)$$

Коэффициент теплопередачи ограждения K (величина, обратная R_0) в общем случае равен:

$$K = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в}} + \sum (\delta_n / \lambda_n) + R_{в.п} + \frac{1}{\alpha_{н}}}, \quad (1.21)$$

где δ_n и λ_n — толщины слоев ограждения и теплопроводности их материалов.

Из рассмотрения единиц величин можно установить следующее. Коэффициент теплопередачи ограждения K есть величина, численно равная тепловому потоку в ваттах, проходящему в стационарных условиях через 1 м^2 площади ограждения при разности температур внутреннего и наружного воздуха 1°С [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{С})$]. Сопротивление теплопередаче ограждения R_0 численно равно такой разности температур внутреннего и наружного воздуха в градусах Цельсия, которая обеспечивает прохождение через 1 м^2 площади ограждения теплового потока в 1 Вт [$^\circ \text{С} \cdot \text{м}^2 / \text{Вт}$].

Сложнее рассчитать передачу тепла через ограждение с неоднородной конструкцией по поверхности, перпендикулярной направлению теплового потока. В этом случае нарушается одномерность температурного поля, и для точного решения необходим расчет сложного двумерного температурного поля.

Если поверхность ограждения разбить на отдельные площади, в пределах которых конструкция однородна в направлении теплового потока, и условно считать, что в пределах такой площади сохраняется одномерность температурного поля, то для теплового расчета можно воспользоваться формулами (1.8) и (1.9). Термическое сопротивление толщи ограждения R_T в равенстве (1.18) в соответствии с формулой (1.9) получает выражение

$$\frac{1}{R_T} = \frac{\sum \frac{1}{R_n} F_n}{\sum F_n}; \quad R_T = \frac{\sum F_n}{\sum \frac{1}{R_n} F_n}, \quad (1.22)$$

где F_n — отдельные площади ограждения, м², в пределах которых конструкция однородна в направлении, перпендикулярном направлению теплового потока; R_n — термическое сопротивление толщи ограждения в пределах этих площадей, °С · м²/Вт.

Если конструкция ограждения состоит из неоднородных материалов как в параллельном, так и в перпендикулярном направлении по отношению к направлению теплового потока, а толщины слоев и стороны отдельных площадей имеют размеры одного порядка, то пользуются следующим условным расчетным методом. Определяют сопротивление теплопроводности толщи ограждения по формуле (1.22) и обозначают эту величину $R_{T\parallel}$, подчеркивая этим обозначением, что сопротивление определено в результате разбивки ограждения сечениями, параллельными тепловому потоку. Затем разбивают ограждение на характерные слои плоскостями, перпендикулярными направлению теплового потока. Определяют термические сопротивления этих слоев и суммируют их между собой в соответствии с формулой (1.8) как термические сопротивления слоев, последовательно расположенных по направлению теплового потока. Полученное таким образом термическое сопротивление толщи ограждения обозначают $R_{T\perp}$ в связи с тем, что эта величина рассчитана разбивкой ограждения на слои плоскостями, перпендикулярными направлению теплового потока.

Установлено, что в данном случае фактическое сопротивление теплопроводности ΣR_n , которое надо подставлять в формулу (1.20), составляет:

$$\Sigma R_n \approx \frac{2R_{T\perp} + R_{T\parallel}}{3}. \quad (1.23)$$

Для решения многих задач нужно не только определить тепловой поток, который проходит через ограждение, но и установить распределение температуры на его поверхности и в толще.

Из рассмотрения уравнений (1.11)—(1.17), а также в связи с электротепловой аналогией можно установить, что падение температуры в пределах каждого слоя многослойного ограждения пропорционально его термическому сопротивлению. Перепад между тем-

температурами воздуха помещения и внутренней поверхности ограждения $t_n - \tau_n$ получим из соотношения

$$\frac{t_n - \tau_n}{t_n - t_n} = \frac{R_n}{R_0};$$

$$t_n - \tau_n = R_n \frac{t_n - t_n}{R_0}. \quad (1.24)$$

Температура внутренней поверхности ограждения из выражения (1.24) равна:

$$\tau_n = t_n - \frac{R_n}{R_0} (t_n - t_n). \quad (1.25)$$

Рассуждая аналогичным образом, получаем температуру в любом произвольном сечении ограждения (см. рис. 1.5, а):

$$t_x = t_n - \frac{R_{n-x}}{R_0} (t_n - t_n), \quad (1.26)$$

где кроме известных обозначений R_{n-x} — сопротивление теплопередаче от внутренней среды помещения до сечения x в толще ограждения.

§ 4. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ

Условия теплопередачи через ограждения часто отличаются от стационарных. Температура наружного воздуха постоянно изменяется, испытывая суточные, сезонные и другой продолжительности колебания. Температура внутреннего воздуха может колебаться при изменении теплоотдачи нагревательных приборов, а также бытовых и технологических тепловыделений. Эти колебания температуры часто близки к гармоническим. Под их влиянием в ограждении происходят изменения температур и тепловых потоков, наблюдается сложное явление нестационарной теплопередачи.

Свойство ограждения сопротивляться изменениям температуры и тепловых потоков называется *теплоустойчивостью*. Теплоустойчивость ограждения проявляется в гашении проходящей через него волны колебаний температуры. По направлению движения температурной волны амплитуда ее изменений уменьшается и при определенных условиях может полностью затухать в толще ограждения.

Способность ограждения периодически аккумулировать и отдавать тепло под влиянием гармонических колебаний температуры его поверхности определяют *коэффициентом теплоусвоения* s . Он равен отношению амплитуды колебания теплового потока, проходящего через поверхность, A_q к амплитуде колебания температуры поверхности A_{τ_n} . Если ограждение однородно и имеет большую толщину, то коэффициент теплоусвоения s является одной из теплофизических характеристик материала этого ограждения. Величи-

на s , Вт/(м²·°С), связана с другими характеристиками материала зависимостью

$$s = A_q / A_{\tau_b} = \sqrt{2\pi\lambda c\rho/T}, \quad (1.27)$$

где λ — теплопроводность материала, в данном случае в кДж/(м·ч·°С); c — удельная теплоемкость материала, кДж/(кг·°С); ρ — плотность, кг/м³; T — период колебаний, ч.

Наиболее характерными для теплового режима помещений являются суточные колебания температуры с периодом 24 ч, для которых

$$s = 0,51 \sqrt{\lambda c\rho}. \quad (1.28)$$

Колебания температурной волны по направлению ее движения через толщу ограждения уменьшаются по величине и запаздывают во времени. Амплитуда колебания температуры на внутренней поверхности ограждения A_{τ_b} будет значительно меньше амплитуды колебания наружной температуры A_{τ_n} . Отношение этих амплитуд принимают за *показатель сквозного затухания колебаний в ограждении* v . Величина v зависит от теплоустойчивости ограждения и приближенно может быть определена по формуле:

$$v = A_{\tau_n} / A_{\tau_b} \approx 2^D (0,83 + 3\sum R_n/D) \beta_{в.п} \beta_{с.л}, \quad (1.29)$$

где D — *показатель тепловой массивности ограждения*, равный

$$D = \sum R_n s_n; \quad (1.30)$$

здесь R_n — сопротивление теплопроводности слоев ограждения; s_n — коэффициент теплоусвоения материалов этих слоев.

Коэффициент $\beta_{в.п}$ в формуле (1.29) учитывает возможное наличие в ограждении воздушной прослойки:

$$\beta_{в.п} = 1 + 0,5 R_{в.п} D / \sum R_n, \quad (1.31)$$

где $R_{в.п}$ — сопротивление воздушной прослойки в ограждении.

Если в ограждении нет воздушной прослойки, $\beta_{в.п} = 1$.

Коэффициент $\beta_{с.л}$ в формуле (1.29) учитывает последовательность расположения основных (теплоизоляционного и конструктивного) слоев материала в многослойном ограждении:

$$\beta_{с.л} = 0,85 + 0,15 s_2/s_1, \quad (1.32)$$

где s_1 и s_2 — коэффициенты теплоусвоения соответственно первого и второго (по ходу температурной волны) основных слоев в ограждении.

Теплоустойчивость ограждений при изменении наружной температуры в СНиП принято характеризовать показателем тепловой массивности ограждения D [формула (1.30)]. Как видно из зависимости (1.29), величина D в большой мере определяет затухание колебаний температуры в толще ограждения.

Библиотека
ТашИИТа

§ 5. ЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Для теплотехнического расчета ограждения необходимо иметь значения характеристик, определяющих процесс передачи тепла. Основными характеристиками являются: теплопроводность материалов отдельных слоев ограждения, коэффициенты теплообмена на поверхностях ограждения и термическое сопротивление воздушной прослойки.

Теплопроводность λ , Вт/(м·°С), строительных материалов может изменяться в широких пределах. Большинство строительных материалов является сложными капиллярно-пористыми коллоидными телами. Их поры и капилляры могут быть заполнены влажным воздухом, водой и льдом. В связи с такой структурой процесс теплопередачи в толще строительных материалов лишь условно можно рассматривать как теплопроводность, так как наряду с теплопроводностью в порах материала происходит теплообмен излучением, конвекцией, а также перенос тепла в результате перемещения влаги в толще материала и ее фазовых превращений. В связи с этим то, что обычно называют теплопроводностью, фактически есть условный коэффициент, учитывающий всю сумму факторов, участвующих в передаче тепла в толще материала.

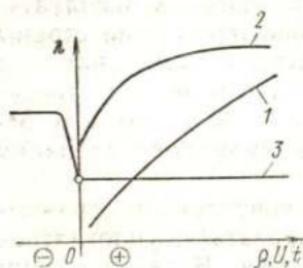


Рис. 1.6. Характер зависимости теплопроводности λ от плотности материала ρ (1), влажности U (2) и температуры t (3)

Теплопроводность материала значительно изменяется с изменением плотности, влажности и температуры (рис. 1.6). Это обусловлено в основном тем, что скелет материала, воздух, вода и лед в нем могут находиться в разных соотношениях.

Теплопроводность скелета материалов неорганического происхождения составляет 4,6—7 Вт/(м·°С) и более, теплопроводность воздуха — около 0,023 Вт/(м·°С). С увеличением плотности строительного материала его теплопроводность увеличивается. Это объясняется в основном уменьшением доли объема, занимаемого воздухом, и увеличением доли объема, занимаемого скелетом материала, который имеет более высокую теплопроводность.

С повышением влажности материала, когда влага заполняет объем в порах, вытесняя воздух, происходит значительное увеличение его теплопроводности, так как теплопроводность воды, равная 0,58 Вт/(м·°С), в 25 раз больше теплопроводности воздуха.

С повышением температуры теплопроводность отдельных строительных материалов может возрастать или понижаться. Особенно резкое изменение теплопроводности происходит при переходе тем-

пературы через нуль. При понижении температуры ниже нуля большая часть влаги, содержащейся в материале, превращается в лед, который имеет теплопроводность 2,3 Вт/(м·°С), т. е. в 4 раза большую теплопроводности воды. В связи с этим при понижении температуры ниже 0°С теплопроводность влажных материалов почти всегда возрастает.

Перечисленным фактам сопутствуют и другие явления, тормозящие передачу тепла или способствующие ей (влагопроводимость, воздухопроницаемость).

Численные значения теплопроводности наиболее распространенных строительных материалов, которыми необходимо пользоваться при проведении теплотехнических расчетов ограждений, приведены в прил. 1, составленном выборочно по данным СНиП.

Расчетные значения λ и s принимают при условиях эксплуатации А, если здание расположено в сухой зоне территории страны (прил. 2) и относительная влажность воздуха в помещении не превышает 60% или в нормальной влажностной зоне при относительной влажности воздуха в помещении ниже 50%. Во всех остальных случаях расчетные значения λ и s принимают при условиях эксплуатации Б.

Многие теплоизоляционные материалы в конструкции ограждений могут в процессе эксплуатации деформироваться, уплотняться или изменять свои теплоизолирующие свойства. В связи с этим в СНиП рекомендуется при определении толщины теплоизоляционного слоя из такого рода материалов вводить на значения λ поправочный коэффициент.

Коэффициенты теплообмена на внутренней α_n и наружной α_n поверхностях ограждения зависят от условий конвективного и лучистого теплообмена на этих поверхностях.

Коэффициент конвективного теплообмена на внутренней вертикальной поверхности можно определить по формуле

$$\alpha_n = 1,66 \sqrt[3]{t_n - t_{в}}. \quad (1.33)$$

Значение множителя пропорциональности в этой формуле должно быть увеличено на 30% (до величины 2,16) для горизонтальных поверхностей, через которые тепло передается снизу вверх, и уменьшено на 30% (до величины 1,16) для горизонтальных поверхностей при направлении потока тепла сверху вниз.

Коэффициент лучистого теплообмена для обычного случая теплопередачи может быть вычислен, согласно выражениям (1.4) и (1.5), по формуле

$$\alpha_{л} = \frac{\left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{t_1 - t_2} C_{\text{пр}} \varphi_{1-2} = b_{1-2} C_{\text{пр}} \varphi_{1-2}. \quad (1.34)$$

Множитель b_{1-2} в этой формуле — температурный фактор, который в пределах обычного для ограждений диапазона температур можно определить по приближенной формуле

$$b_{1-2} = 0,81 + 0,005 (t_1 + t_2). \quad (1.35)$$

Приведенный коэффициент излучения $C_{пр}$ при произвольном расположении поверхностей равен:

$$C_{пр} = C_1 C_2 / C_0, \quad (1.36)$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты излучения теплообменивающихся поверхностей; C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный $5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$; для поверхностей в помещении обычно коэффициенты излучения $C = 5,2 \dots 5,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$, поэтому $C_{пр}$ можно принимать в расчетах равным $4,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Коэффициент облученности φ_{1-2} равен единице, если в помещении одна поверхность наружного ограждения обменивается излучением с внутренними поверхностями помещения. В остальных случаях этот коэффициент меньше единицы и его можно рассчитать или определить по графикам, приведенным в специальной литературе по строительной теплофизике.

Пример 1.1. Требуется определить коэффициент теплообмена на внутренней поверхности наружной стены α_n . Заданные температуры: внутреннего воздуха $t_{в} = 18^\circ \text{С}$; внутренней поверхности наружной стены $t_{в} = 12^\circ \text{С}$; остальных внутренних поверхностей $t_R = t_{в} = 18^\circ \text{С}$.

Решение. По формуле (1.33) подсчитываем $\alpha_n = 1,66 \sqrt[3]{18 - 12} = 3,02 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{С})$. По формулам (1.34) и (1.35) вычисляем: $\alpha_{д} = 10,81 + 0,005 (18 + 12) \cdot 4,9 \cdot 1 = 4,68 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{С})$; $\alpha_{в} = \alpha_n + \alpha_{д} = 3,02 + 4,68 = 7,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{С})$.

Конвективный теплообмен на наружной поверхности ограждения определяется в основном скоростью обдувания поверхности ветром и направлением движения воздуха относительно поверхности.

При направлении ветра вдоль поверхности α_n определяют по формуле

$$\alpha_n = 5,8v^{0,8}l^{-0,2}, \quad (1.37)$$

где v — скорость ветра, м/с; l — характерный размер поверхности в направлении движения воздуха, м.

Если воздушный поток не параллелен поверхности, как это часто бывает, полученные по формуле (1.37) значения будут меньше действительных величин. Для расчета теплообмена на поверхности наружных стен при лобовом обдувании ветром рекомендуется пользоваться формулой

$$\alpha_n = 11,6\sqrt{v}. \quad (1.38)$$

Наружная поверхность ограждения теплообменивается излучением с поверхностью земли, другими зданиями, небосводом, а также воспринимает тепло в результате непосредственного облучения солнцем. Учитывая сложность явления, а также сравнительно малую долю участия лучистого потока в общем теплообмене наружной поверхности ограждения в зимних условиях, считают, что тем-

температура окружающих здание поверхностей равна температуре наружного воздуха, и коэффициент лучистого теплообмена рассчитывают по формуле (I.34).

Пример I.2. Требуется определить коэффициент теплообмена на наружной поверхности стены. Заданные температуры: наружной поверхности стены $t_n = -19^\circ\text{C}$; наружного воздуха и окружающих здание поверхностей $t_{\text{н}} = -21^\circ\text{C}$. Расчетная скорость ветра $v = 3$ м/с.

Решение. По формуле (I.38) определяем $\alpha_n = 11,6 \sqrt{3} = 20,2$ Вт/(м² · °С). По формулам (I.34) и (I.35) вычисляем: $\alpha_{\text{л}} = (0,81 + 0,005 \times \times [(-19) + (-21)]) \cdot 4,9 \cdot 1 = 2,8$ Вт/(м² · °С); $\alpha_n = \alpha_n + \alpha_{\text{л}} = 20,2 + 2,8 = 23$ Вт/(м² · °С).

В СНиП указаны значения коэффициентов теплообмена, принимаемые при обычных расчетах. Для внутренних плоских поверхностей всех ограждений независимо от назначения помещения принято значение $\alpha_n = 8,7$ Вт/(м² · °С) ($R_n = 0,115$ м² · °С/Вт). Для оребренных и кессонированных поверхностей принимается уменьшенное значение α_n в связи с увеличением поверхности теплообмена благодаря оребрению. Для наружных поверхностей, непосредственно соприкасающихся с наружным воздухом, принято значение $\alpha_n = 23,2$ Вт/(м² · °С) ($R_n = 0,043$ м² · °С/Вт). Для наружных поверхностей, которые непосредственно не обдуваются ветром, принимают следующие значения α_n : для поверхностей перекрытий, выходящих на чердак, 11,6 Вт/(м² · °С); для поверхностей перекрытий, выходящих в подвал, 5,8 Вт/(м² · °С).

Термическое сопротивление воздушной прослойки в ограждении $R_{\text{н.п}}$ зависит от разности температур на поверхностях прослойки, от ее средней температуры, толщины и направления теплового потока.

Величину $R_{\text{н.п}}$ нельзя рассчитывать как для однородного материала. Теплопередача через воздушную прослойку происходит вследствие лучистого теплообмена между ограничивающими ее поверхностями, а также в результате конвекции и теплопроводности. Общее термическое сопротивление прослойки увеличивается с увеличением ее толщины, стабилизируясь при толщине более 5 см.

Передача тепла снизу вверх в горизонтальных воздушных прослойках происходит в большей мере вследствие возникновения в этом случае конвективных токов воздуха. При теплопередаче сверху вниз горизонтальная прослойка имеет лучшие теплоизоляционные качества. В такой прослойке практически отсутствуют конвективные токи и тепло передается через слой воздуха только в результате излучения и теплопроводности.

Уменьшения теплопередачи прослойки можно добиться покрытием одной или обеих ее поверхностей материалами с малыми значениями коэффициента излучения, а также перенесением прослойки в конструкции ограждения ближе к наружной поверхности.

В СНиП приведены нормируемые величины термических сопротивлений воздушных прослоек при горизонтальном и вертикальном их расположении в зависимости от толщины слоя воздуха. Эти величины относятся к замкнутым воздушным прослойкам (прил. 3).

Для определения термического сопротивления сложных конструкций с экранами, специальным покрытием и вентилируемыми прослойками необходимо проведение специальных расчетов, методика которых рассматривается в строительной теплофизике.

§ 6. ТЕПЛОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ОГРАЖДЕНИЙ

Теплозащитные свойства наружных ограждений определяются сопротивлением теплопередаче R_0 и теплоустойчивостью, которую, как было указано выше, ориентировочно оценивают по значению показателя тепловой массивности ограждения D [см. формулу (1.30)]. В зимних условиях основной определяющей величиной является R_0 , а в летних — теплоустойчивость. Это объясняется тем, что для зимы более характерен режим теплопередачи, близкий к стационарному, в то время как для летнего режима определяющими являются периодические изменения наружных температурных условий. Эти свойства ограждений связаны с их воздухопроницаемостью и влажностным режимом.

Требуемое сопротивление теплопередаче. Сопротивление теплопередаче основной конструкции ограждения должно соответствовать гигиеническим требованиям и быть оптимальным с технико-экономической точки зрения.

Минимально допустимое сопротивление теплопередаче, удовлетворяющее в зимних условиях санитарно-гигиеническим требованиям, называется *требуемым сопротивлением* $R_0^{тp}$.

Основное требование, предъявляемое к наружным ограждениям в гигиеническом отношении, сводится к тому, чтобы температура на их внутренней поверхности $t_{в}$ была такой, при которой люди, находящиеся в помещении, не испытывали бы со стороны этой поверхности интенсивного «радиационного охлаждения». Кроме того, в помещениях, как правило, не допускается выпадение конденсата на ограждениях, в связи с чем температура внутренней поверхности наружных ограждений должна быть выше температуры точки росы воздуха в помещении $t_{т.р.}$. В помещениях бань, прачечных и некоторых производственных помещениях в суровые периоды зимы допускается кратковременное, небольшой интенсивности увлажнение стен.

При определении $R_0^{тp}$ принимают за основу уравнение распределения температуры в ограждении в стационарных условиях (1.24), записав его относительно R_0 в виде:

$$R_0 = R_{в} \frac{t_{в} - t_{п}}{t_{в} - \tau_{в}}. \quad (1.39)$$

В это уравнение вводятся регламентированные значения величин $R_{в}$, $t_{в}$, $t_{п}$ и $t_{в} - \tau_{в}$, которые зависят от назначения помещений и др.

Значения температуры внутреннего воздуха $t_{в}$ принимаются на основе рекомендаций гигиенистов (по табл. 1.1). Они определяются функциональными особенностями помещений и видом

работы, которую производят находящиеся в помещениях люди. Следует отметить, что при расчете теплотерь в производственных помещениях с незначительными тепловыделениями за расчетную принимают нормируемую температуру воздуха в рабочей зоне помещения (см. табл. I.1). При значительных тепловыделениях в связи с неравномерностью распределения температур по высоте помещения для пола принимают нормируемую температуру в рабочей зоне, для стен — среднюю температуру воздуха по высоте помещения, для перекрытия — температуру воздуха под ним.

В нерабочее время, когда действует дежурное отопление, в производственных и иных помещениях температура должна быть не ниже плюс 5°C , если особенности помещения не допускают большего понижения температуры или не требуют поддержания более высокой температуры.

Разность температур $t_{в} - \tau_{в}$ нормируется величиной Δt^n , принимаемой по табл. I.2.

Как видно из этой таблицы, для поверхности потолка, через который теряется тепло, перепад Δt^n должен быть несколько меньше, чем для наружных стен, а для поверхности пола, с которой человек соприкасается, еще меньше. Для помещений, в которых люди находятся продолжительное время, эти перепады должны быть меньше, чем для помещений с кратковременным пребыванием людей.

Сопrotивление теплообмену $R_{в}$ в формуле (I.39) для внутренней гладкой поверхности всех ограждений, согласно СНиП, принимается одинаковым и равным 0,115.

Формула (I.39) написана в предположении, что в расчетных условиях температурный режим ограждения является стационарным и температура $t_{в}$ — постоянной. Однако температура наружного воздуха непрерывно изменяется, и в ограждении происходит сложный процесс нестационарной теплопередачи, который необходимо учитывать при выборе расчетной наружной температуры.

Для различных климатических районов были построены кривые изменения температуры наружного воздуха восьми наиболее холодных зим последнего 50-летнего периода. Эти кривые для разных районов имеют характерную и близкую по очертанию форму (рис. I.7): сравнительно медленное равномерное понижение температуры до начала периода резкого похолодания, затем резкое понижение температуры с переходом через минимум и медленное повышение температуры после конца периода резкого похолодания.

Обычно ограждения имеют небольшую тепловую инерцию, поэтому при медленном понижении температуры, наблюдаемом на началь-

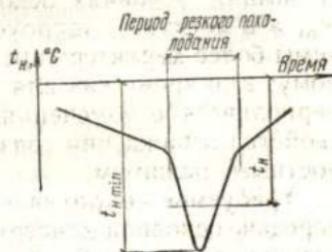


Рис. I.7. Расчетная кривая изменения температуры наружного воздуха в холодный период года

Таблица 1.2. Нормируемые значения разности температур помещения и внутренней поверхности ограждения $\Delta t^{\text{в}}$

Помещения	$\Delta t^{\text{в}}$, °C (не более)	
	для наружных стен	для бесчердачного покрытия и чердачного перекрытия
Жилые, а также общественных зданий (больниц, детских яслей-садов)	6	4
Поликлиник и школ	6	4,5
Общественных (за исключением указанных выше) и административных зданий, а также вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий за исключением помещений с влажным и мокрым режимами	7	5,5
Отапливаемые производственных зданий с расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха, %:		
< 50	10	8
50—60	8	7
Производственных зданий с избыточными тепловыделениями и расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха не более 45%	12	12
Производственных зданий (промышленных, сельскохозяйственных и других предприятий) с расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха выше 60%:		
не допускающих конденсации влаги на внутренних поверхностях ограждающих конструкций	$t_{\text{в}} - t_{\text{т.р}}$	$t_{\text{в}} - t_{\text{т.р}} - 1$
допускающих кратковременную конденсацию влаги на внутренних поверхностях ограждающих конструкций	7	$t_{\text{в}} - t_{\text{т.р}} - 0,5$

Примечание. Для полов жилых помещений, больниц, детских яслей-садов перепад между температурами воздуха и поверхности пола $\Delta t^{\text{п}}$ следует принимать равным 2°С, для полов помещений общественных зданий, за исключением указанных выше, а также производственных зданий с постоянными рабочими местами — 2,5°С.

ном участке расчетной кривой, распределение температуры в ограждении в каждый момент времени практически соответствует стационарному. Нестационарность процесса проявляется в период интенсивного, сравнительно кратковременного периода резкого похолодания. Этот период для выбора расчетной наружной температуры имеет определяющее значение.

Ограждения, имеющие одинаковые сопротивления теплопередаче, но разную тепловую массивность, по-разному реагируют на изменение температуры наружного воздуха в период резкого похолодания. У ограждений с малой тепловой массивностью эти изме-

нения вызовут большие понижения температуры на внутренней поверхности, чем у массивных ограждений. Поэтому в одних и тех же климатических условиях ограждения с разной тепловой массивностью должны иметь различные сопротивления теплопередаче.

Требуемым сопротивлением теплопередаче ограждения является такое, при котором обеспечивается заданный уровень температуры на внутренней поверхности ограждения в условиях, когда наружная температура изменяется по расчетной кривой.

В СНиП на основе указанных температурных кривых в качестве расчетных наружных температур t_n для отдельных географических пунктов СССР приняты температуры, равные абсолютной минимальной температуре t_{min} , средним температурам самых холодных суток t_1 , трехдневок t_3 и пятидневок t_5 [для трехдневок температура t_3 определяется как $(t_1 + t_5)/2$]. Из этих четырех значений температур расчетную для данного ограждения определяют в зависимости от его тепловой массивности D . По массивности ограждения делят на четыре группы. Каждой группе соответствует одна из указанных температур t_n , как это показано в табл. 1.3.

Таблица 1.3. Температуры наружного воздуха, принимаемые при теплотехнических расчетах ограждающих конструкций

Характеристика ограждения по массивности	Показатель тепловой массивности D	Расчетная температура, °С
Легкое	$\leq 1,5$	t_{min}
Малой массивности	$1,51-4$	t_1
Средней массивности	$4,01-7$	t_3
Массивное	> 7	t_5

В процессе расчета сначала ориентировочно задаются группой массивности ограждения. Найдя соответствующее значение R_{0}^{TP} , определяют по формуле (1.30) значение D . Если оно не отвечает принятой массивности, производят перерасчет R_{0}^{TP} с учетом найденной величины D . На расчетную разность $t_n - t_{in}$, согласно СНиП, вводят поправочный коэффициент n . Этот коэффициент учитывает фактическое уменьшение расчетной разности температур для ограждений, которые отделяют отапливаемые помещения от неотапливаемых и непосредственно не омываются наружным воздухом. Значения коэффициента n даны в прил. 4.

Колебания температуры в неотапливаемых помещениях будут всегда меньше изменений наружной температуры, поэтому при значениях $n \leq 0,7$ следует принимать $t_n = t_5$ независимо от величины D ограждения.

Согласно сказанному, при определении требуемого сопротивления теплопередаче формула (1.39) принимает следующий вид:

$$R_{0}^{TP} = R_{в} \frac{n (t_{в} - t_{н})}{\Delta t_{н}} = \frac{n (t_{в} - t_{н})}{\Delta t_{н} \alpha_{в}} \quad (1.40)$$

Пример 1.3. Определить требуемое сопротивление теплопередаче наружной стены здания общежития. Стена выполняется из пустотелого кирпича ($\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$) с внутренней известково-песчаной штукатуркой толщиной $\delta = 0,02 \text{ м}$. Здание расположено в Москве.

Решение. По прил. 2 для Москвы $t_1 = -32^\circ \text{С}$, $t_5 = -25^\circ \text{С}$. Расчетная скорость ветра составляет $4,4 \text{ м/с}$. По табл. 1.1 для общежития допустимая температура внутреннего воздуха $t_{в} = 18^\circ \text{С}$, относительная влажность $\varphi_{в} = 50\%$. Расчетные значения теплофизических характеристик строительных материалов выбираем из прил. 1 по графе условий эксплуатации Б (поскольку Москва относится к нормальной влажностной зоне и относительная влажность воздуха в помещении $\varphi_{в} = 50\%$). Кирпич: $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$, $\lambda = 0,64 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ \text{С)}$; $s = 8,42 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{С)}$. Известково-песчаная штукатурка: $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$; $\lambda = 0,814 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ \text{С)}$; $s = 9,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{С)}$.

Предполагаю, что стена массивная, принимаем в формуле (1.40) расчетную температуру наружного воздуха $t_{н} = -25^\circ \text{С}$; $n = 1$; $\Delta t^m = 6^\circ \text{С}$ (согласно табл. 1.2) и $R_{в} = 0,115 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{С/Вт}$. Получаем:

$$R_{о}^{\text{ТР}} = 0,115 \frac{1 \cdot (18 + 25)}{6} = 0,825 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{С/Вт}.$$

Следовательно, требуемое сопротивление теплопроводности только кирпичной кладки стены $R_{к.к}$ (без учета $R_{в}$, R штукатурки и $R_{н}$)

$$R_{к.к} = 0,825 - 0,115 - \frac{0,02}{0,814} - 0,043 = 0,825 - 0,183 = 0,642 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{С/Вт}.$$

Определяем показатель тепловой массивности стены по формуле (1.30):

$$D = 0,642 \cdot 8,42 + 0,025 \cdot 9,75 = 5,67.$$

Стена (см. табл. 1.3) имеет среднюю массивность ($7 > D > 4,01$), при которой расчетная температура равна:

$$t_3 = \frac{(-32) + (-25)}{2} = -28,5^\circ \text{С}.$$

В связи с этим производим перерасчет:

$$R_{о}^{\text{ТР}} = 0,115 \frac{1 \cdot (18 + 28,5)}{6} = 0,892 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{С/Вт}.$$

Требуемое сопротивление теплопроводности кирпичной кладки

$$R_{к.к} = 0,892 - 0,183 = 0,709 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{С/Вт}.$$

Требуемая толщина кирпичной кладки

$$\delta_{к.к} = R_{к.к} \lambda = 0,709 \cdot 0,64 = 0,454 \text{ м}.$$

Принимаем стену в два кирпича, имеющую $\delta_{к.к} = 0,51 \text{ м}$.

Фактическое сопротивление теплопередаче стены по формуле (1.20) равно:

$$R_{о} = 0,115 + \frac{0,51}{0,64} + \frac{0,02}{0,814} + 0,043 = 0,98 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{С/Вт},$$

что больше $R_{о}^{\text{ТР}} = 0,892$. Коэффициент теплопередачи стены по формуле (1.21) равен:

$$K = 1/0,98 = 1,02 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{С)}.$$

Убедимся в отсутствии конденсации водяного пара из воздуха помещения на внутренней поверхности такого ограждения. Находим температуру на внутренней поверхности ограждения $\tau_{\text{в}}$ по формуле (1.25):

$$\tau_{\text{в}} = 18 - \frac{0,115}{0,98} (18 + 28,5) = 12,55^{\circ}\text{C}.$$

Упругость водяного пара в воздухе помещения равна:

$$e_{\text{в}} = E_{t_{\text{в}}=18^{\circ}\text{C}} \frac{\varphi_{\text{в}}}{100} = 2130 \cdot 0,5 = 1065 \text{ Па},$$

где $E_{t_{\text{в}}=18^{\circ}\text{C}}$ — упругость в состоянии полного насыщения, равная [см. формулу (1.62)]:

$$E_{t_{\text{в}}=18^{\circ}\text{C}} = 477 + 133,3(1 + 0,14 \cdot 18)^2 = 2130 \text{ Па}.$$

Упругости $e_{\text{в}} = 1065$ Па соответствует температура точки росы [см. формулу (1.57)]

$$t_{\text{т.р}} = 20,1 - (5,75 - 0,00206 \cdot 1065)^2 = 7,4^{\circ}\text{C}.$$

Величина $t_{\text{т.р}}$ значительно меньше температуры $\tau_{\text{в}}$, поэтому конденсации на внутренней поверхности стены не будет.

Оптимальное сопротивление теплопередаче. В настоящее время в строительстве широко распространены сравнительно дешевые и эффективные теплоизоляционные материалы. Применение их в конструкции ограждений часто приводит к такому положению, когда, учитывая эксплуатационные затраты, выгоднее делать ограждение более утепленным, чем то, которое требуется по санитарно-гигиеническим соображениям. Следовательно, экономически оптимальное сопротивление теплопередаче ограждения $R_{\text{о.опт}}$ может быть больше требуемого $R_{\text{т.р}}$. В таком случае следует выбирать конструкцию не из условия $R_{\text{о}} \geq R_{\text{т.р}}$, а из условия $R_{\text{о}} = R_{\text{о.опт}}$. Определение $R_{\text{о.опт}}$ является сложной технико-экономической задачей, которая, однако, может быть решена аналитически, если принять некоторые упрощающие предпосылки.

Оптимальной будет такая конструкция ограждения, при которой сумма капитальных затрат и эксплуатационных расходов за нормативный срок окупаемости, принятый в строительстве, будет минимальной.

Экономической характеристикой, определяющей рациональность того или иного инженерного решения конструкции, являются приведенные затраты, величина которых Π , руб. на 1 м^2 ограждения, определяется по формуле

$$\Pi = K + \mathcal{E}T, \quad (1.41)$$

где K — капитальные затраты на устройство ограждения и сопряженных с ним систем (отопления и др., стоимость сооружения которых изменяется с изменением сопротивления теплопередаче ограждения); эти затраты должны быть отнесены к единице площади ограждения, поэтому K измеряется в руб/м²; \mathcal{E} — эксплуатационные затраты, которые складываются в основном из стоимости теряемого через ограждение тепла, затрат на электроэнергию, на восстановление и капитальный ремонт ограждения и сопряженных с ним систем, руб/(м² · год); T — нормативный срок окупаемости дополнительных

капитальных вложений в строительстве, принятый в настоящее время равным примерно восьми годам.

Оптимальное сопротивление теплопередаче ограждения может быть определено в общем случае из уравнения

$$\frac{\partial \Pi}{\partial R_o} = 0. \quad (1.42)$$

Рассмотрим здесь простейший случай. Если пренебречь сравнительно небольшими изменениями капитальных затрат K вследствие затрат на сопряженные системы, то можно принять

$$K = K_k + \delta_{ти} S_{ти}, \quad (1.43)$$

где K_k — стоимость конструкции ограждения без учета стоимости теплоизоляционного слоя (K_k — величина постоянная, не зависящая от толщины теплоизоляции); $\delta_{ти}$ — толщина теплоизоляции, м (величина переменная в данной задаче), оптимальное значение которой надо определить; $S_{ти}$ — стоимость теплоизоляции в конструкции, руб/м².

Если также в целях упрощения задачи считать эксплуатационные затраты \mathcal{E} зависящими только от стоимости теряемого тепла, то

$$\mathcal{E} = \frac{(t_{в} - t_{о.п}) n_{о.п}}{R_k + \delta_{ти} / \lambda_{ти}} S_T = \frac{MS_T}{R_k + \delta_{ти} / \lambda_{ти}} \quad (1.44)$$

где $M = (t_{в} - t_{о.п}) n_{о.п} \cdot 24 \cdot \text{С} \cdot \text{ч}/\text{год}$; $t_{о.п}$ и $n_{о.п}$ — температура и продолжительность, сут, отопительного периода; S_T — стоимость теряемого через ограждение тепла, руб/кДж; R_k — сопротивление теплопроводности конструктивных слоев ограждения (без слоя теплоизоляции).

В этом случае

$$\Pi = K_k + \delta_{ти} S_{ти} + \frac{MS_T T}{R_k + \delta_{ти} / \lambda_{ти}} \quad (1.45)$$

Из развернутого уравнения (1.42)

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \delta_{ти}} = S_{ти} - \frac{MS_T T}{\lambda_{ти} (R_k + \delta_{ти} / \lambda_{ти})^2} = 0 \quad (1.46)$$

определим $R_{о.опт}$, соответствующее оптимальной толщине изоляции $\delta_{ти.опт}$:

$$R_{о.опт} = R_k + \frac{\delta_{ти.опт}}{\lambda_{ти}} = \sqrt{\frac{MS_T T}{\lambda_{ти} S_{ти}}} \quad (1.47)$$

$R_{о.опт}$ в формуле (1.47) и R_k в формулах (1.44)—(1.46) следует измерять в м²·ч·°С/кДж, в связи с чем их численные значения в м²·°С/Вт должны быть разделены на 3,6. Это необходимо, так как единицей S_T в формулах (1.44)—(1.47) служит руб/кДж.

Пример 1.4. Определить расчетное сопротивление теплопередаче бесчердачного покрытия канализационной насосной в Архангельске. Температура воздуха в помещении $t_{в} = 16^\circ \text{С}$; $\Delta t^m = 7^\circ \text{С}$. Покрытие выполняется из железобетонных плит с утеплением пенобетоном [$\lambda = 0,21 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ \text{С})$ или $3,6 \cdot 0,21 \text{ кДж}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ \text{С})$].

Решение. По прил. 2 для Архангельска расчетная наружная температура для ограждений малой массивности $t_{н} = -36^{\circ}\text{C}$, продолжительность отопительного периода $n_{о.п} = 251$ сут и его средняя температура $t_{о.п} = -4,7^{\circ}\text{C}$. Нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений $T = 6$ лет. Стоимость тепла от местной котельной $S_{т} = 0,955 \cdot 10^{-6}$ руб/кДж. Стоимость пенобетона в конструкции $S_{ти} = 21,5$ руб/м³. По формуле (1.47) определяем:

$$R_{о.опт} = \sqrt{\frac{(16 + 4,7) \cdot 251 \cdot 24 \cdot 0,955 \cdot 10^{-6} \cdot 6}{3,6 \cdot 0,21 \cdot 21,5}} = 0,775 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/Вт}$$

Требуемое сопротивление теплопередаче

$$R_{о}^{ТР} = 0,115 \frac{1 \cdot (16 + 36)}{7} = 0,855 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/Вт}$$

Так как $R_{о,опт} < R_{о}^{ТР}$, то толщина теплоизоляции в данном случае должна выбираться исходя из условия $R_{о} \geq R_{о}^{ТР} = 0,855 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/Вт}$.

§ 7. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОЗДУХОПРОНИЦАНИЮ ОГРАЖДЕНИЙ

Для отапливаемых зданий в холодный период года характерно проникание наружного воздуха в помещения через неплотности в ограждениях нижних этажей и внутреннего воздуха наружу через неплотности в ограждениях верхних этажей. Такое движение воздуха объясняется наличием перепадов давлений с двух сторон ограждения, обусловленных разностью плотностей наружного и внутреннего воздуха. Температура воздуха внутри и снаружи помещения различна, а следовательно, различна и плотность воздуха внутри и снаружи ($\rho_{в} \neq \rho_{н}$).

На рис. 1.8, а представлена схема помещения, имеющего два наружных отверстия, расположенных на разных высотах. При определении воздухообмена оперируют не абсолютными величинами давлений, а их разностью, поэтому положение условного уровня отсчета давлений может быть выбрано произвольно, а атмосферное

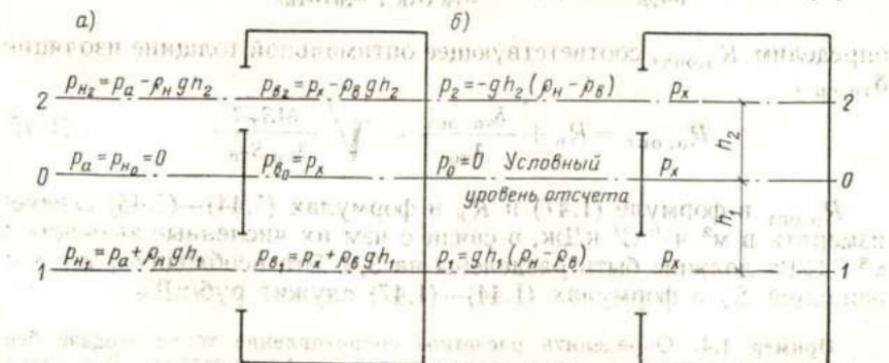


Рис. 1.8. Схемы к определению аэростатического давления, действующего на здание

давление принято равным нулю. На произвольной высоте проведем горизонтальную плоскость $O-O$, которую и будем рассматривать как условный уровень отсчета. Наружное давление на этом уровне $p_{н0} = p_a = 0$, а внутреннее давление $p_{в0} = p_x$.

В столбе газа статическое давление переменное по высоте, поэтому давление на уровне первого отверстия, расположенного ниже плоскости $O-O$, будет больше, а на уровне второго отверстия, расположенного выше плоскости $O-O$, будет меньше, чем на плоскости $O-O$, на величину $\Delta p = \rho gh$. Запишем:

$$p_{н1} = 0 + \rho_n g h_1; \quad p_{в1} = p_x + \rho_v g h_1;$$

$$p_{н2} = 0 - \rho_n g h_2; \quad p_{в2} = p_x - \rho_v g h_2.$$

Избыточное давление на уровне рассмотренных плоскостей будет равно:

$$p_0 = 0 - p_x = -p_x;$$

$$p_1 = (0 + \rho_n g h_1) - (p_x + \rho_v g h_1) = g h_1 (\rho_n - \rho_v) - p_x;$$

$$p_2 = (0 - \rho_n g h_2) - (p_x - \rho_v g h_2) = -g h_2 (\rho_n - \rho_v) - p_x.$$

Методически более удобно внутреннее давление считать постоянным по высоте помещения (рис. 1.8, б), а переменную величину $\rho_v g h$ учитывать при определении наружного давления. При этом любое помещение можно рассматривать как точку слияния и деления потоков.

Полагая внутреннее давление величиной постоянной ($p_x = \text{const}$), внешнее гравитационное давление можно выразить условной величиной p_n :

для уровня	$0-0$	$p_0 = 0;$
»	»	$1-1$ $p_1 = g h_1 (\rho_n - \rho_v);$
»	»	$2-2$ $p_2 = -g h_2 (\rho_n - \rho_v);$
»	»	$n-n$ $p_n = \pm g h_n (\rho_n - \rho_v).$

Под действием ветра на наветренных поверхностях здания возникает избыточное давление, а на заветренных поверхностях — разрежение.

Рассмотрим схему обтекания потоком воздуха отдельно стоящего здания (рис. 1.9). При набегании на здание потока воздуха его нижние слои затормаживаются, кинетическая энергия потока переходит в потенциальную и статическое давление по мере приближения к зданию увеличивается. Максимального значения статическое давление достигает на наветренной поверхности здания. Возмущение, вносимое зданием, захватывает сравнительно небольшую область в поперечном сечении потока. Вне этой области течение остается практически невозмущенным. Обтекание здания происходит как бы в прямоугольном канале со стенками, поставленными вдоль линий тока в невозмущенной области. Вследствие стеснения потока зданием скорость ветра вдоль крыши и сбоку здания будет больше, чем в невозмущенном потоке. Полную энергию вдоль потока можно

принять неизменной, следовательно, увеличение скорости потока происходит за счет его потенциальной энергии. В результате на боковых поверхностях здания и над ним образуется пониженное давление. Кроме того, обтекающий поток эжектирует воздух с заветренной стороны здания, где давление также уменьшается.

Распределение давлений на поверхностях здания зависит от его формы, направления ветра, а также рельефа местности и влияния близко расположенных зданий.

Избыточное статическое давление $p_{ст}$, Па, в той или иной точке на поверхности здания пропорционально динамическому давлению невозмущенного потока перед зданием: $p_{ст} = K_{аэп} \rho v^2 / 2$.



Рис. 1.9. Обтекание потоком воздуха отдельно стоящего здания

а — схема обтекания; б — эпюры давления при действии на здание потока воздуха

Коэффициент пропорциональности в этом выражении $K_{аэп}$ называют *аэродинамическим коэффициентом*. Значение аэродинамического коэффициента показывает, какая доля кинетической энергии потока переходит в потенциальную.

Аэродинамические коэффициенты определяют продувкой в аэродинамической трубе моделей зданий. Значение аэродинамических коэффициентов остается неизменным при изменении скорости ветра и масштаба модели. Для определения аэродинамического коэффициента выделим струю набегающего потока и напишем для нее уравнение Бернулли:

$$p_0 + \rho v_0^2 / 2 = p_1 + \rho v_1^2 / 2, \quad (1.48)$$

где p_0 и p_1 — статическое давление в сечениях 0—0 и 1—1, Па; v_0 и v_1 — скорости в струе в тех же сечениях, м/с.

Если статическое давление в сечении 0—0, расположенном на большом расстоянии от здания, принять за нуль, то избыточное статическое давление в сечении 1—1 составит:

$$p_{ст} = p_1 - p_0 = \frac{\rho v_0^2}{2} \left(1 - \frac{v_1^2}{v_0^2} \right). \quad (1.49)$$

Выражение в скобках есть значение аэродинамического коэффициента в сечениях $1-1$:

$$1 - (v_1/v_0)^2 = K_{\text{аэр}}.$$

Если $v_1 < v_0$, то $K_{\text{аэр}} > 0$; если $v_1 > v_0$, то $K_{\text{аэр}} < 0$; при $v_1 = 0$ значение $K_{\text{аэр}} = 1$.

Для наиболее распространенной формы здания (параллелепипед) аэродинамические коэффициенты находятся в следующих пределах: на фасаде с наветренной стороны здания $K_{\text{аэр}} = 0,4 \dots 0,8$, на фасаде с заветренной стороны здания $K_{\text{аэр}} = -0,3 \dots -0,6$.

При совместном действии на здание ветра и гравитационных сил внешнее давление в любой точке на поверхности здания может быть выражено следующим уравнением:

$$p_n = K_{\text{аэр}} \rho_n v^2 / 2 + gh (\rho_n - \rho_v). \quad (1.50)$$

Внутреннее давление в помещении определяется внешними давлениями, воздействующими на здание, и характеристиками сопротивления путей миграции воздуха. Решение задачи о воздушном режиме здания рассматривается в специальной литературе.

При оценке воздухопроницаемости строительных конструкций зданий учитывают только разность давлений, приходящуюся на ограждение. В СНиП II-3-79 «Строительная теплотехника» для зданий с естественной вытяжной вентиляцией разность давлений воздуха у наружной и внутренней поверхностей наветренных ограждающих конструкций Δp , Па, для нижнего этажа определяют по формуле

$$\Delta p = 5,5H (\rho_n - \rho_v) + 0,3 (\beta v)^2 \rho_n, \quad (1.51)$$

где H — высота здания, м; ρ_n и ρ_v — плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м³ [$\rho = 353/(273 + t)$]; β — поправочный коэффициент, учитывающий несовпадение во времени принятых в расчете скорости ветра и температуры наружного воздуха: для европейской части СССР, расположенной севернее 52° с. ш., и центральных районов Сибири $\beta = 0,6$; для прибрежных районов Приморского края $\beta = 1,2$; для остальных районов территории СССР $\beta = 1$; v — скорость ветра; ее следует принимать по СНиП II-A.6-72, но не менее 5 м/с.

Воздухопроницаемость строительных материалов оценивается коэффициентом воздухопроницаемости материала i , кг/(м²·ч·Па). Расчет ограждающих конструкций на воздухопроницаемость по СНиП проводится по величине сопротивления воздухопроницанию слоев ограждения.

Для материалов сопротивление воздухопроницанию $R_{0,н}$, м²·ч·Па/кг:

$$R_{0,н} = 1/i. \quad (1.52)$$

Для многослойных конструкций сопротивление воздухопроницанию равно сумме сопротивлений воздухопроницанию отдельных слоев:

$$R_{0,н} = R_{0,н1} + R_{0,н2} + \dots + R_{0,нn} \quad (1.53)$$

Значения сопротивлений воздухопроницанию материалов и конструктивных элементов (или слоев) $R_{0,н}$ ограждающих конструкций приведены в СНиП «Строительная теплотехника».

Фильтрация наружного воздуха через ограждающие конструкции в холодный период года вызывает дополнительные потери тепла помещениями и охлаждение внутренних поверхностей ограждений. В связи с этим СНиП ограничивают воздухопроницаемость ограждающих конструкций (табл. 1.4).

Таблица 1.4. Допустимые значения воздухопроницаемости ограждающих конструкций G_0^{TP}

Ограждающие конструкции	G_0^{TP} , кг/(м ² ·ч), при расчетной температуре наружного воздуха, °С			
	-30 и выше	от -31 до -40	от -41 до -50	-51 и ниже
Окна жилых и общественных зданий	13	11	9	8
Наружные стены и перекрытия над проездами и подпольями жилых и общественных зданий, вспомогательных зданий промышленных предприятий	0,5	0,5	0,5	0,5
Наружные стены отапливаемых производственных зданий	1	1	1	1
Перекрытия чердачные	0,65	0,65	0,65	0,65

Количество воздуха, фильтрующегося через стены и перекрытия G_0 , кг/(м²·ч), определяют по формуле

$$G_0 = \Delta p / R_{0,н}; \quad (1.54)$$

количество воздуха, фильтрующегося через окна, определяют по формуле

$$G_0 = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 0,4B\Delta p}}{2B}, \quad (1.55)$$

где A и B — параметры, принимаемые по табл. 1.5.

Таблица 1.5. Коэффициент воздухопроницаемости окон с деревянными переплетами i , кг/(м²·ч·10 Па), при $\Delta p = 10$ Па и параметры A и B

Переплет	Число рядов уплотнения	Окна без уплотнения притворов			Окна с уплотнением притворов								
					полушерстяным шнуром			губчатой резиной			пенополиуретаном		
		i	A	B	i	A	B	i	A	B	i	A	B
Одинарный и двойной спаренный	1	27	0,011	0,001	8	0,065	0,0075	6,1	0,093	0,011	3,6	0,197	0,0219
Двойной раздельный	1	18	0,017	0,0023	7,3	0,07	0,0084	5,5	0,11	0,013	3,5	0,203	0,0227
	2	—	—	—	5,2	0,114	0,0137	3,9	0,182	0,0202	2,7	0,289	0,0308
Тройной	1	12	0,036	0,004	6,7	0,081	0,0096	5,2	0,114	0,0137	3,3	0,227	0,0256
	2	—	—	—	4,7	0,132	0,0158	3,8	0,188	0,0212	2,3	0,341	0,0372
	3	—	—	—	3,6	0,197	0,0219	2,7	0,289	0,0308	1,8	0,434	0,0533

Примечания: 1. Для окон с металлическими переплетами приведенные в таблице значения коэффициента i следует уменьшать на 20%.

2. Для балконных дверей следует принимать соответствующие значения коэффициента i для окон и увеличивать их на 25%.

§ 8. ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ ОГРАЖДЕНИЙ

В помещениях гражданских зданий и в большинстве производственных помещений не допускается конденсация водяного пара на поверхности наружных ограждений и накопление влаги в их толще. Конденсация водяного пара на поверхности наружных ограждений ухудшает санитарно-гигиенические условия в помещении и, так же как конденсация его в их толще, может привести к переувлажнению конструкции. Увеличение влажности материала конструкции обычно связано со значительным ухудшением ее теплозащитных качеств и, как правило, приводит к быстрому разрушению ограждений.

Принятую конструкцию ограждения необходимо проверять на отсутствие конденсации на его внутренней поверхности из условия удовлетворения требования

$$\tau_v > t_{т.р.}, \quad (1.56)$$

где $t_{т.р.}$ — температура точки росы воздуха помещения, которая определяется по формуле

$$t_{т.р.} = 20,1 - (5,75 - 0,00206 e_v)^2, \quad (1.57)$$

где e_v — упругость водяного пара в воздухе помещения, Па.

Если условие (1.56) не удовлетворяется, необходимо увеличить сопротивление теплопередаче ограждения.

Проверка возможности конденсации в толще ограждения сложнее. Поры материала толщи ограждения заполнены влажным воздухом. Через конструкцию происходит диффузия водяного пара. Пар диффундирует из помещения наружу, где упругость водяного пара в воздухе зимой заметно меньше, чем в воздухе помещения. В воздухе, заполняющем поры материала, устанавливается определенное распределение упругости водяного пара e по толщине ограждения. Если в отдельных слоях или сечениях ограждения упругость e окажется выше упругости полного насыщения воздуха E при соответствующих температурах t , то произойдет выпадение конденсата. Таким образом, расчет состоит в построении кривых распределения e_x , t_x и E_x по сечению ограждения и в выявлении слоев или сечений, где e_x оказывается выше E_x .

Кривая распределения температуры t_x по толщине ограждения может быть построена с помощью формулы (1.26). Распределение упругости водяного пара e_x по толщине ограждения может быть получено по формуле, аналогичной формуле (1.26):

$$e_x = e_v - \frac{H_{в-x}}{H_0} (e_v - e_n), \quad (1.58)$$

где e_v и e_n — упругость водяного пара во внутреннем и наружном воздухе; $H_{в-x}$ — сопротивление паропроницаемости от внутренней среды помещения до сечения x в толще ограждения; H_0 — сопротивление паропроницаемости всей толщине ограждения.

Сопrotивления паропроницаемости $H_{в-х}$ и H_0 по аналогии с формулой (1.19) складываются из сопротивлений паропроницаемости отдельных слоев H_n . Величина H_n равна:

$$H_n = \Delta/\mu, \quad (1.59)$$

где Δ — толщина слоя, м; μ — коэффициент паропроницаемости материала слоя, г/(м · ч · Па) (см. прил. 1).

Сопrotивлениями влагообмену между воздухом и поверхностями ограждений в данном расчете можно пренебречь.

Кривую распределения E_x по сечению ограждения легко построить, имея кривую распределения температуры и зависимость E от t по приводимой далее формуле (1.62).

На рис. 1.10 дается пример построения, с помощью которого можно установить возможность конденсации в толще конструкции в холодный период года. В расчетах влажностного режима ограждений температуру наружного воздуха принимают равной средней температуре самого холодного месяца. В толще ограждения допустима только кратковременная конденсация. Одно из основных требований состоит в недопустимости регулярного накопления влаги в материале. Накопленная за зиму влага должна быть высушена летом. Если это требование не удовлетворяется, то необходимо увеличить сопротивление паропроницаемости внутренних слоев ограждения. Для нормального влажностного режима конструкций необходимо плотные слои располагать с внутренней

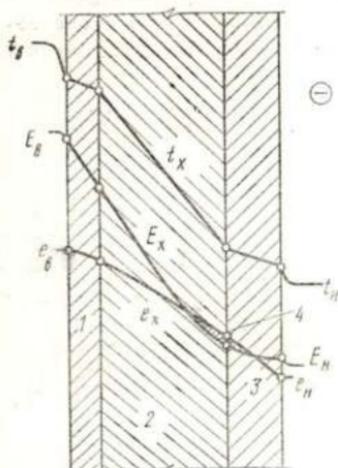


Рис. 1.10. Пример построения кривых распределения температуры, t_x , упругости e_x и максимальной упругости E_x водяного пара во влажном воздухе в порах материала ограждения для определения возможности выпадения конденсата в толще конструкции

1 — штукатурка; 2 — пеностекло; 3 — бетон; 4 — участок возможной конденсации

поверхности ограждений и защищать его внешнюю поверхность от увлажнения атмосферными осадками.

В помещениях бань, прачечных, а также в некоторых «мокрых» производственных помещениях зданий водопроводно-канализационного хозяйства допускается конденсация водяного пара на внутренних поверхностях наружных стен в расчетных зимних условиях. При конденсации водяного пара на поверхности ограждения теплопередача имеет некоторые особенности.

В результате конденсации водяного пара на внутренней поверхности ограждения выделяется количество тепла q_k , которое заметно изменяет обычную для ограждения картину распределения температур (рис. 1.11).

Величину q_k , Вт/м², можно определить по формуле

$$q_k = 0,28\beta r (e_v - E_n), \quad (1.60)$$

где β — коэффициент влагообмена на поверхности, кг/(м² · ч · Па), определяемый по формуле

$$\beta = 0,86 \cdot 10^{-6} \Delta t^{1/2} \Delta e^{2/3}; \quad (1.61)$$

r — теплота конденсации водяного пара, кДж/кг, из воздуха при температуре t_v на поверхность, имеющую температуру τ_n :

$$r = 2500 + 1,8t_v - 4,19\tau_n$$

(в расчетах r можно принять равной 2450 кДж/кг); 0,28 — численный множитель перевода кДж/ч в Вт, который входит в единицу q_k ; e_v — упругость водяного пара в помещении, Па; E_n — упругость насыщенного водяного пара, соответствующая температуре внутренней поверхности ограждения, Па.

Значения E , Па, в зависимости от той или иной температуры t могут быть приближенно подсчитаны по формуле

$$E = 477 + 133,3 (1 + 0,14t)^2. \quad (1.62)$$

Дополнительный тепловой поток q_k на поверхности может быть учтен при теплотехническом расчете ограждения условным увеличением температуры t_v на величину

$$\Delta t_k = R_v q_k. \quad (1.63)$$

Такое повышение температуры позволяет при подсчетах учесть увеличение теплового потока вследствие конденсации водяного пара. В этом случае тепловой поток через ограждение равен:

$$q = \frac{1}{R_o} (t_v + R_v q_k - t_n). \quad (1.64)$$

Общий тепловой поток состоит из потока сухого или явного тепла q_c , передаваемого конвекцией и излучением, и потока скрытого тепла конденсации q_k :

$$q = q_c + q_k. \quad (1.65)$$

Рассмотрение уравнений (1.64) и (1.65) позволяет написать формулу для определения сопротивления теплопередаче ограждения мокрых помещений при известном значении температуры внутренней поверхности τ_n :

$$R_{o.k} = R_v \frac{(t_v + R_v q_k - t_n) n}{t_v + R_v q_k - \tau_n}. \quad (1.66)$$

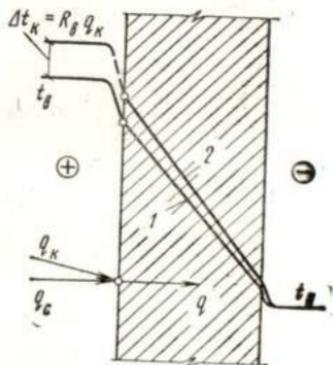


Рис. 1.11. Распределение температуры по сечению ограждения при отсутствии 1 и при наличии 2 конденсации водяного пара на его внутренней поверхности

Величина q_k должна быть рассчитана по формуле (1.60) с учетом перепада температуры $t_{в} - \tau_{п}$.

При расчете теплототерь и при составлении тепловлажностно-го баланса мокрых помещений необходимо помнить, что из всего потока тепла q , теряемого ограждением, только часть q_c составляет потери явного тепла помещением. Величина q_k — скрытое тепло конденсации, потери которого в некоторых случаях не должны компенсироваться системой обогрева помещения. Это возможно, например, в случае, когда температура поверхности испаряющейся в помещении воды равна или выше температуры воздуха в помещении.

Следует отметить, что все изложенные соображения о теплопередаче и теплототерях можно отнести и к ограждениям, с поверхности которых происходит испарение воды (мокрый пол, сырые стены). Только в этом случае поток тепла q_k будет со знаком минус, так как в случае испарения с поверхности будет происходить дополнительный теплосъем.

Пример 1.5. Задано: $t_{в} = 30^\circ \text{C}$; $\varphi_{в} = 85\%$; расчетная наружная температура $t_{н} = -25^\circ \text{C}$; на внутренней поверхности стен в расчетных зимних условиях допускается конденсация. Необходимо определить: температуру на внутренней поверхности, теплототери через наружную стену и сопротивление теплопередаче стены с учетом конденсации водяного пара из воздуха помещения $R_{0,к}$.

Решение. Определяем R_0^{TP} по формуле (1.40), принимая $\Delta t^B = 7^\circ \text{C}$ по табл. 1.2:

$$R_0^{TP} = 0,115 \frac{1(30 + 25)}{7} = 0,905 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{C/Вт}.$$

Величина $R_0^{TP} = 0,905$ получена в предположении, что температура внутренней поверхности ограждения в расчетных зимних условиях при отсутствии конденсации $\tau_{в} = 30 - 7 = 23^\circ \text{C}$. Фактическая температура поверхности ограждения с $R_0 = 0,905 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{C/Вт}$ при конденсации $\tau_{п}$ будет выше 23°C , но ниже температуры точки росы $t_{т,р}$ воздуха помещения. Значение $t_{т,р}$ при $E_{в} = 4240 \text{ Па}$ и $\varphi_{в} = 0,85 \cdot 4240 = 3600 \text{ Па}$ равно $t_{т,р} = 27,2^\circ \text{C}$. Таким образом, фактическая температура $\tau_{п}$ будет находиться в пределах $27,2^\circ \text{C} > \tau_{п} > 23^\circ \text{C}$.

Определим значение $\tau_{п}$ методом подбора. Зададимся $\tau_{п} = 25^\circ \text{C}$. Тогда $E_{п} = 3160 \text{ Па}$, и по формулам (1.61) и (1.60) β и q_k составят:

$$\beta = 0,86 \cdot 10^{-6} (30 - 25)^{1/3} (3600 - 3160)^{2/3} = 85,5 \cdot 10^{-6} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па)};$$

$$q_k = 0,28 \cdot 85,5 \cdot 10^{-6} \cdot 2450 (3600 - 3160) = 25,9 \text{ Вт/м}^2.$$

По формуле (1.64):

$$q = \frac{1}{0,905} (30 + 0,115 \cdot 25,9 + 25) = 63,9 \text{ Вт/м}^2.$$

Проверяем условие $q_c = q - q_k$:

$$q_c = \frac{1}{0,115} (30 - 25) = 43,4 \text{ Вт/м}^2; \quad q - q_k = 63,9 - 25,9 = 38 \text{ Вт/м}^2; \quad 43,4 \neq 38.$$

Условие теплового баланса не удовлетворяется, поэтому принимаем $t_{\text{п}} = 25,2^{\circ}\text{C}$; в этом случае $E_{\text{п}} = 3200$ Па и $\beta = 79 \cdot 10^{-6}$ кг/(м³ · ч · Па);

$$q_{\text{к}} = 0,28 \cdot 79 \cdot 10^{-6} \cdot 2450 (3600 - 3200) = 21,6 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_{\text{с}} = \frac{1}{0,115} (30 - 25,2) = 41,7 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q = \frac{1}{0,905} (30 + 0,115 \cdot 21,6 + 25) = 63,4 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q - q_{\text{к}} = 63,4 - 21,6 = 41,8 \text{ Вт/м}^2;$$

$$41,7 \approx 41,8.$$

Условие теплового баланса практически удовлетворяется, поэтому принимаем значения $t_{\text{п}} = 25,2^{\circ}\text{C}$ и $q_{\text{к}} = 21,6 \text{ Вт/м}^2$.

Фактический перепад температур $t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$ при $R_{\text{о}} = 0,905$ будет равен $30 - 25,2 = 4,8^{\circ}\text{C}$, а не 7°C , как это было принято при определении $R_{\text{о}}^{\text{пр}}$.

Если подставить значение $t_{\text{в}} - t_{\text{п}} = 4,8^{\circ}\text{C}$ в формулу (1.66), то получим

$$R_{\text{о,к}} = 0,115 \frac{(30 + 0,115 \cdot 21,6 + 25) \cdot 1}{4,8 + 0,115 \cdot 21,6} = 0,905 \text{ м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/Вт}.$$

Таким образом можно получить значение сопротивления теплопередаче ограждения $R_{\text{о,к}}$, соответствующее фактическому перепаду температур $t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$, который будет наблюдаться в расчетных условиях когда на внутренней поверхности стены происходит конденсация водяного пара.

§ 9. РАСЧЕТНАЯ ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Система отопления предназначена для создания в помещениях здания в холодный период года температурной обстановки, соответствующей комфортной и отвечающей требованиям технологического процесса. Температура помещений зависит от поступлений и потерь тепла, а также от теплозащитных свойств наружных ограждений и расположения обогревающих устройств. Тепло поступает в помещение от технологического оборудования, нагретых материалов, источников искусственного освещения, людей, а также от технологических процессов, связанных с выделением тепла. В холодный период года помещение теряет тепло через наружные ограждения, на нагревание материалов, транспортных средств и оборудования, поступающих извне. Тепло расходуется на нагревание воздуха, который поступает в помещение через неплотности в ограждениях и для компенсации воздуха, удаляемого технологическим оборудованием и вытяжными системами, если удаление этого воздуха не компенсируется притоком подогретого воздуха приточной вентиляции. Кроме того, технологические процессы могут быть связаны с испарением жидкостей и другими процессами, сопровождающимися затратами тепла.

Сведением всех составляющих прихода и расхода тепла в тепловом балансе помещения определяется дефицит или избыток тепла. Дефицит тепла указывает на необходимость устройства в помещении

отопления. Для определения тепловой мощности системы отопления составляют баланс часовых расходов тепла для расчетных зимних условий в виде

$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_{н.в} + Q_{техн} \quad (1.67)$$

где $Q_{огр}$ — потери тепла через наружные ограждения; $Q_{н.в}$ — расход тепла на нагревание воздуха, поступающего в помещение при инфильтрации и вентиляции; $Q_{техн}$ — дебаланс между расходом тепла на технологические нужды и минимальными технологическими и бытовыми теплопоступлениями.

Расчетная тепловая мощность системы отопления соответствует максимальному дефициту тепла. Для промышленных зданий в расчет принимают интервал с наименьшими тепловыделениями. Для гражданских зданий обычно принимают, что в помещении отсутствуют люди, нет искусственного освещения и других бытовых тепловыделений, поэтому определяющими расход тепла являются теплопотери через ограждения и инфильтрация. В жилых зданиях при определении тепловой мощности системы отопления учитывают теплопотери через ограждающие конструкции, больший из расходов тепла на нагревание наружного воздуха, поступающего в помещение вследствие инфильтрации или для компенсации нормативного воздухообмена, а также бытовые теплопоступления в размере, регламентируемом СНиП.

Определение потерь тепла через отдельные ограждения. Расчетные трансмиссионные потери тепла $Q_{т.п}$, Вт, через отдельные ограждения или их части площадью F определяют по формуле

$$Q_{т.п} = \frac{1}{R_0} (t_n - t_b) n F \eta = K (t_n - t_b) n F \eta, \quad (1.68)$$

где t_b — расчетная температура внутри помещения; t_b — температура холодной пятидневки для района строительства; n — коэффициент, учитывающий уменьшение разности температур (см. прил. 4); η — коэффициент учитывающий добавочные теплопотери.

Теплопотери помещения $Q_{огр}$ равны сумме потерь тепла через его наружные ограждения, рассчитанных по формуле (1.68), а также потерь или поступлений тепла через внутренние ограждения, если температура воздуха в соседних помещениях ниже или выше температуры в данном помещении на 5°C и более.

Рассмотрим, как при расчете определяются величины, входящие в формулу (1.68).

Коэффициенты теплопередачи K для наружных стен и перекрытий принимают по теплотехническому расчету.

Для теплотехнического расчета окон и балконных дверей в СНиП приведены две таблицы (см. прил. 5 и 6). По одной из них можно определить минимально допустимое или требуемое сопротивление теплопередаче окна $R_0^{тр}$ в зависимости от назначения помещения и расчетной разности температур $t_b - t_n$. В другой таблице даны фактические сопротивления теплопередаче различных конструкций окон и балконных дверей. С помощью этих таблиц можно

подобрать конструкцию или определить сопротивление теплопередаче заполнения светового проема известной конструкции.

Коэффициент теплопередачи K для наружных дверей определяют в зависимости от их конструкции по прил. 6.

Коэффициенты теплопередачи K для полов, расположенных на грунте, определяют по условным термическим сопротивлениям для отдельных зон пола. Передача тепла из помещения через конструкцию пола и толщу грунта под зданием подчиняется сложным закономерностям. Учитывая сравнительно небольшой удельный вес теплопотерь через пол в общих теплопотерях помещения, для их расчета применяют упрощенную методику. Поверхность пола делят на по-

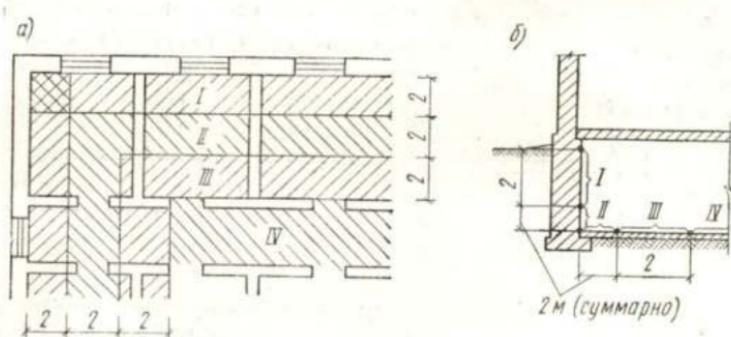


Рис. 1.12. Разбивка поверхности пола (а) и заглубленных частей наружных стен (б) на зоны I—IV

лосы шириной 2 м, параллельные наружным стенам (рис. 1.12, а). Полоса, ближайшая к наружной стене, является зоной I, следующие две полосы будут зонами II и III, а остальная поверхность пола будет зоной IV.

Теплопотери каждой зоны рассчитывают по формуле (1.68), принимая $n = 1$. За величину R_0 принимают условное сопротивление теплопередаче, которое для неутепленного пола обозначают $R_{н.п}$ и принимают равным для I зоны 2,15, для II зоны 4,3, для III зоны 8,6 и для IV зоны 14,2 $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$.

Если в конструкции пола, расположенной на грунте, имеются слои материалов с теплопроводностью λ меньше 1,16 $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$, то такой пол называют *утепленным*. В этом случае термические сопротивления утепляющих слоев в каждой зоне прибавляют к сопротивлениям $R_{н.п}$. В связи с этим условное сопротивление теплопередаче соответствующей зоны утепленного пола $R_{у.п}$ равно:

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \sum \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}} \quad (1.69)$$

где $\delta_{у.с}$ и $\lambda_{у.с}$ — толщины и теплопроводности материала утепляющих слоев.

Теплопотери через полы на лагах рассчитывают также по зонам, только условное сопротивление теплопередаче каждой зоны пола на лагах принимают равным:

$$R_{л} = 1,18R_{у.п.} \quad (1.70)$$

где $R_{у.п.}$ — величина, полученная по формуле (1.69) с учетом утепляющих слоев, включая и настил пола на лагах и пр.

Поверхность участка пола в зоне I, примыкающего к наружному углу, имеет повышенные теплопотери, поэтому его площадь раз-

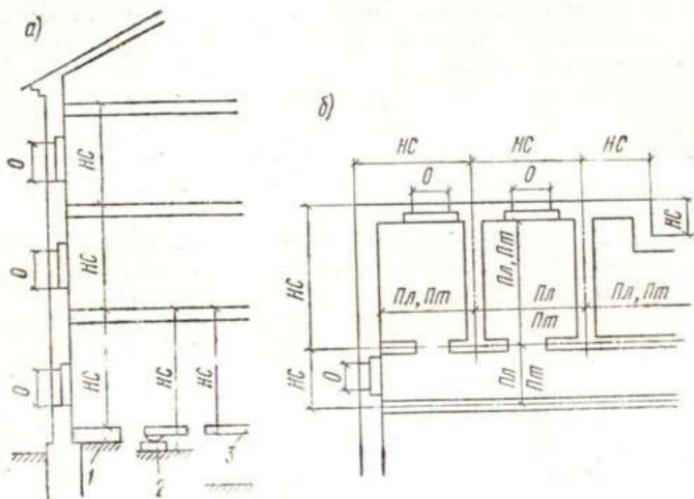


Рис. 1.13. Правила обмера площадей наружных ограждений
а — в разрезе здания; б — в плане

мером 2×2 м учитывается при определении площади зоны I дважды (на рис. 1.12, а крестообразная штриховка).

Подземные части наружных стен рассматривают при расчете теплопотерь как продолжение пола. Разбивку на полосы в этом случае делают от верха подземной части стен (рис. 1.12, б). Условные сопротивления теплопередаче для зон принимают так же, как для пола при наличии утепляющих слоев, которыми в данном случае являются слои конструкции стены.

Обмер площадей наружных ограждений помещений. Площадь отдельных ограждений при подсчете потерь тепла по формуле (1.68) следует определять с соблюдением правил обмера (рис. 1.13):

- 1) площади окон (О), дверей (Д) и фонарей (Ф) измеряют по наименьшему строительному проему;
- 2) площади потолка (Пт) и пола (Пл) измеряют между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружной стены. Площади полов, расположенных по лагам или на грунте, определяют с условной их разбивкой по зонам, как было указано ранее;

3) площади наружных стен ($HС$) измеряют: а) в плане — по внешнему периметру между осями внутренних стен и наружным углом стены; б) по высоте — в I этаже в зависимости от конструкции пола: или от внешней поверхности пола по грунту (вариант 1 на рис. 1.13, а), или от поверхности подготовки под конструкцию пола на лагах (вариант 2 на рис. 1.13, а), или от нижней поверхности перекрытия над подпольем или неотапливаемым подвальным помещением (вариант 3 на рис. 1.13, а) до чистого пола II этажа; в средних этажах от поверхности пола до поверхности пола следующего этажа; в верхнем этаже от поверхности пола до верха конструкции чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия. При необходимости определения теплопотерь через внутренние стены их площади обмеряют по внутреннему периметру. Перечисленные правила по возможности учитывают сложность процесса теплопередачи через элементы ограждения и предусматривают условные увеличения и уменьшения площадей, когда фактические теплопотери могут быть соответственно больше или меньше подсчитанных по принятым простейшим формулам.

Добавочные теплопотери через ограждения. Основные трансмиссионные теплопотери через ограждения часто оказываются меньше действительных теплопотерь, так как принятая формула не учитывает влияния некоторых факторов. Потери тепла могут заметно измениться под влиянием инфильтрации и эксфильтрации воздуха через толщу ограждений и щели в них, а также под действием облучения солнцем. Теплопотери помещения в целом могут существенно возрасти ($\eta > 1$) в результате врывания холодного воздуха через открываемые наружные двери и т. п.

Дополнительные потери тепла обычно учитывают добавками к основным теплопотерям, задаваемыми в процентах к последним. Условно добавки делят на несколько видов по определяющим факторам.

1. **Добавка на ориентацию ограждения по странам света.** Ее принимают для всех наружных вертикальных ограждений или проекций на вертикаль наружных наклонных ограждений. Величины добавок берут в соответствии со схемой на рис. 1.14.

2. **Добавка на угловые помещения.** Для угловых помещений и помещений, имеющих два и более наружных вертикальных ограждения, средняя радиационная температура ниже, чем для остальных помещений, поэтому для таких помещений температуру внутреннего воздуха принимают выше на 2°C для жилых зданий, а для зданий другого назначения повышение температуры учитывают 5%-ной добавкой к основным теплопотерям вертикальных наружных ограждений.

3. **Добавка на врывание холодного воздуха.** Для входов, не оборудованных воздушно-тепловыми завесами (наружные двери с кратковременным открыванием при n этажах в здании), ее принимают равной: 60 $\%$ при тройных дверях

с двумя тамбурами, 80 п% при двойных дверях с одним тамбуром и 65 п% при одинарных дверях.

В промышленных зданиях добавку на врывание холодного воздуха через ворота, не имеющие тамбура и шлюза, если они открыты менее 15 мин в 1 ч, принимают равной 300%. В общественных зданиях независимо от их этажности при проходе через двери до 500—600 чел в 1 ч принимают добавку в размере 500%.

4. Добавка на высоту. Ее вводят для помещений общественных зданий высотой более 4 м. Расчетные значения теплопотерь всех ограждений увеличивают на 2% на каждый метр высоты, но добавка должна быть не более 15%. Эта добавка учитывает увеличение теплопотерь в верхней части помещения в результате

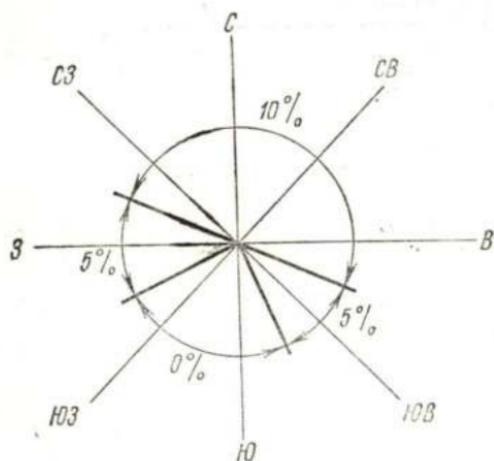


Рис. 1.14. Величины добавок к основным теплопотерям в зависимости от ориентации ограждения по странам света

повышения температуры воздуха. Для лестничных клеток добавку на высоту не принимают. В промышленных зданиях необходимо производить специальный расчет распределения температуры по высоте, который определит теплопотери через стены и перекрытия.

Расход тепла на нагревание холодного воздуха. В производственных помещениях расход тепла на нагревание холодного воздуха, поступающего вследствие инфильтрации через притворы окон, фанарей, дверей, ворот, доходит до 30—40% основных теплопотерь. Учитывая столь большую величину этих затрат тепла, при расчете теплопотерь производственных помещений делают специальный подсчет затрат тепла на нагрев поступающего в помещении холодного воздуха. Такой же расчет выполняют для крупных общественных зданий.

Количество тепла Q , Вт, необходимое для нагрева массового расхода G , кг/°С, наружного воздуха, имеющего температуру t_n , до температуры в рабочей зоне помещения $t_{п}$, равно:

$$Q = 0,278Gc(t_{п} - t_n), \quad (1.71)$$

где c — удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг · °С).

Расход поступающего наружного воздуха зависит от скорости ветра и длины притвора l открывающихся окон, фонарей, дверей и ворот. Если цех не имеет перегородок, то учитывают длину притворов только на одной половине его периметра со стороны господствующего направления ветра.

Расход поступающего наружного воздуха G определяют по формуле

$$G = \Sigma a j l, \quad (1.72)$$

где a — поправочный коэффициент (для двойных переплетов металлических $a = 0,65$; для двойных переплетов деревянных $a = 0,5$; для деревянных притворов ворот и дверей $a = 2$); j — расход воздуха, проникающего в помещение через 1 м притвора, кг/ч, принимаемый по табл. 1.6.

Т а б л и ц а 1.6. Расход воздуха j , проникающего через 1 м притвора окон и фонарей промышленных зданий

Переплет	j , кг/ч, при скорости ветра, м/с				
	1	2	3	4	5
Металлический одинарный с шириной щели притвора 1 мм	3,8	6	7,4	8,4	11,8
Деревянный одинарный с шириной щели притвора 1,5 мм	5,6	9,1	11,2	12,6	17,5

Для жилых и общественных зданий, оборудованных естественной вытяжной вентиляцией, количество тепла на нагревание наружного воздуха следует определять по расходу воздуха, поступающего в помещения путем инфильтрации, а для жилых комнат — по большей из двух величин:

- расход воздуха, поступающего путем инфильтрации;
- расход воздуха, обеспечивающий минимальный нормативный воздухообмен.

Количество тепла на нагревание наружного воздуха, поступающего в помещения жилых и общественных зданий путем инфильтрации $Q_{ин}$, Вт, следует определять по формуле

$$Q_{ин} = 0,278c \Sigma F G_0 A'' (t_{вн} - t_{вн}), \quad (1.73)$$

где F — расчетная площадь окон, m^2 ; G_0 — расход воздуха, поступающего в помещения путем инфильтрации через 1 m^2 окон и балконных дверей, $kg/(m^2 \cdot ч)$; A'' — коэффициент, учитывающий подогрев воздуха трансмиссионным тепловым потоком, принимаемый равным для окон с отдельными переплетами 0,8, а для спаренных переплетов 1.

Значение G_0 определяют по формуле

$$G_0 = \frac{-A + \sqrt{A^2 + 0,45 \Delta p}}{2B} \sqrt{\frac{\rho_{вн}}{1,2}}, \quad (1.74)$$

где A и B — параметры, принимаемые по табл. 1.5; $\rho_{вн}$ — плотность наружного воздуха, kg/m^3 ; Δp — разность давлений воздуха у наружной и внутренней

ней поверхностей наружных ограждающих конструкций здания, Па, определяемая по формуле

$$\Delta p = 9,81 (h_{y.ш} - h_n) (\rho_n - 1,27) + 1,4 (\beta v)^2 \rho_n \frac{18 + h_n}{60 + h_n}; \quad (1.75)$$

здесь $h_{y.ш}$ — высота устья вытяжной шахты над уровнем земли, м; h_n — высота центра рассматриваемого элемента ограждения над уровнем земли, м; β — тот же поправочный коэффициент, что и в формуле (1.51); v — расчетная скорость ветра, м/с.

Количество тепла на нагревание наружного воздуха в объеме, обеспечивающем минимальный нормативный воздухообмен в жилых комнатах, Вт, следует определять по формуле

$$Q_{в} = \frac{L_{в ср} (t_{в} - t_{н}^A)}{3,6} F_{ж} = \frac{3 \cdot 1,005 \cdot 1,2 (t_{в} - t_{н}^A)}{3,6} F_{ж} = 1,005 (t_{в} - t_{н}^A) F_{ж}, \quad (1.76)$$

где $L_{в}$ — нормативный воздухообмен, принимаемый равным $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 жилой площади; $t_{в}$ — температура внутреннего воздуха, °С; $t_{н}^A$ — расчетная вентиляционная температура наружного воздуха, °С; $F_{ж}$ — площадь жилой комнаты, м^2 .

В тепловом балансе, определяющем установившуюся мощность системы отопления жилых зданий, по СНиП, необходимо учитывать бытовые тепловыделения $Q_{быт}$ в количестве 21 Вт на 1 м^2 площади жилых комнат и кухонь:

$$Q_{быт} = 21F, \quad (1.77)$$

где F — площадь жилых комнат и кухонь, м^2 .

Пример 1.6. Определить тепловые нагрузки на систему отопления жилого дома, построенного в Калуге.

Характеристика ограждающих конструкций: наружная стена — $K = 1,05 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; чердачное перекрытие — $K = 0,815 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, $n = 0,9$; перекрытие над техническим подпольем — $K = 0,64 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, $n = 0,6$; двери двойные — $K = 2,32 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; двери одинарные — $K = 4,65 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; окна с двойным остеклением в раздельных переплетах и уплотнением притворов полушерстяным шнуром — $K = 2,65 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; $i = 7,3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot 10 \text{ Па})$; $A = 0,07$; $B = 0,0084$; $A^* = 0,8$; стены наружные технического подполья из бетонных блоков — $\lambda = 1,86 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; внутренняя стена лестничной клетки — $K = 1,05 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; пол в лестничной клетке по лагам из досок 40 мм — $\lambda = 0,175 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; сопротивление и коэффициент теплопередачи утепленных полов по зонам:

$$\begin{aligned} R_I &= 1,18 \left(2,15 + \frac{0,04}{0,175} \right) = 2,81 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}; & K_I &= 0,356 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}); \\ R_{II} &= 1,18 \left(4,3 + \frac{0,04}{0,175} \right) = 5,35 \text{ »} & K_{II} &= 0,187 \text{ »}; \\ R_{III} &= 1,18 \left(8,6 + \frac{0,04}{0,175} \right) = 10,4 \text{ »} & K_{III} &= 0,096 \text{ »}; \\ R_{IV} &= 1,18 \left(14,2 + \frac{0,04}{0,175} \right) = 17,2 \text{ »} & K_{IV} &= 0,059 \text{ »}. \end{aligned}$$

Климатические данные района строительства: температура наружного воздуха по наиболее холодной пятидневке $t_5 = t_n^B = -26^\circ\text{C}$; зимняя расчетная вентиляционная температура $t_n^A = -14^\circ\text{C}$; расчетная скорость ветра $v = 4,1 \text{ м/с}$; средняя температура отопительного периода $t_{o,п} = -3,5^\circ\text{C}$; продолжительность отопительного периода $n_{o,п} = 214 \text{ сут}$.

План здания показан на рис. 1.15.

Решение. Согласно СНиП II-33-75, расчетная нагрузка на отопительные приборы определяется из уравнения теплового баланса:

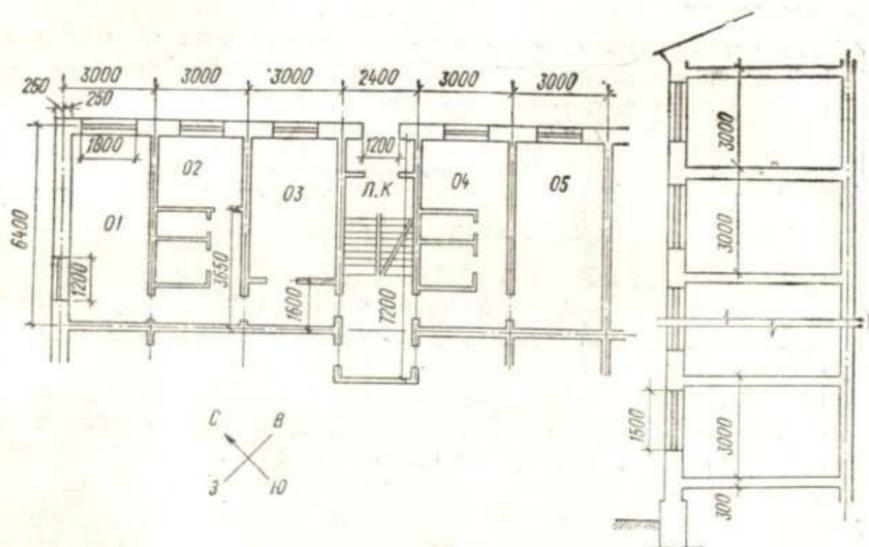


Рис. 1.15. План и разрез здания к примеру расчета теплопотерь

а) для жилых помещений

$$Q_p^{OT} = Q_{т.п} - Q_{быт} + Q_{н.в.}$$

б) для нежилых помещений (коридоры, лестничные клетки)

$$Q_p^{OT} = Q_{т.п} + Q_{н.}$$

в) для кухонь

$$Q_p^{OT} = Q_{т.п} - Q_{быт} + Q_{н.}$$

где $Q_{т.п}$ — трансмиссионные теплопотери, Вт; $Q_{быт}$ — бытовые тепловыделения, Вт; $Q_{н.в.}$ — больший из расходов тепла на подогрев инфильтрующегося или вентиляционного воздуха, Вт; $Q_{н.}$ — расход тепла на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха, Вт.

Расчет ведут в табличной форме по отдельным составляющим теплового баланса.

Для расчета жилых зданий целесообразно составить три таблицы: в первой таблице вычисляются основные трансмиссионные теплопотери по формуле (1.68), а также расходы тепла на вентиляцию по формуле (1.76) и бытовые тепловыделения по формуле (1.77); во второй таблице вычисляются расходы тепла на нагревание наружного воздуха, инфильтрующегося через окна, расположенные на разных этажах, по формуле (1.73); третья таблица

Таблица 1.7. Расчет теплопотерь здания

№ помещения	Наименование помещения и $t_{в}, ^\circ\text{C}$	Характеристика ограждающих конструкций							$Q_0, \text{Вт}$	Добавочные теплопотери			$Q, \text{Вт}$
		обозначение	ориентация	размер, м	$F, \text{м}^2$	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	n		на ориентацию, %	прочие, %	η	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

Помещения 01, расположенные по одной вертикали на всех этажах

а. Теплопотери через вертикальные ограждения помещения 01 на среднем этаже

01	Жилая комната, 20°C	$\left\{ \begin{array}{l} \text{НС} \\ \text{НС} \\ \text{ДО} \\ \text{ДО} \end{array} \right.$	СВ	3,25×3	9,75	1,05	46	1	472	10	—	1,1	520
			СЗ	6,65×3	19,95	1,05	46	1	968	10	—	1,1	1065
			СВ	1,8×1,5	2,7	2,65—1,05	46	1	199	10	—	1,1	220
			СЗ	1,2×1,5	1,8	1,6	46	1	133	10	—	1,1	146
												$\Sigma Q_{\text{верт}} = 1951$	

б. Теплопотери помещения 01 на 1 этаже (101), не учтенные при расчете помещения 01 на среднем этаже

Жилая комната, 20°C	$\left\{ \begin{array}{l} \text{НС} \\ \text{НС} \\ \text{Пл} \\ \text{Пл} \end{array} \right.$	СВ	3,25×0,3	0,97	1,05	46	1	47	10	—	1,1	52	
		СЗ	6,65×0,3	2	1,05	46	1	97	10	—	1,1	106	
		ТП	2,75×6,15	16,9	0,64	46	0,6	300	—	—	1	300	
		ТП	0,5(3,65×3)	5,5	0,64	46	0,6	97	—	—	1	97	
Коридор													
												$Q_{\text{пл}} = 555$	

в. Теплопотери помещения 01 на верхнем этаже (501), не учтенные при расчете помещения 01 на среднем этаже

Жилая комната, 20°C	Пт	Чд	2,75×6,15	16,9	0,815	46	0,9	570	—	—	1	570	
	Пт	Чд	0,5(3,65×3)	5,5	0,815	46	0,9	186	—	—	1	186	
Коридор													
												$Q_{\text{пт}} = 756$	

г. Вентиляционный воздухообмен помещения 01 $Q_{в} = 1,005(20+14)16,9 = 577$ Вт

д. Бытовые тепловыделения в помещении 01 $Q_{быт} = 21 \cdot 16,9 = 355$ Вт

е. Разность между теплопотерями вертикальных ограждений помещений 01 (п. «а») и бытовыми тепловыделениями в помещении 01 (п. «д») $\Sigma Q_{верт} - Q_{быт} = 1951 - 355 = 1596$ Вт

Помещения 02, расположенные по одной вертикали на всех этажах

а. Теплопотери через вертикальные ограждения помещения 02 на среднем этаже

02	Кухня, 15°С	{	НС	СВ	3×3	9	1,05	41	1	388	10	—	1,1	426
			ДО	СВ	1,2×1,5	1,8	1,6	41	1	118	10	—	1,1	130
$\Sigma Q_{верт} = 556$														

б. Теплопотери помещения 02 на I этаже (102), не учтенные при расчете помещения 02 на среднем этаже

	Кухня, 15°С	{	НС	ВС	3×0,3	0,9	1,05	41	1	39	10	—	1,1	43
			Па	ТП	3×2,5	7,5	0,64	41	0,6	118	—	—	1	118
			Па	ТП	0,5(3,65×3)	5,5	0,64	41	0,6	87	—	—	1	87
$Q_{пл} = 248$														

в. Теплопотери помещения 02 на верхнем этаже (502), не учтенные при расчете помещения 02 на среднем этаже

	Кухня, 15°С	{	Пт	Чд	3×2,5	7,5	0,815	41	0,9	226	—	—	1	226
			Пт	Чд	0,5(3,65×3)	5,5	0,815	41	0,9	166	—	—	1	166
$Q_{пт} = 392$														

г. Бытовые тепловыделения $Q_{быт} = 21 \cdot 7,5 = 157$ Вт

д. Разность $\Sigma Q_{верт} - Q_{быт} = 556 - 157 = 399$ Вт

Помещения 03, расположенные по одной вертикали на всех этажах

а. Теплопотери через вертикальные ограждения помещения 03 на среднем этаже

03	Жилая ком- ната, 18°С	{	НС	СВ	3×3	9	1,05	44	1	416	10	—	1,1	458
			ДО	СВ	1,2×1,5	1,8	1,6	44	1	127	10	—	1,1	140
$\Sigma Q_{верт} = 598$														

№ помещения	Наименование помещения и $t_a, ^\circ\text{C}$	Характеристика ограждающих конструкций							Q_0 Вт	Добавочные теплотери			Q Вт
		обозначени.	ориентация	размер, м	$F, \text{м}^2$	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	"		на ориентацию, %	прочие, %	η	

б. Теплотери помещения 03 на I этаже (103), не учтенные при расчете помещения 03 на среднем этаже

Жилая комната, 18°C Коридор	{	НС	СВ	3×0,3	0,9	1,05	44	1	42	10	—	1,1	46
		Па	ТП	4,55×3	13,7	0,64	44	0,6	232			1	232
		Па	ТП	1,6×3	4,8	0,64	44	0,6	81			1	81
													$Q_{\text{пл}} = 359$

в. Теплотери помещения 03 на верхнем этаже (503), не учтенные при расчете помещения 03 на среднем этаже

Жилая комната, 18°C Коридор		Пт	Чд	4,55×3	13,7	0,815	44	0,9	442	—	—	1	442
		Пт	Чд	1,6×3	4,8	0,815	44	0,9	155			1	155
													$Q_{\text{пт}} = 597$

г. Вентиляционный воздухообмен помещения 03 $Q_{\text{в}} = 1,005(18+14)13,7 = 440$ Вт

д. Бытовые тепловыделения в помещении 03 $Q_{\text{быт}} = 21 \cdot 13,7 = 286$ Вт

е. Разность $\Sigma Q_{\text{вент}} - Q_{\text{быт}} = 597 - 286 = 311$ Вт

Лестничная клетка, расположенная на всю высоту здания

Л.К.	Лестничная клетка, 16°C		НС	СВ	2,4×15,9— 1,2×2,2	35,6	1,05	42	1	1570	10	—	1,1	1730		
			ДД ДО	СВ	1,2×2,2	2,64	2,32	42	1	58			10	5,80	5,1	1310
				СВ	5(1,2×1,5)	9	1,6	42	1	605			10	—	1,1	665

<i>Пт</i>	<i>Чд</i>	7,2×2,4	17,2	0,815	42	0,9	530	—	—	1	530
<i>НС</i>	I зона	1,6×2,4	3,8	0,465	42	1	74	—	—	1	74
<i>Пл</i>		0,4×2,4	0,96	0,356	42	1	14	—	—	1	14
<i>Пл</i>	II »	2×2,4	4,8	0,187	42	1	38	—	—	1	38
<i>Пл</i>	III »	2×2,4	4,8	0,096	42	1	19	—	—	1	19
<i>Пл</i>	IV »	4,8×2,4	11,5	0,059	42	1	33	—	—	1	33
<i>ВС</i>	<i>ТП</i>	16,8×2,2	37	1,05	42	0,6	980	—	—	1	980
<i>ОД</i>	<i>ТП</i>	0,8×2	1,6	4,65—1,05	42	0,6	145	—	—	1	145

$Q_{д.к.} = 5538$

Примечания: 1. Условные обозначения, принятые в графах 3 и 4: *НС* — наружная стена, *ДО* — окно с двойным остеклением, *Пл* — пол, *Пт* — потолок, *ДД* — двойная дверь, *ОД* — одинарная дверь, *ВС* — внутренняя стена, *ТП* — техническое подполье, *Чд* — чердак; I—IV зоны относятся к части стены, заглубленной в землю, и к полу по лагам.

2. Теплотери помещения на I этаже больше теплотерь помещения на среднем этаже на величину теплотерь через часть наружной стены $h_{от} = h_{эт} - h_{среди\ эт.}$ через пол помещения и часть пола прилегающего коридора.

3. Теплотери помещения на верхнем этаже больше теплотерь помещения на среднем этаже на величину теплотерь через потолок помещения и часть потолка смежного коридора (дополнительных теплотерь через стены нет, так как высоты среднего и верхнего этажей одинаковы).

4. В графе 7 коэффициент теплопередачи *K* для окон записан как разность коэффициентов теплопередачи окна и наружной стены. В связи с этим при расчете теплотерь через стену не требуется вычитать площадь окон из площади стены. Сумма теплотерь через наружные стены и окна при этом не изменяется.

5. При расчете теплотерь через двойную наружную дверь ее коэффициент теплопередачи принят полностью, так как добавки на основные теплотери η у наружной стены и у двери разные, и площадь стены в связи с этим определена без учета площади двери.

6. В графе 9 дан поправочный коэффициент λ на расчетную разность температур $t_{в} - t_{н}$, приведенную в графе 8. Значения λ даны в прил. 4.

7. Основные теплотери Q_0 (графа 10) определены как $FK\Delta t_n$.

8. Добавочные теплотери в % к основным (графы 11 и 12) приняты на страны света согласно рис. 1.14 и на открытие входной двери в здание.

9. Коэффициент η (графа 13) равен единице плюс сумма добавочных теплотерь, выраженных в долях единицы.

10. В графе 14 приведены теплотери через ограждения $Q = Q_0 \eta$. Их сумма определяет теплотери помещения через ограждающие конструкции.

является сводной таблицей расходов тепла, определяемых по данным первой и второй таблиц.

Для жилого здания с одинаковой планировкой всех этажей при составлении первой таблицы (табл. 1.7) целесообразно под одним номером записывать одинаковые помещения, расположенные друг под другом по всей высоте здания, так как они имеют практически одинаковые теплопотери через вертикальные ограждения, одинаковые расходы тепла на нагревание наружного воздуха в объеме нормативного воздухообмена и одинаковые бытовые теплопотупления. Принимаем комнату среднего этажа в этом расчете как базовую. Дополнительные потери тепла комнатами на первом и верхнем этажах, имеющими холодный пол или потолок и несколько ббльшую высоту наружных стен, вычисляем отдельно (см. п. «Обмер площадей наружных ограждений помещений»).

Теплопотери внутренних помещений, в которых не предусматривается установка отопительных приборов (коридоры, холлы, санитарные узлы), рассчитываем отдельно и прибавляем к теплопотерям смежных с ними помещений, где предусмотрена установка отопительных приборов.

Вторая таблица (табл. 1.8) составлена по формулам (1.73)—(1.75). В ее последних двух графах указано количество тепла, Вт, расходуемого на нагревание наружного воздуха, инфильтрующегося через окна всех этажей, имеющие площади 1,8 и 2,7 м².

Таблица 1.8. Определение расхода тепла на нагревание наружного воздуха, инфильтрующегося через окна

Этаж	h_n м	$\frac{h_{у.ш} - h_n}{m}$	$\Delta p_{гр.}$ Па	$\frac{18 + h_n}{60 + h_n}$	$\Delta p_{в.}$ Па	$\Delta p.$ Па	$G_0, \text{кг/(м}^2 \cdot \text{ч)}$	$Q_{\phi}, \text{Вт/м}^2$	$Q_{и}, \text{Вт при } F_{окна}, \text{ м}^2$	
									1,8	2,7
Устье шахты	18,6									
V	14,4	4,2	0,68	0,44	0,793	1,473	10,6	104	187	271
IV	11,4	7,2	1,165	0,41	0,74	1,905	11,3	111	200	300
III	8,4	10,2	1,652	0,39	0,703	2,355	12,1	119,3	213	319
II	5,4	13,2	2,14	0,36	0,65	2,79	13,6	133,7	239	358
I	2,4	16,2	2,625	0,33	0,595	3,22	15	147	265	397

Заполнение третьей сводной таблицы расходов тепла (табл. 1.9) рассмотрим на примере помещений 01 и 02. В графе 2 записываем из табл. 1.7 величину $\Sigma Q_{верт} - Q_{быт}$. Эта величина является общей для всех этажей. В графы 3 и 12 вписываем дополнительные потери тепла соответственно помещения 101 (102) на первом $Q_{пл}$ и 501 (502) верхнем $Q_{шт}$ этажах. Графы 4, 6, 8, 10 и 13 для помещения 01 заполняются после сопоставления расходов тепла на вентиляцию из табл. 1.7 и инфильтрацию из табл. 1.8. В помещении 01 два окна площадью 2,7 и 1,8 м², расход тепла на нагрев инфильтрующегося через окна воздуха на I этаже по табл. 1.8 $Q_{и} = 397 + 265 = 662$ Вт, а расход тепла на вентиляцию для этой комнаты по табл. 1.7 $Q_{в} = 577$ Вт. Принимаем ббльшую из этих величин: $Q_{и,в} = 662$ Вт. Для III, IV и V этажей $Q_{и}$ меньше $Q_{в}$, поэтому для них принимаем $Q_{и,в} = Q_{в} = 577$ Вт. Для помещения 02 (кухня) в графы 4, 6, 8, 10 и 13 записываются $Q_{и}$ из табл. 1.8. Графа 5 заполняется по сумме величин, записанных в графах 2, 3 и 4, графа 7 — по сумме величин, записанных в графах 2 и 6. Графа 15 заполняется по сумме величин, записанных в графах 5, 7, 9, 11 и 14. Суммируя всю колонку графы 15, получим общую установочную мощность системы отопления здания.

Т а б л и ц а 1.9. Сводная таблица расходов тепла, Вт

№ помеще- ния	$\Sigma Q_{\text{верт}}$ — $Q_{\text{блэт}}$	I этаж			II этаж		III этаж		IV этаж		V этаж			Итого
		$Q_{\text{пл}}$	$Q_{\text{н.в}}$	ΣQ	$Q_{\text{пт}}$	$Q_{\text{н.в}}$	ΣQ							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
01	1596	555	662	2813	597	2193	577	2173	577	2173	756	577	2929	12 281
02	399	248	265	912	239	638	213	612	200	599	392	187	988	3748
03	311	359	440	1110	440	751	440	751	440	751	597	440	1348	4831
04 (по 02)				912		638		612		599			988	3748
05 (по 03)				1110		751		751		751			1348	4831
Л.К.	5378	255			239		213		200			187		6482

Расчет потерь тепла зданиями по укрупненным показателям. Для оценки теплотехнических показателей принятого конструктивно-планировочного решения здания, а также для ориентировочных подсчетов потребности в тепле для отопления зданий используется так называемая *удельная тепловая характеристика здания* $q_y = Q/(V\Delta t)$, Вт/(м³·°С).

Эта характеристика численно равна теплопотерям 1 м³ здания в ваттах при перепаде температур внутреннего и наружного воздуха 1°С. Ее значение при прочих равных условиях зависит от назначения, объема, этажности и формы здания, от теплозащитных свойств ограждений, от степени остекления здания и климатических особенностей района постройки.

Значения q_y для различных видов гражданских и промышленных зданий в зависимости от их объема даны в справочных пособиях.

Для гражданских зданий эти значения ориентировочно могут быть определены по формуле

$$q_y = 1,163 \frac{(1+2d)F+S}{V}, \quad (1.78)$$

где d — степень остекления наружных стен здания в долях единицы; F — площадь наружных стен, м²; S — площадь здания в плане, м²; V — объем здания, м³.

Для зданий массовой жилой застройки ориентировочные значения q_y можно определить по формуле

$$q_y = 1,163 (0,37 + 1/h), \quad (1.79)$$

где h — высота здания, м.

Приближенно теплопотери здания с использованием величины q_y определяют по формуле

$$Q = a q_y (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) V, \quad (1.80)$$

где a — коэффициент, учитывающий влияние расчетной разности температур $t_{\text{в}} - t_{\text{н}}$:

$$a = 0,54 + \frac{22}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}. \quad (1.81)$$

Глава II. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

§ 10. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ОТОПИТЕЛЬНЫМ УСТАНОВКАМ

В помещениях с постоянным или длительным пребыванием людей и в помещениях, где по условиям производства требуется поддержание положительных температур в холодный период года, устраивается система отопления. Система отопления является одной из строительно-технологических установок здания, которая должна отвечать следующим основным требованиям:

1) санитарно-гигиеническим — обеспечивать необходимые внутренние температуры, регламентируемые соответствующими СНиП, без ухудшения состояния воздушной среды;

2) экономическим — обеспечивать наименьшие приведенные затраты при уменьшении расхода металла;

3) строительным — предусматривать размещение отопительных элементов в увязке с архитектурно-планировочным и конструктивным решениями здания без нарушения прочности основных конструкций при монтаже и ремонте системы отопления;

4) монтажным — предусматривать возможность монтажа индустриальными методами с максимальным использованием унифицированных узлов заводского изготовления при минимальном количестве типоразмеров и ограниченном применении узлов и деталей индивидуального изготовления;

5) эксплуатационным — характеризоваться простотой и удобством управления и ремонта, бесшумностью и безопасностью действия;

6) эстетическим — хорошо гармонировать с внутренней отделкой помещения и не занимать излишних площадей.

§ 11. ВИДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Системы отопления состоят из следующих основных элементов:

а) генератора тепла, в котором теплоносителю передается необходимое количество тепла;

б) системы теплопроводов для перемещения по ним теплоносителя;

в) нагревательных приборов, передающих тепло от теплоносителя воздуху и ограждениям помещения.

Генератором тепла для систем отопления может служить отопительный котельный агрегат, в котором сжигается топливо, а выделяемое тепло передается теплоносителю, либо другие теплообменные аппараты или смесительные устройства, использующие теплоносители иных параметров, чем в системе отопления, а также электронагреватели.

В качестве теплоносителя в системах отопления служат вода, пар, воздух и дымовые газы.

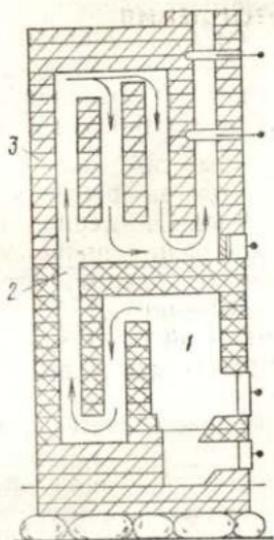


Рис. 11.1. Комнатная отопительная печь

1 — генератор тепла (топливник); 2 — теплопроводы; 3 — стенки печи

Нагревательный прибор конструктивно скомпонованы вместе и установлены в обогреваемом помещении. Характерным примером местной системы отопления может служить комнатная отопительная печь (рис. 11.1), имеющая генератор тепла (топливник), теплопроводы (каналы, размещаемые внутри печи) и нагревательные приборы (стенки печи). К местному отоплению относят отопление газовыми и электрическими приборами, а также воздушно-отопительными агрегатами.

Центральными системами отопления называют системы, предназначенные для отопления нескольких помещений из единого теплового пункта, в котором размещается генератор тепла. В таких системах генератор вынесен за пределы отапливаемого помещения; теплоноситель, нагретый в генераторе, по теплопроводам подается в отдельные помещения и, передав тепло воздуху в них через нагревательные приборы, возвращается в тепловой пункт. Центральными могут быть системы водяного, парового и воздушного отопления. Примером центральной системы отопления является система водяного отопления здания с собственной котельной (рис. 11.2).

Центральные системы отопления подразделяются по следующим показателям: теплоносителю, начальной его температуре и давлению, а также по способам его перемещения и передачи тепла от наружной поверхности нагревательных приборов в отапливаемые помещения.

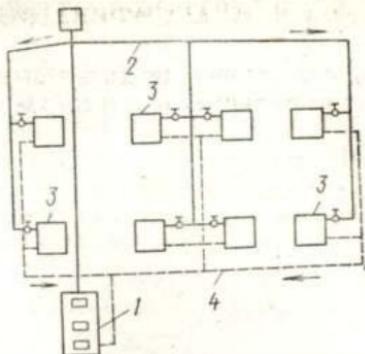


Рис. 11.2. Схема центральной системы водяного отопления

1 — котел; 2 — трубопровод горячей воды; 3 — нагревательные приборы; 4 — трубопроводы охлажденной воды

Системы отопления подразделяются на местные и центральные.

Местными системами отопления, или местным отоплением, называют такой вид отопления, при котором генератор тепла и нагревательный прибор конструктивно скомпонованы вместе и установлены в обогреваемом помещении.

Характерным примером местной системы отопления может служить комнатная отопительная печь (рис. 11.1), имеющая генератор тепла (топливник), теплопроводы (каналы, размещаемые внутри печи) и нагревательные приборы (стенки печи). К местному отоплению относят отопление газовыми и электрическими приборами, а также воздушно-отопительными агрегатами.

Центральными системами отопления называют системы, предназначенные для отопления нескольких помещений из единого теплового пункта, в котором размещается генератор тепла. В таких системах генератор вынесен за пределы отапливаемого помещения; теплоноситель, нагретый в генераторе, по теплопроводам подается в отдельные помещения и, передав тепло воздуху в них через нагревательные приборы, возвращается в тепловой пункт. Центральными могут быть системы водяного, парового и воздушного отопления. Примером центральной системы отопления является система водяного отопления здания с собственной котельной (рис. 11.2).

Центральные системы отопления подразделяются по следующим показателям: теплоносителю, начальной его температуре и давлению, а также по способам его перемещения и передачи тепла от наружной поверхности нагревательных приборов в отапливаемые помещения.

Системы водяного отопления могут быть с нагреванием воды до 100° и выше 100° С; в настоящее время максимальное значение температуры воды принято равным 150° С.

Системы парового отопления в зависимости от давления пара разделяются на вакуум-паровые, низкого и высокого давления (табл. II.1).

Таблица II.1. Параметры насыщенного пара в системах парового отопления

Система отопления	Абсолютное давление, МПа	Температура, $^{\circ}$ С	Теплота конденсации r , кДж/кг
Вакуум-паровая	$< 0,1$	< 100	2260
Низкого давления	$0,1-0,17$	$100-115$	2230—2220
Высокого давления	$0,17-0,3$	$115-132$	2220—2160

Максимальное давление пара ограничено допустимым значением температуры поверхности нагревательного прибора 130° С, чему соответствует абсолютное давление 0,3 МПа.

Центральные системы водяного и воздушного отопления по способу перемещения теплоносителя подразделяются на системы с естественной циркуляцией (благодаря разности плотностей охлажденной и горячей воды или охлажденного и нагретого воздуха) и системы с механическим побуждением (с перемещением воды при помощи насоса в системах водяного отопления или перемещением воздуха при помощи вентилятора в системах воздушного отопления).

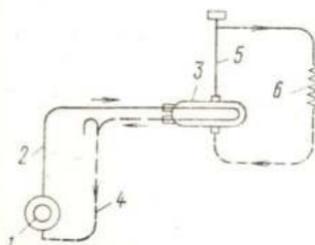


Рис. II.3. Схема системы пароводяного отопления.

1 — генератор тепла; 2 — паропровод; 3 — водонагреватель; 4 — конденсаторопровод; 5 — трубопровод системы водяного отопления; 6 — нагревательный прибор

В системах парового отопления пар перемещается благодаря разности давлений при выходе из котла и перед нагревательным прибором.

Центральная система отопления может быть районной, когда группа зданий отапливается из центральной котельной или центрального теплового пункта.

В современных системах теплоснабжения зачастую применяют высокотемпературные теплоносители, которые используют не только для отопления, но и на технологические нужды. К таким сетям системы отопления присоединяют через дополнительные теплообменники или смесители, для которых первичным теплоносителем является высокотемпературный теплоноситель, а вторичным — теплоноситель системы отопления (рис. II.3).

Первичным теплоносителем обычно служит вода или пар. Если первичная высокотемпературная вода нагревает вторичную воду, то такая система отопления называется водоводяной. Аналогично существуют водовоздушная, пароводяная, паровоздушная и другие центральные системы отопления.

Системы отопления принято классифицировать и по преобладающему виду теплоотдачи нагревательных приборов. Если у нагревательного прибора преобладает теплоотдача конвекцией, то систему отопления называют конвективной; при преобладающей теплоотдаче излучением — лучистой. Плоские панели отдают большую часть тепла излучением, такие системы принято называть в технической литературе панельно-лучистыми.

§ 12. ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Теплоносители систем отопления должны обладать возможно большей способностью аккумулировать тепло, а также подвижностью, при которой расход энергии на перемещение теплоносителя по трубам был бы незначительным. Они не должны ухудшать санитарных условий отапливаемых помещений (выделять газы, загрязнять воздух помещения) и должны быть достаточно дешевыми.

Этим требованиям в той или иной степени удовлетворяют основные теплоносители: вода, пар и воздух.

От технико-экономических показателей теплоносителей зависят первоначальная и эксплуатационная стоимости систем отопления.

Рассмотрим основные параметры, характеризующие теплоносители.

В о д а имеет большую плотность (1000 кг/м^3) и высокую удельную теплоемкость [$4,187 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$], что позволяет передавать значительное количество тепла при малых ее объемах. Энтальпию воды можно изменять в больших пределах, повышая или понижая ее температуру. Возможность изменения температуры воды в широких пределах позволяет ограничить температуру теплоотдающих поверхностей нагревательных приборов и теплопроводов в соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями, предъявляемыми к обслуживаемому помещению, и поддерживать равномерный температурный режим в течение всего отопительного сезона. В целях уменьшения затрат энергии скорость движения воды в системах отопления обычно ограничивают $1,5 \text{ м/с}$.

П а р, используемый в системах отопления, имеет малую плотность ($0,6\text{--}1,6 \text{ кг/м}^3$), но в нем заключается большое количество тепла, выделяющегося в результате фазового превращения при конденсации в нагревательных приборах ($2260\text{--}2160 \text{ кДж/кг}$). Перемещение пара по паропроводам осуществляется со скоростью $40\text{--}80 \text{ м/с}$, что позволяет передавать большие количества тепла на значительные расстояния при сравнительно малых затратах энергии. Конденсация пара происходит при постоянной температуре,

соответствующей принятому давлению, что исключает возможность плавного регулирования теплоотдачи приборов и вызывает необходимость периодического выключения подачи пара, а это создает неравномерность температурного режима в отапливаемом помещении. Высокая температура пара ограничивает область его применения помещениями, к которым не предъявляются высокие санитарно-гигиенические требования. Использование пара с температурой ниже 100° С требует поддержания в отопительных установках вакуума, что удорожает их устройство и усложняет эксплуатацию.

Воздух имеет малую плотность (1,2—1 кг/м³) и низкую удельную теплоемкость [1 кДж/(кг·К)], в связи с чем для передачи даже небольшого количества тепла требуется перемещать значительные объемы воздуха; затраты энергии при этом оказываются больше, чем при транспортировании такого же количества тепла с помощью воды или пара. Скорости движения воздуха ограничиваются 10—20 м/с, поэтому воздуховоды имеют большие сечения и занимают большие объемы, чем трубопроводы для воды или пара. Температура и энтальпия воздуха могут изменяться в широких пределах, что позволяет поддерживать в помещениях равномерный тепловой режим в течение всего отопительного периода. Обогрев помещений нагретым воздухом выгоден тогда, когда допустимо полное или частичное возвращение его для повторного подогрева без устройства распределительных воздуховодов, а также при одновременном использовании установки для отопления и вентиляции помещения, когда необходимо восполнить такое же количество воздуха, какое удаляется из помещения технологическими установками.

В табл. II.2 приведено сопоставление площадей поперечных сечений теплопроводов и поверхностей нагревательных приборов в системах отопления с различным теплоносителем относительно системы отопления с теплоносителем водой, имеющей начальную температуру 95° С и конечную температуру 70° С.

Таблица II.2. Сопоставление некоторых показателей систем отопления с различным теплоносителем

Теплоноситель	Относительная площадь	
	поперечных сечений теплопроводов	поверхности нагревательных приборов
Вода с температурой t , °С:		
95—70	1	1
130—70	0,6	0,7
Пар с давлением p , МПа:		
0,102	0,85	0,7
0,3	0,65	0,5
Воздух с температурой t , °С:		
45—18	500	0,21
70—18	300	0,24

Для расчета отопительных установок зданий различного назначения принято принимать параметры теплоносителей, приведенные в табл. II.3. Этими параметрами устанавливаются виды теплоносителей, а также определяется средняя температура теплоносителя в нагревательных приборах, площадь их поверхности и тепловой режим в помещении.

Таблица II.3. Рекомендуемые параметры теплоносителей в системах отопления и предельные температуры поверхности нагревательных приборов

Здания	Температура теплоносителя в магистралях, °С		Предельная температура поверхности нагревательных приборов, °С
	подающих	обратных	
Детские ясли-сады, больницы, родильные дома и другие больничные учреждения	85	65	85
Жилые, административные и учебные здания, вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий, здравпункты, поликлиники, музеи	95	70	95
Промышленные предприятия, технологические процессы в которых связаны с выделением органической пыли (негорючей, невзрывоопасной, неядовитой)	130	70	130
Спортивные сооружения, торговые, зрелищные и коммунальные предприятия, вокзалы, аэропорты, промышленные предприятия с тепловлаговыделениями и с выделениями неорганической пыли (невзрывоопасной), а также газов и паров, не поддерживающих горения	150	70	150

§ 13. СРАВНЕНИЕ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ОСНОВНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Системы отопления следует выбирать, руководствуясь основными требованиями, предъявляемыми к проектируемому зданию, и технико-экономическими показателями различных вариантов систем, допустимых по санитарно-гигиеническим условиям.

Основные преимущества систем водяного отопления:

а) возможность поддержания умеренной температуры на поверхности нагревательных приборов, исключаящей пригорание на них пыли;

б) простота центрального регулирования теплоотдачи нагревательных приборов путем изменения температуры воды в зависимости от параметров наружного воздуха (качественное регулирование);

в) бесшумность работы и простота обслуживания.

Основные недостатки систем водяного отопления:

а) большое гидростатическое давление в нижней части систем, обусловленное их высотой (ограничивает высоту систем);

б) опасность замерзания воды в трубопроводе, проложенном в неотапливаемом помещении.

Основные преимущества систем парового отопления:

а) более высокая теплоотдача нагревательных приборов;

б) меньший, чем у систем водяного отопления, расход металла на трубы и нагревательные приборы;

в) меньшая, чем у систем водяного отопления, опасность замерзания;

г) возможность перемещения пара на большие расстояния без применения искусственного побуждения.

Основные недостатки систем парового отопления:

а) высокая температура на поверхности труб и нагревательных приборов, вызывающая пригорание пыли и создающая антисанитарные условия в помещении;

б) невозможность гибкого центрального качественного регулирования теплоотдачи нагревательных приборов, в связи с чем применяется регулирование пропусками, т. е. путем периодического включения и выключения системы;

в) более сложная эксплуатация и более высокие бесполезные тепловые потери трубопроводами, прокладываемыми в неотапливаемых помещениях;

г) значительные тепловые напряжения и деформации системы;

д) меньший, чем для систем водяного отопления, срок эксплуатации из-за повышенной коррозии труб.

Основные преимущества центральных систем воздушного отопления:

а) возможность совмещения с системой вентиляции;

б) отсутствие в отапливаемом помещении каких-либо нагревательных приборов;

в) отсутствие тепловой инерции, т. е. немедленный тепловой эффект при включении системы;

г) возможность центрального качественного регулирования.

Основные недостатки центральных систем воздушного отопления:

а) большие сечения каналов (воздуховодов);

б) большие бесполезные тепловые потери при прокладке магистральных воздуховодов в неотапливаемых помещениях.

Приведенные основные характеристики определяют область применения систем отопления того или иного вида. Системы водяного отопления, надежные в эксплуатации и отвечающие гигиеническим требованиям, нашли наибольшее распространение как в гражданских, так и в промышленных зданиях. Санитарно-гигиенические и эксплуатационные недостатки существенно ограничивают область применения систем парового отопления, которые не до-

пускаются в гражданских зданиях, предназначенных для длительного пребывания людей. Паровое отопление допускается в промышленных зданиях и ряде общественных зданий при непродолжительном пребывании людей и рекомендуется для периодического или дежурного отопления помещений. Воздушное отопление отвечает санитарно-гигиеническим требованиям, но из-за свойственных ему недостатков нашло применение главным образом в сочетании с вентиляцией или в виде местных систем с высокотемпературным первичным теплоносителем для отопления помещений большого объема промышленных зданий.

Глава III. НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

§ 14. ВИДЫ И КОНСТРУКЦИИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Назначение систем отопления состоит в обеспечении теплом здания в холодный период года. Функцию непосредственного обогрева помещения выполняют нагревательные приборы, являющиеся основным элементом системы отопления. В них происходит передача потребителю тепла, аккумулированного теплоносителем в тепловом пункте системы. Устройство для обогрева помещения, как указывалось выше, должно наилучшим образом передавать тепло от теплоносителя в помещение, обеспечивать комфортность тепловой обстановки в помещении, не ухудшая его интерьера, при наименьших затратах средств, а также металла и других дефицитных материалов.

Виды и конструкции нагревательных приборов могут быть самыми разнообразными. Приборы отливают из чугуна, выполняют из стали, стекла, бетона, керамики, фарфора, в виде панелей из бетона с заложенными в них трубчатыми нагревательными элементами и пр. Приборы различают по размерам и форме, они могут собираться из отдельных секций и элементов. В них могут подаваться различные теплоносители с разными параметрами.

Основные виды нагревательных приборов — это радиаторы, ребристые трубы, конвекторы и отопительные панели. В радиаторах и ребристых трубах тепло отдается конвекцией и излучением, причем конвективная теплоотдача несколько превышает лучистую. В конвекторах основная доля тепла отдается конвекцией. Отопительные панели обычно имеют плоскую поверхность и большую часть тепла отдают излучением.

Простейшим является нагревательный прибор из гладких стальных труб. Обычно он выполняется в виде змеевика или регистра (рис. III.1). Прибор имеет высокий коэффициент теплопередачи и несколько большую часть тепла отдает конвекцией. Он выдерживает высокое давление теплоносителя (до 1,5—2 МПа).

Однако приборы из гладких труб дороги и занимают много места. Они применяются в помещениях со значительными выделениями пыли, для обогрева световых аэрационных фонарей производственных зданий и т. д. Прибор из гладких труб может быть изготовлен в построечных мастерских.

Наибольшее распространение из нагревательных приборов получили радиаторы (рис. III.2). Радиаторы собираются из секций со сравнительно ровной поверхностью. Их различные типы отличаются друг от друга габаритами и формой. Обы-

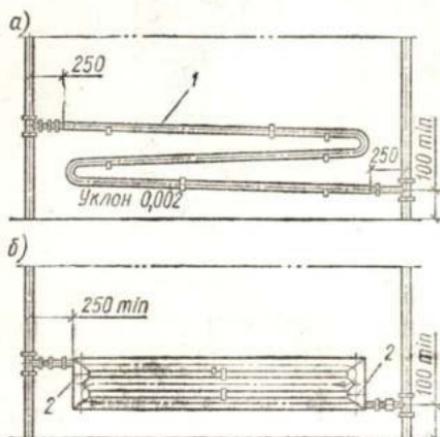


Рис. III.1. Нагревательные приборы из гладких труб

а — змейка; б — регистр; 1 — трубы; 2 — паягородки

чно секции отливаются из чугуна, но могут быть стальными (штампованными), керамическими, фарфоровыми и др. Каждая секция имеет, как правило, полые колонны и верхнюю и нижнюю головки с резьбовыми отверстиями. С помощью резьбовых nipples и резьбы в отверстиях головок секции соединяют друг с другом. В результате образуется общая полость соединенных между собой полых колонн. Эта полость заполняется теплоносителем. Для уплотнения стыков между секциями применяют прокладки из картона, пропитанного олифой (при температуре теплоносителя

$t_{тн} < 100^{\circ} \text{C}$), из паронита (при $t_{тн} > 100^{\circ} \text{C}$) и др. Каждый радиатор снабжается четырьмя пробками, из которых две со сквозными отверстиями служат для присоединения прибора к трубопроводам системы.

Некоторые радиаторы изготавливаются в форме блока. Это упрощает их сборку. Чугунные радиаторы, как и другие нагревательные приборы из чугуна, выдерживают давление до 0,6 МПа. Радиаторы выпускаются серийно, сравнительно дешевы, из отдельных секций удобно набирать приборы разной площади.

Довольно широкое применение в системах отопления получили чугунные ребристые трубы (рис. III.3). Ребра на поверхности трубы увеличивают площадь теплоотдающей поверхности, но несколько снижают гигиенические качества прибора (скопывается пыль, которую трудно убирать) и придают ему грубый внешний вид.

В последние годы в жилищном строительстве стали широко применять конвекторы плинтусного типа (рис. III.4). Эти нагревательные приборы представляют собой сталь-

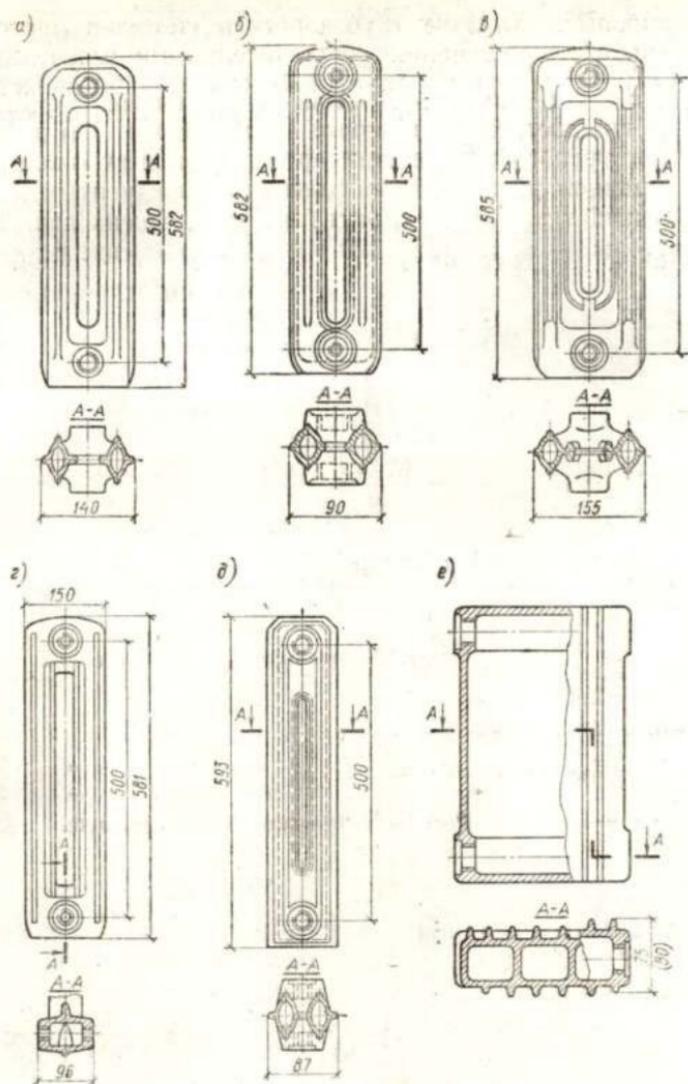


Рис. III.2. Секции радиаторов различных типов

а — М-140; б — РД-26; в — Н-150; г — НМ-150; д — В-85А; е — тепловая панель — блок

ные трубы диаметром 15—20 мм с оребрением из ленточной стали толщиной 0,5—0,7 мм. Оребрение образует замкнутые каналы шириной 20 и высотой 80—90 мм. Глубина прибора 60—70 мм. Такие каналы можно легко очистить от пыли, а коробчатая форма оребрения делает его достаточно прочным. Теплоотдача 1 м длины конвектора плинтусного типа в стандартных условиях около 300 Вт. При многорядном расположении элементов между ними (для обеспечения лучшей теплоотдачи) могут быть установлены диагональные стенки, которые отводят нагретый в нижнем элементе воздух поме-

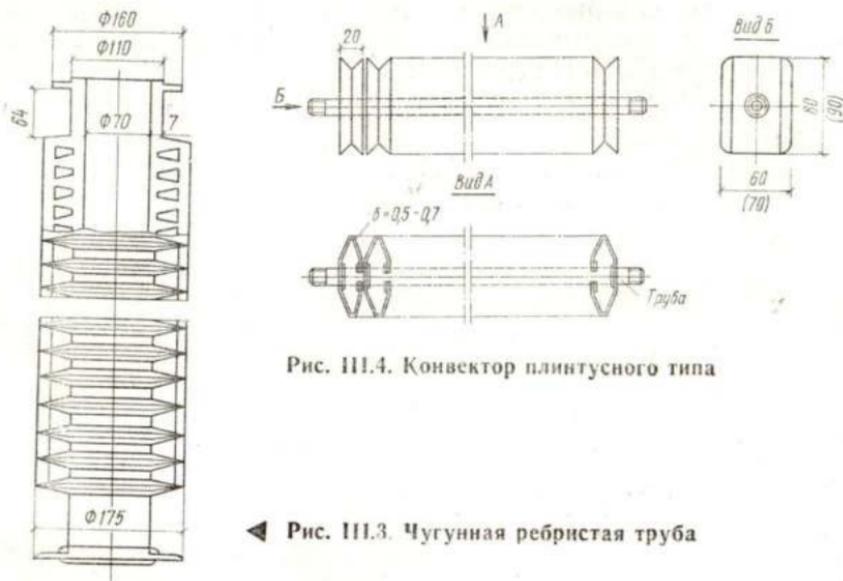


Рис. III.4. Конвектор плинтусного типа

◀ Рис. III.3. Чугунная ребристая труба

щения и подводят к верхнему ряду ненагретый воздух помещения. Прибор имеет воздушный клапан, который позволяет регулировать скорость проходящего воздуха и снижать теплоотдачу прибора до 50%.

Кроме конвекторов плинтусного типа изготавливаются конвекторы низкие стальные двухтрубные «Прогресс» и «Аккорд». Выполняются они из труб диаметром 15—20 мм с оребрением из ленточной стали. Глубина прибора 60—70 мм, высота 90—300 мм.

Наиболее совершенным среди конвекторов является конвектор в кожухе (рис. III.5). В нем нагревательным элементом служат стальные трубы диаметром 15—20 мм с оребрением из стального листа толщиной 0,35 мм; расстояние между ребрами 10; 7,5 и 5 мм. Оребренные трубы оцинкованы; кожух выполнен из стального листа. Прибор снабжен воздушным клапаном для регулирования теплоотдачи. Конвекторы выпускаются нескольких типов: низкие, высокие, подоконные, островные и др. Достоинством конвектора является малая высота (от 250 мм), небольшая глубина (до 60 мм) и

большая теплоотдача. Теплоотдача 1 м длины прибора изменяется от 660 до 3700 Вт в зависимости от числа и расположения оребренных труб.

Между оребренными поверхностями прибора и кожухом под влиянием создающегося гравитационного давления возникает интенсивная циркуляция воздуха. В зависимости от высоты кожуха теплосъем с оребренной поверхности может увеличиваться на 20% и более. Конвектор в кожухе удобен для расположения в помещениях современных общественных зданий благодаря компактности

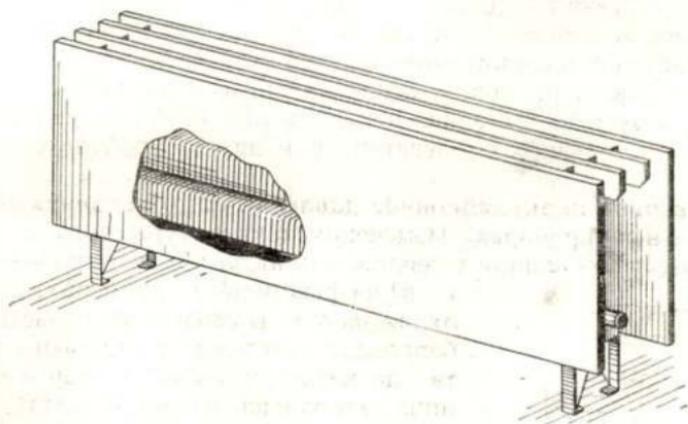


Рис. III.5. Конвектор в кожухе

и хорошему внешнему виду. Конвекторы могут быть выполнены с нагревательными элементами из цветного металла. Такие конвекторы обладают высокими теплотехническими и эксплуатационными качествами. В некоторых конструкциях конвекторы снабжаются вентилятором специального типа, обеспечивающим интенсивное движение воздуха. Искусственное побуждение движения воздуха значительно увеличивает теплосъем с оребренных поверхностей. Конвекторы могут быть использованы для искусственного охлаждения помещений. Некоторый недостаток конвекторов состоит в необходимости и трудности периодической очистки от пыли.

Примером отопительной панели является бетонная панель. Нагревательный прибор изготовляется в виде бетонной плиты с замоноличенными в нее трубчатыми нагревательными элементами (рис. III.6), выполняемыми из стальных труб, термостойкого стекла, пластмассы, в виде каналов, отформованных в теле панели, и пр. Панели располагают обычно в конструкциях ограждений помещений. Иногда их свободно устанавливают около стен.

Для нагревательных элементов бетонной панели используют, как правило, трубы диаметром 15—20 мм. Имеется опыт применения панелей с обогревательными трубами диаметром 10 мм. Повышенное гидравлическое сопротивление нагревательных змеевиков

панелей положительно сказывается на эксплуатационном режиме работы системы (повышает их гидравлическую устойчивость).

В настоящее время для отопления больших промышленных цехов получили распространение подвесные панели с отражательными экранами (рис. III.7).

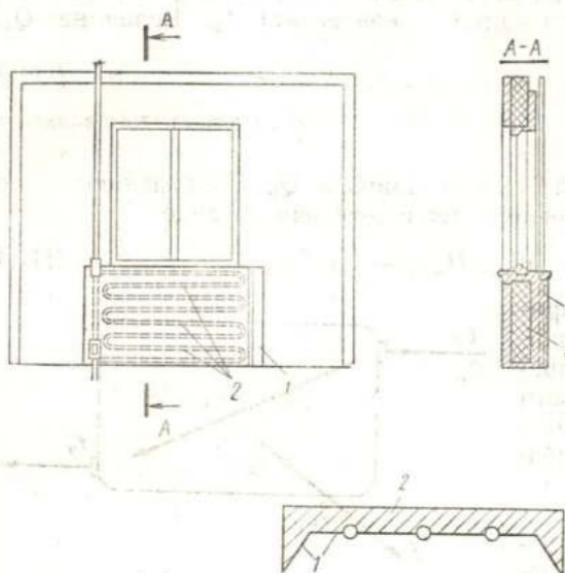


Рис. III.6. Бетонная (подоконная) отопительная панель

1 — подоконная бетонная панель; 2 — замоноличенный нагревательный змеевик из труб; 3 — теплоизоляция

Рис. III.7. Подвесная панель с теплоизолированным отражательным экраном
1 — отражательный экран; 2 — теплоизоляция

Одним из достоинств отопительных панелей является возможность их использования летом для охлаждения помещений.

§ 15. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Схема теплопередачи нагревательного прибора в помещении показана на рис. III.8. Нагревательный прибор и теплоноситель в нем имеют обычно малую тепловую инерцию, а поэтому тепловой поток $Q_{тн}$, отданный в приборе теплоносителем, в каждый момент равен тепловому потоку $Q_{н.п.}$, передаваемому прибором помещению:

$$Q_{тн} = Q_{н.п.} \quad (III.1)$$

Если теплоноситель вода или другая среда, аккумулирующая тепло в результате теплоемкости и изменения температуры, то величина $Q_{тн}$ равна:

$$Q_{тн} = G_{н.п.} c (t_1 - t_2), \quad (III.2)$$

где $G_{н.п.}$ — расход теплоносителя через нагревательный прибор, кг/ч; c — удельная теплоемкость, кДж/(кг · °С), теплоносителя [для воды составляет

4,19 кДж/(кг · °С)]; t_1 и t_2 — температура теплоносителя на входе в прибор и на выходе из него

Если теплоноситель пар, то передача тепла в приборе происходит при конденсации с выделением скрытой теплоты парообразования, при этом температура входящего в прибор пара t_1 обычно равна температуре покидающего прибор конденсата t_2 . Величина $Q_{тн}$ в этом случае равна:

$$Q_{тн} = G_{тн}r, \quad (III.3)$$

где r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг, отвечающая давлению пара, поступающего в прибор.

Теплоотдачу нагревательного прибора $Q_{н.п}$ определяют с помощью основного уравнения теплопередачи в виде

$$Q_{н.п} = K_{н.п} (t_{н.п} - t_n) F_{н.п}. \quad (III.4)$$

В формуле (III.4) принято, что количество отданного прибором тепла пропорционально разности между средней температурой теплоносителя в приборе $t_{н.п}$ и температурой помещения t_n .

Температура теплоносителя в приборе изменяется по-разному в зависимости от его конструкции, способа присоединения к системе, вида и параметров теплоносителя. Обычно в расчетах принимают для воды среднюю температуру

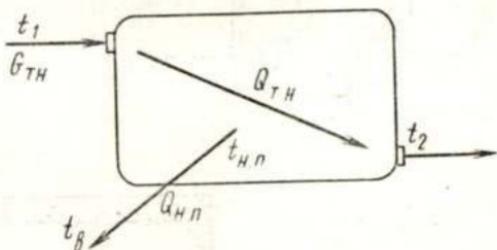


Рис. III.8. Схема теплопередачи нагревательного прибора

обычно в расчетах принимают для воды среднюю температуру

$$t_{н.п} = (t_1 + t_2)/2; \quad (III.5)$$

для пара температуру, соответствующую давлению пара, поступающего в прибор.

Опытами установлено, что в нагревательных приборах типа радиаторов при подаче воды по схеме «сверху—вниз» значение $t_{н.п}$ близко к определяемому по формуле (III.5). При подаче воды «снизу—вверх» значение $t_{н.п}$ отличается от среднеарифметического и близко к значению t_2 . В приборах, соединенных последовательно или выполненных в виде змеевика, теплоноситель (вода) изменяет температуру по ходу движения по логарифмическому закону. Все отклонения, вызванные несоответствием действительного значения $t_{н.п}$ с определенным по формуле (III.5), учитываются в расчетах приборов введением поправочных коэффициентов.

$F_{н.п}$ в формуле (III.4) представляет собой площадь теплоотдающей поверхности прибора — всей внешней (наружной) поверхности прибора, омываемой воздухом, обычно искусственно развитой путем устройства приливов, орebrения и пр.

Коэффициент теплопередачи нагревательного прибора $K_{н.п}$ в формуле (III.4), как и в случае передачи тепла через стенку от одной среды к другой, равен величине, обратной сопротивлению теплопередаче нагревательного прибора:

$$K_{н.п} = 1/R_{н.п}. \quad (III.6)$$

Величина $R_{н.п}$, в свою очередь, равна:

$$R_{н.п} = R_{в} + R_{т} + R_{п}, \quad (III.7)$$

где $R_{в}$, $R_{т}$ и $R_{п}$ — сопротивление тепловосприятию, теплопроводности стенки прибора и теплоотдаче.

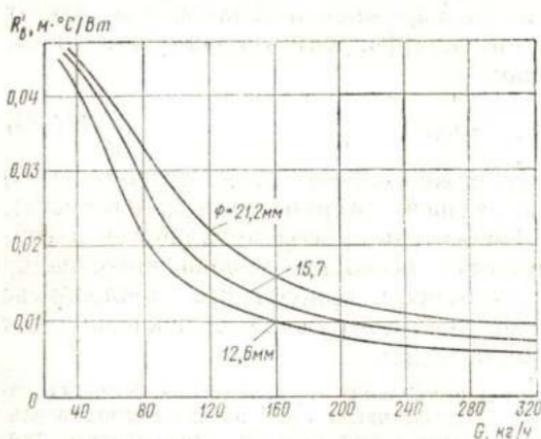


Рис. III.9. Зависимость сопротивления $R'_в$ теплообмену от расхода теплоносителя G и условного диаметра трубы ϕ

Сопротивление $R_{в}$, $m^2 \cdot C / Bt$, тепловосприятию от теплоносителя к внутренней поверхности нагревательного прибора площадью $F_{в.п}$ зависит от коэффициента теплообмена $\alpha_{в}$. Величина $R_{в}$ должна быть отнесена к поверхности теплоотдачи прибора $F_{п.п}$, поэтому

$$R_{п} = \frac{1}{\alpha_{в} F_{в.п}} F_{п.п} = R'_в F_{п.п}. \quad (III.8)$$

Коэффициент теплообмена $\alpha_{в}$ между теплоносителем и внутренней поверхностью прибора определяется в основном скоростью движения теплоносителя в приборе. Зависимость $R'_в$ от расхода воды для различных диаметров труб приведена на рис. III.9 (на 1 м длины). С увеличением расхода воды коэффициент теплообмена сначала заметно возрастает, но затем при расходах 200 кг/ч и более остается практически неизменным. В чугунных радиаторах — наиболее распространенном виде приборов — скорость движения воды в колонках обычно небольшая (около 0,01 м/с) и $\alpha_{в} \approx 58$ Вт/($m^2 \cdot C$). Отношение $F_{п.п}/F_{в.п}$ для них равно приблизительно 1,3, и $R_{в}$ составляет

$$R_{в} = \frac{1}{58} 1,3 = 2,2 \cdot 10^{-2} m^2 \cdot C / Bt.$$

Сопrotивление R_T , $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$, теплопроводности стенки прибора без учета оребрения его внешней поверхности можно определить по формуле

$$R_T = \Delta/\lambda. \quad (\text{III.9})$$

Толщина стенки Δ чугунного радиатора обычно меньше 0,01 м, а теплопроводность чугуна λ составляет около 46,5 Вт/(м·°C).

Значение R_T для радиатора, равное

$$R_T = 0,01/46,5 = 2,15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт},$$

оказывается пренебрежимо малым по сравнению с другими составляющими сопротивления теплопередаче прибора.

Коэффициент теплообмена на наружной поверхности α_n может быть определен в виде суммы коэффициентов конвективного α_k и лучистого α_l теплообмена:

$$\alpha_n \approx \alpha_k + \alpha_l. \quad (\text{III.10})$$

Значение α_k приближенно можно определить по формуле (1.33) с учетом положения теплоотдающей поверхности в пространстве, ее размера и температуры. Множитель пропорциональности в формуле (1.33) необходимо принимать несколько уменьшенным ввиду того, что температура на поверхности прибора при теплообмене больше температуры на поверхности наружных ограждений, для которых применяется формула (1.33).

Указанная формула дает средние значения α_k только для больших поверхностей. Надо учитывать, что нагревательные приборы имеют сравнительно небольшие поверхности и различную конфигурацию. Конвективный теплообмен на них отличается некоторым своеобразием. Интенсивность конвекции значительно зависит от выбора прибора. Воздух, нагреваясь, поднимается вдоль его поверхности. Нижняя часть прибора, омываемая холодным воздухом, отлагает воздуху больше тепла, чем верхняя часть, омываемая более теплым, подогретым в нижней части прибора, воздухом. В связи с этим лучшими по интенсивности теплоотдачи являются низкие приборы, например гладкие или оребренные трубы, расположенные в один ряд. При расположении приборов друг над другом конвективная теплоотдача их уменьшается. В некоторых конструкциях (плинтусных конвекторах) устраивают специальные направляющие щитки, подводящие ненагретый воздух к каждому ряду оребренных труб.

Коэффициент лучистого теплообмена α_l определяется по общей формуле (1.34). Особенность лучистого теплообмена состоит в том, что для таких приборов, как радиаторы, большая часть излучения с поверхности близко расположенных, а следовательно, взаимно закрывающих друг друга колонок не попадает в помещение. Только 20—30% излучаемого тепла передается помещению. Входящий в формулу (1.34) коэффициент облученности ϕ для гладких приборов типа радиаторов следует принимать равным 0,2—0,3, а температурный фактор b — около 1,3. Для приборов с сильно оребренными поверхностями (типа конвекторов без кожухов) доля излучения со всей их внешней поверхности, приходящаяся

на помещение, составляет всего 5—10% общей теплоотдачи. Если прибор закрыт декоративным устройством или его загораживает мебель, то теплоотдача излучением заметно уменьшается. Однако при определенном положении закрывающего щитка (табл. III.1) и образующемся при этом ускорении движения воздуха можно получить увеличение конвективного теплосъема и общей теплоотдачи прибора. Такую возможность увеличения теплоотдачи прибора используют в современных приборах, например в конвекторах с кожухом. Размеры и положение кожуха выбирают такими, чтобы общая теплоотдача нагревающих элементов возрастала.

Таблица III.1. Значения коэффициента β , учитывающего способ установки прибора в помещении и его укрытие

Способ установки прибора	Размер щели А, мм	β
У стены без ниши с укрытием в виде полки (рис. III.10, а)	40	1,05
	80	1,03
	100	1,02
В стенной нише глубиной более 130 мм (рис. III.10, б)	40	1,11
	80	1,07
	100	1,06
У стены без ниши с укрытием в виде деревянного шкафа со щелями в верхней доске и в передней стенке у пола (рис. III.10, в)	220	1,13
открытыми	130	1,2
затянутыми сеткой	130	1,3
У стены без ниши с укрытием в виде щитка (экрана), не доходящего до пола (рис. III.10, д)	—	0,9
Открыто у стены или в нише глубиной не более 130 мм (рис. III.10, е)	—	1

Примечание. Декоративные решетки и щитки, согласно СНиП, не должны вызывать увеличения площади поверхности нагрева приборов более чем на 15%.

Обычно значение α_n у нагревательных приборов равно 5—15 Вт/(м²·°С), т. е. $R_n = 0,2 \dots 0,066 \text{ м}^2 \cdot \text{°С/Вт}$, что значительно больше двух других составляющих общего сопротивления теплопередаче нагревательного прибора $R_{n,n}$.

Из рассмотренного процесса теплообмена, характерного для нагревательных приборов, ясен физический смысл влияния отдельных факторов на коэффициент теплопередачи $K_{n,n}$. Для металлических нагревательных приборов (типа радиаторов) определяющим в этом коэффициенте является интенсивность теплообмена на внешней

теплоотдающей поверхности. Для неметаллических приборов, выполненных из бетона, керамики и других материалов, важной составляющей коэффициента $K_{н.п}$ является также теплопроводность материала стенки прибора.

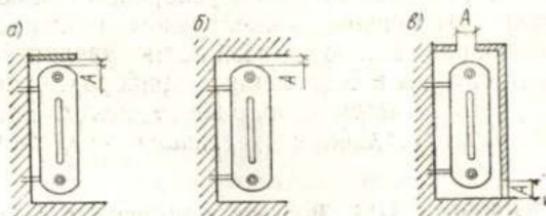
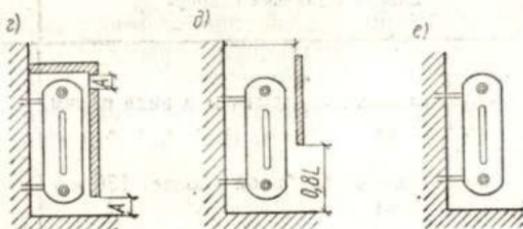


Рис. III.10. Схемы укрытия нагревательного прибора в помещении (к табл. III.1)



Расчетом можно определить теплоотдачу приборов разных конструкций. Однако обычно коэффициенты теплопередачи $K_{н.п}$ приборов устанавливают на основе специальных теплотехнических испытаний.

§ 16. ЭКВИВАЛЕНТНАЯ НАГРЕВАТЕЛЬНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ И ПОКАЗАТЕЛЬ ТЕПЛОВОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ МЕТАЛЛА В ПРИБОРЕ

Площадь поверхности нагревательного прибора измеряют в эквивалентных квадратных метрах (экм). Теплоотдача 1 экм при стандартных испытаниях ($\Delta t = 64,5^\circ \text{C}$ и $G_{\text{эксп}}$) составляет 505 Вт.

При определении коэффициента теплопередачи нагревательного прибора $K_{н.п}$, Вт/(экм \cdot С), результаты испытаний выражают уравнением:

$$K_{н.п} = m \Delta t^n G_{\text{отн}}^p,$$

где m , n , p — экспериментальные числовые коэффициенты; Δt — разность между средней температурой прибора и температурой помещения; $G_{\text{отн}}$ — относительный расход воды в нагревательном приборе [отношение действительного расхода воды, проходящей через прибор, к расходу, принятому в экспериментальных исследованиях $G_{\text{эксп}}$; для радиаторов его значение равно 17,4 кг/(ч \cdot экм), для ребристых труб — 35 кг/ч, трубчатых приборов (конвекторы и др.) — 300 кг/ч]

Теплоотдача 1 экм

$$q_0 = K_{н.п} \Delta t = m \Delta t^{n+1} G_{\text{отн}}^p.$$

Для радиаторов иногда пользуются несколько упрощенной зависимостью, составленной для случая открытой установки прибора около наружной стены при одностороннем присоединении по схеме подводки теплоносителя «сверху—вниз» и относительном расходе $G_{отн} = 1$, Вт/экм:

$$q_0 = (5,6 + 0,035\Delta t) \Delta t. \quad (III.11)$$

Отклонения от стандартных условий работы прибора учитываются при проведении теплотехнического расчета введением поправочных коэффициентов. Следует отметить, что эквивалентный квадратный метр точно соответствует геометрическому квадратному метру теплоотдающей поверхности нагревательного прибора — радиатора типа Н-140. В 1958 г., когда была введена единица экм, этот прибор серийно выпускался заводами и был лучшим по теплотехническим показателям, поэтому его приняли за эталон.

Экономичность нагревательного прибора того или иного вида в большой мере зависит от затрат металла на его изготовление. Для сравнения экономичности нагревательных приборов различного вида часто используется *показатель тепловой напряженности металла в приборе* θ . Этот критерий оценки приборов равен их теплоотдаче, Вт, отнесенной к 1 кг металла прибора при $\Delta t = 1^\circ \text{C}$, т. е. θ , Вт/(кг·°C):

$$\theta = \frac{Q_{н. п}}{G\Delta t} = \frac{K_{н. п}}{g}, \quad (III.12)$$

где, кроме известных обозначений, G — масса металла прибора, кг; g — масса металла, отнесенная к 1 м² теплоотдающей поверхности прибора, кг/м².

Из определения θ очевидна возможность использования этого показателя для сопоставления приборов, сделанных из одинакового металла. Для чугунных нагревательных приборов разных видов значение θ колеблется в пределах 0,19—0,7. Предпочтение при прочих равных условиях должно отдаваться приборам с большим значением θ .

§ 17. ВЫБОР И УСТАНОВКА НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ В ПОМЕЩЕНИИ

При выборе вида нагревательных приборов нужно учитывать назначение помещения, его архитектурно-планировочное решение, тип системы отопления, вид и параметры теплоносителя, а также технико-экономические соображения. Некоторые общие рекомендации по выбору вида нагревательных приборов приведены в табл. III.2.

Нагревательные приборы (радиаторы, конвекторы и т. д.) устанавливают под окнами или в нишах наружных стен и в исключительных случаях у внутренних стен. Панельные приборы располагают под окнами, в наружных стенах, в перегородках и в конструкциях пола и потолка. Расположение приборов у наружных стен препятст-

Таблица III.2. Рекомендуемый вид нагревательного прибора в зависимости от назначения помещений

Помещения	Рекомендуемый вид нагревательного прибора
Жилых и общественно-административных зданий	Радиаторы, конвекторы, панели
Детских учреждений и больниц . . .	Радиаторы, панели
Производственные:	
без выделения пыли	Радиаторы, конвекторы, панели, ребристые трубы
с выделением пыли	Радиаторы, панели, гладкие трубы
Вспомогательные промышленных предприятий	Радиаторы, конвекторы, панели, ребристые трубы, гладкие трубы

вует образованию ниспадающих холодных токов от окон и холодных поверхностей стен. Это улучшает комфортность тепловых условий в помещениях рядом с окнами. В высоких помещениях для предотвращения образования холодных токов $\frac{1}{3}$ или $\frac{1}{4}$ приборов рекомендуется располагать под окнами верхнего света (второй ряд окон) или под фонарями. На лестничных клетках нагреватель-

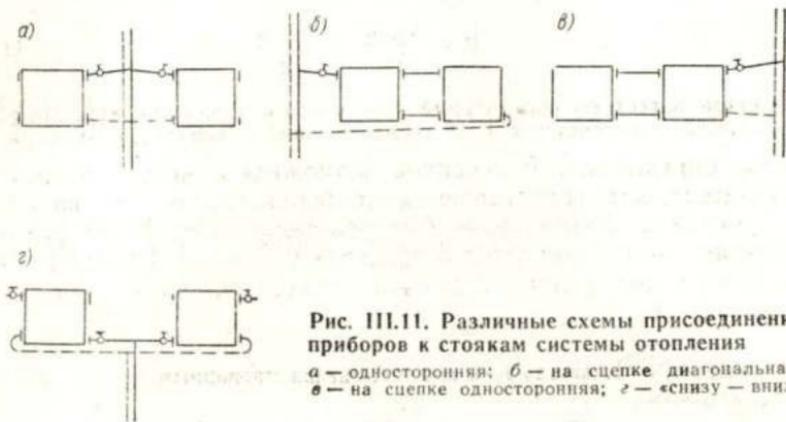


Рис. III.11. Различные схемы присоединения приборов к стоякам системы отопления

а — односторонняя; **б** — на сцепке диагональная; **в** — на сцепке односторонняя; **г** — «снизу — вверх»

ные устройства располагают в нижних этажах и во вторых тамбурах входов. При числе этажей больше четырех лестницы рекомендуется обогревать специальными воздушонагревателями.

Приборы присоединяют к стоякам системы отопления по различным схемам (рис. III.11). При числе секций в радиаторе меньше 25 предусматривают одностороннюю схему, упрощающую монтаж. Для смежных второстепенных помещений, не требующих регулировки теплоотдачи приборов, или при установке приборов в одном помещении допускается их присоединение на сцепке. Приборы на сцепке в тепловом и гидравлическом расчете рассматривают как один прибор.

§ 18. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОЙ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Учитывая принятый вид нагревательного прибора, место расположения прибора в помещении и способ присоединения прибора к трубопроводам системы отопления, производят его теплотехнический расчет. Задача расчета обычно состоит в определении площади поверхности прибора, обеспечивающей при заданных условиях работы передачу расчетного количества тепла от теплоносителя к помещению. Нагретая поверхность прибора должна при этом иметь температуру, не выше допустимой по санитарно-гигиеническим требованиям. Иногда задачей расчета прибора может быть обеспечение заданного теплового режима в какой-либо зоне помещения.

Для определения площади теплоотдающей поверхности нагревательного прибора необходимо знать требуемую теплоотдачу его $Q_{н.п.}$ Она может быть получена из общей потребности помещения в тепле $Q_{п.}$ с учетом тепла, отдаваемого трубопроводами системы, расположенными в помещении, $Q_{тп.}$:

$$Q_{н.п.} = Q_{п.} - Q_{тп.} \quad (III.13)$$

Величина $Q_{тп.}$ равна суммарной теплоотдаче отдельных участков трубопроводов системы, находящихся в помещении:

$$Q_{тп.} = \sum f_0 l q_0 \beta_{тр.} \quad (III.14)$$

где f_0 — площадь, экм, 1 м длины неизолированного участка трубопровода, определяемая по табл. III.3; l — длина отдельных участков, м; q_0 — теплоотдача с 1 экм отдельных участков трубопроводов, определяемая по формуле (III.11) с учетом остывания воды в трубопроводах умножением на коэффициент β_1 (табл. III.4); $\beta_{тр.}$ — коэффициент, учитывающий положение участка трубы в помещении; значение $\beta_{тр.}$ для стояков равно 0,5, для подводов к приборам — 0,9, для магистралей под потолком — 0,25, для магистралей над полом — 0,75.

Таблица III.3. Площадь f_0 1 м длины неизолированных трубопроводов магистралей, стояков, подводов и сцепок

Диаметр трубы, мм	f_0 , экм	Диаметр трубы, мм	f_0 , экм
15	0,12	40	0,24
20	0,15	50	0,3
25	0,18	76/3	0,37
32	0,21	103/4	0,53

Учитывать теплоотдачу трубопроводов системы рекомендуется в тех случаях, когда она составляет более 5% потребной подачи тепла в помещение.

Таблица III.4. Значения коэффициента β_1 , учитывающего остывание воды в трубопроводах систем водяного отопления с искусственной циркуляцией

Число этажей в здании	Общее число последовательно соединенных приборов	β_1 для рассчитываемого этажа или прибора по ходу воды								
		1-го	2-го	3-го	4-го	5-го	6-го	7-го	8-го	9-го
Однотрубные системы с верхней разводкой										
3	—	1,04	1	1	1	1	1	—	—	—
4	—	1,04	1,03	1	1	1	1	—	—	—
5	—	1,04	1,03	1	1	1	1	—	—	—
6	—	1,05	1,04	1,03	1	1	1	—	—	—
Однотрубные системы с нижней разводкой										
—	3	1	1	1,04	1	1	1	1	1	1
—	4	1	1	1,03	1,04	1	1	1	1	1
—	5	1	1	1,02	1,03	1,04	1	1	1	1
—	6	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1	1	1
—	7	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1	1
—	8	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1
—	9	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04
Двухтрубные системы с верхней разводкой										
2	—	1,05	1	1	1	1	1	—	—	—
3	—	1,05	1,03	1	1	1	1	—	—	—
4	—	1	1	1	1	1	1	—	—	—
5	—	1	1	1	1	1	1	—	—	—
6	—	1	1	1	1	1	1	—	—	—
Двухтрубные системы с нижней разводкой										
2	—	1	1,05	1	1	1	1	—	—	—
3	—	1	1	1,05	1	1	1	—	—	—
4	—	1	1	1,05	1,1	1	1	—	—	—
5	—	1	1	1,05	1,05	1,1	1	—	—	—
6	—	1	1	1	1,05	1,05	1,1	—	—	—

Площадь требуемой теплоотдающей поверхности нагревательного прибора F_0 , экм, соответствующая $F_{н.п.}$, м², определяется по формуле

$$F_0 = \frac{Q_{п.п.}}{q_0} \beta_1 \beta_2 \beta_3 \beta_4, \quad (III.15)$$

где β_1 — поправочный коэффициент (см. табл. III.4), учитывающий понижение температуры воды относительно расчетного значения вследствие ее остывания в трубопроводах системы; β_2 — поправочный коэффициент для радиаторов, принимаемый при числе секций до 5 равным 0,95, от 5 до 10 — 1, от 10 до 20 — 1,05, более 20 — 1,1; для распространенных чугунных радиа-

торов этот коэффициент ориентировочно может быть определен в виде зависимости от F_0 :

$$\beta_2 \approx \frac{1}{0,92 + 0,16/F_0}; \quad (III.16)$$

β_3 — поправочный коэффициент, учитывающий способ подводки теплоносителя к нагревательному прибору и изменение теплоотдачи в зависимости от относительного расхода воды через прибор (табл. III.5); β_4 — поправочный коэффициент, учитывающий способ установки нагревательного прибора и всякого рода укрытия (см. рис. III.10 и табл. III.1).

Таблица III.5. Значения коэффициента β_3 , учитывающего способ подводки теплоносителя к нагревательному прибору и изменение теплоотдачи в зависимости от относительного расхода воды $G_{отн}$

Схема подводки теплоносителя к прибору	β_3 при относительном расходе воды $G_{отн}$						
	1	2	3	4	5	6	≥ 7
«Сверху — вниз»	1	0,98	0,97	0,96	0,95	0,95	0,94
«Снизу — вверх»	1,28	1,22	1,18	1,18	1,14	1,12	1,09
«Снизу — вниз»	1,11	1,04	1	0,96	0,95	0,93	0,92

Примечание. При произвольном перепаде температуры теплоносителя $\Delta t = t_1 - t_2$ и стандартной установке прибора относительный расход $G_{отн} = 25/\Delta t$.

Если нагревательный прибор состоит из отдельных секций или элементов, то кроме F_0 необходимо определить их число. Для радиаторов, зная F_0 и площадь поверхности одной его секции f_0 (табл. III.6), можно определить потребное число секций по формуле

$$n = F_0/f_0. \quad (III.17)$$

Если дробная часть полученного отношения соответствует площади, большей 0,1 экм, то n округляется до большего целого числа секций.

Следует отметить, что в однотрубных системах водяного отопления средняя температура теплоносителя $t_{н.п}$ в приборах для разных этажей здания может быть определена только после гидравлического расчета трубопроводов. Для окончательного определения площадей поверхностей нагревательных приборов с учетом тепла, выделяемого обслуживающими их трубопроводами, также требуется предварительно рассчитать диаметры трубопроводов.

При расчете приборов систем парового отопления β_1 и β_3 равны единице. При паре низкого давления значение $t_{н.п}$ принимается равным 100°C .

При необходимости особо тщательного проведения расчета площади поверхности нагрева прибора нужно пользоваться более точной методикой, приведенной в специальной справочной литературе.

Таблица III.6. Характеристика нагревательных приборов

Наименование прибора, его тип, марка	Площадь поверхности нагрева f_n , экм	Строительные размеры, мм		
		высота	ширина	глубина
Радиаторы чугунные секционные:				
М-140-АО	0,35	582	96	140
М-140	0,31			
М-140-АО-300	0,217			
М-90	0,26			
РД-90с	0,275			
Радиаторы стальные штампованные колон- чатые панельные оди- ночные:				
МЗ-500-1	0,83	564	518	18
МЗ-500-2	1,25	564	766	
МЗ-500-3	1,56	564	952	
МЗ-500-4	2,08	564	1262	
МЗ-300-1	0,6	406	518	
МЗ-300-2	0,89	406	766	
МЗ-300-3	1,16	406	952	
МЗ-300-4	1,49	406	1262	
То же, спаренные:				
2МЗ-500-1	1,41	564	518	78
2МЗ-500-2	2,12	564	766	
2МЗ-500-3	2,65	564	952	
2МЗ-500-4	3,53	564	1262	
2МЗ-300-1	1,01	406	518	
2МЗ-300-2	1,52	406	766	
2МЗ-300-3	1,97	406	952	
2МЗ-300-4	2,52	406	1262	
Редристые трубы* чу- гунные длиной, м:				
0,75	1,03	—	750	175**
1	1,38	—	1000	
1,5	2,07	—	1500	
2	2,76	—	2000	
Конвекторы с кожу- хом «Комфорт 20» концевые:				
КН20-075к	0,75	275	500	160
КН20-0,95к	0,95		600	
КН20-1,1к	1,1		500	
КН20-1,4к	1,4		600	
КН20-1,7к	1,7		700	
КН20-2к	2		800	
КН20-2,3к	2,3		900	
КН20-2,6к	2,6		1000	
КН20-2,9к	2,9		1100	
КН20-3,2к	3,2		1200	
КН20-3,5к	3,5		1300	

Наименование прибора, его тип, марка	Площадь поверхности нагрева, квм	Строительные размеры, мм		
		высота	ширина	глубина
То же, проходные:				
КН20-0,8п	0,8	275	500	160
КН20-1п	1		600	
КН20-1,2п	1,2		500	
КН20-1,5п	1,5		600	
КН20-1,8п	1,8		700	
КН20-2,1п	2,1		800	
КН20-2,4п	2,4		900	
КН20-2,7п	2,7		1000	
КН20-3п	3		1100	
КН20-3,3п	3,3		1200	
КН20-3,6п	3,6		1300	
Конвекторы низкие стальные двухтрубные «Прогресс 15»:				
№ 1	0,5	200	517	70
№ 2	0,63		617	
№ 3	0,75		717	
№ 4	0,88		817	
№ 5	1		917	
№ 6	1,13		1017	
№ 7	1,25		1117	
№ 8	1,38		1217	
То же, «Прогресс 20»:				
№ 1	0,48	200	517	70
№ 2	0,6		617	
№ 3	0,72		717	
№ 4	0,84		817	
№ 5	0,96		917	
№ 6	1,08		1017	
№ 7	1,2		1117	
№ 8	1,32		1217	

* При двухрядной установке ребристых труб площадь поверхности нагрева принимать с коэффициентом 0,9, при трехрядной установке — с коэффициентом 0,8.

** Диаметр труб.

§ 19. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Система отопления должна поддерживать в помещениях расчетную температуру воздуха.

В течение отопительного периода изменяются теплотери, бытовые и технологические тепловыделения, поэтому для поддержания требуемого температурного режима помещения необходимо регулировать теплоотдачу нагревательных приборов. Это достигается центральным и местным регулированием.

Центральное (качественное) регулирование состоит в изменении температуры теплоносителя, подаваемого в систему отопления,

в зависимости от температуры наружного воздуха. Осуществляется централизованно на ТЭЦ или в районных котельных.

Местное (количественное) регулирование состоит в изменении подаваемого в прибор количества теплоносителя с помощью специальных кранов, устанавливаемых на подводках.

В проточно-регулируемых однетрубных системах водяного отопления перед нагревательными приборами устанавливаются трехходовые краны, позволяющие полностью отключить прибор или подать в него частичный либо полный расход теплоносителя в стояке. В системах с осевым или смещенным замыкающим участком следует устанавливать краны с минимальным гидравлическим сопротивлением, например дроссельного типа.

Кран с переменным гидравлическим сопротивлением, так называемый «кран двойной регулировки», устанавливается на подводках нагревательных приборов двухтрубных систем. Первичная регулировка, осуществляемая после монтажа при сдаче системы в эксплуатацию, заключается в установке гидравлического сопротивления, гасящего избыточное естественное давление приборов верхних этажей. Вторичная регулировка заключается в изменении расхода теплоносителя, проходящего через прибор в процессе эксплуатации, путем открывания или закрывания крана.

Глава IV. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 20. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Рассмотрим некоторые технические требования к системе водяного отопления, обусловленные свойствами теплоносителя.

Вода — несжимаемая жидкость, расширяющаяся при нагревании, т. е. уменьшающая при этом свою плотность. Система водяного отопления представляет собой замкнутый контур, заполненный водой, поэтому незначительное увеличение ее объема при повышении температуры может создать давление, превышающее предел прочности отдельных элементов системы, а уменьшение объема при понижении температуры вызывает разрыв струи и нарушение циркуляции. Чтобы избежать этих явлений в системе отопления должно быть предусмотрено устройство, воспринимающее излишек воды при повышении температуры в системе и восполняющее убыль воды при ее понижении. Наиболее простым и безотказно действующим устройством такого рода является расширительный бак. Расширительный бак представляет собой емкость, присоединенную к системе отопления и сообщающуюся с атмосферой. Устанавливается он выше самой высокой точки системы. При районном теплоснабжении, когда используют воду с температурой выше 100°C , или если емкость присоединенных систем отопления и наружных тепловых сетей велика, расширительный бак заменяют подпиточным устройст-

вом, выполняющим те же функции. Для восполнения убыли воды в системе и поддержания в точке подпитки необходимого гидростатического давления устанавливают насос, а для защиты системы от повышения давления — предохранительный клапан.

При изменении плотности воды в системе, в которой имеются точки нагрева (генератор тепла) и точки охлаждения (нагревательные приборы), возникает избыточное гравитационное давление, которое используется в системах с естественной циркуляцией как основное, а в системах с насосным побуждением как дополнительное для циркуляции воды в них.

Температура кипения воды зависит от давления, с увеличением давления повышается и температура кипения. Если температура воды в какой-либо точке окажется выше температуры кипения при данном давлении, то вода закипит, что вызовет разрыв струи, нарушение циркуляции и повышение давления. На это обстоятельство необходимо обращать особое внимание при использовании в качестве теплоносителя воду с температурой выше 100°C . Давление в любой точке системы отопления должно быть больше давления, при котором закипает вода, имеющая соответствующую этой точке температуру.

Вода способна поглощать воздух и другие газы. Количество воздуха, поглощаемого водой, зависит от ее температуры и давления. С повышением температуры и снижением давления количество поглощаемого воздуха в воде уменьшается (при атмосферном давлении в 1 кг водопроводной воды при температуре 5°C содержится более 30 мг воздуха, а при температуре 95°C — только 3 мг). Выделяющийся воздух может создавать воздушные пробки, поэтому в системе отопления должны быть предусмотрены устройства для удаления воздуха. Так как плотность воздуха меньше плотности воды, пузырьки выделяющегося воздуха всплывают и скапливаются в верхних точках системы. В этих точках необходимо устанавливать воздухоотборники и горизонтальным трубам придавать соответствующий уклон для беспрепятственного удаления воздуха.

§ 21. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления подразделяют на системы с *естественной* и *искусственной* циркуляцией теплоносителя. В свою очередь, их подразделяют:

1) по схеме питания приборов — на *двухтрубные* (вода поступает в приборы по одним стоякам, а отводится по другим, приборы присоединены параллельно по теплоносителю) и *однотрубные* (вода поступает в прибор и отводится из него по одному стояку, приборы присоединены последовательно по теплоносителю); те и другие системы бывают вертикальные и горизонтальные; однотрубные системы бывают проточные, проточно-регулируемые с осевыми и смещенными обходными участками, а также регулируемые с осевыми и смещенными замыкающими участками;

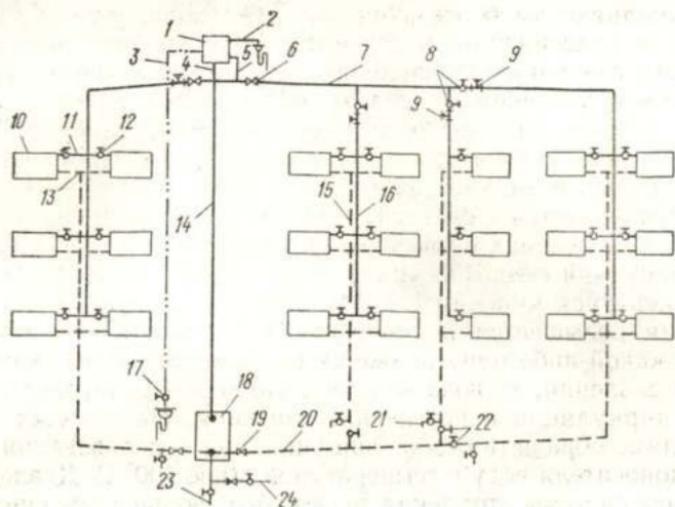


Рис. IV.1. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией

2) по расположению подающих магистралей — на системы с *верхней разводкой* (при прокладке подающих магистралей по чердаку или под потолком верхнего этажа) и системы с *нижней разводкой* (при прокладке подающих магистралей по подвалу, над полом I этажа или в подпольных каналах);

3) по направлению движения воды в подающих и обратных магистральных — на *тупиковые* (при встречном движении воды) и с *попутным движением* (при движении воды в одном направлении). Системы с естественной циркуляцией воды целесообразно проектировать тупиковыми.

Системы водяного отопления, предназначенные для обогрева отдельных квартир и одноэтажных зимних дач, питаемые теплом от местного источника, называют *системами квартирного отопления*.

§ 22. РАЗНОВИДНОСТИ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Двухтрубные системы. Двухтрубная система водяного отопления с размещением подающих магистральных трубопроводов выше нагревательных приборов (рис. IV.1) называется системой с *верхней разводкой*. Она состоит из следующих элементов: котла 18, главного стояка 14, подающего магистрального трубопровода 7, обратного магистрального трубопровода 20, подающих стояков 16, обратных стояков 15, нагревательных приборов 10, подающих подводов 11, обратных подводов 13, регулирующих кранов у нагревательных приборов 12, расширительного бака 1 с трубами — соединительной 4, циркуляционной 5, сигнальной 3 с запорным вентилем

17 и переливной 2, которая одновременно служит для удаления воздуха из системы.

На каждой ветви системы могут быть установлены запорные вентили 6, 19, для выключения какой-либо части системы при ремонте. В зданиях с числом этажей более трех предусматривается возможность отключения каждого стояка, для этого у основания стояка устанавливают пробковые краны 22 и спускной кран 21, а вверху стояка — пробковые краны 8 и тройник 9 с заглушкой для сообщения стояка с атмосферой при спуске воды из стояка и для выпуска воздуха при наполнении стояка водой.

При пуске систему наполняют водой до уровня присоединения сигнальной трубы к расширительному баку. Когда из сигнальной трубы вода станет поступать в раковину, кран на трубе 24 и за-

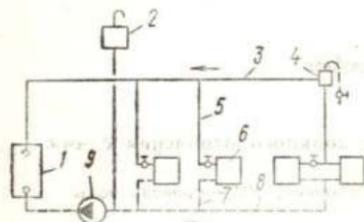


Рис. IV.2. Схема насосной системы водяного отопления с верхней разводкой

1 — котел; 2 — расширительный бак; 3 — подающий магистральный трубопровод; 4 — воздушосборник; 5 — подающие стояки; 6 — нагревательные приборы; 7 — обратные стояки; 8 — обратный магистральный трубопровод; 9 — насос (стрелками показан уклон трубопроводов)

порный вентиль 17 на сигнальной трубе закрывают и приступают к топке котла. Воздух, вытесняемый водой при заполнении системы, и воздух, выделяющийся при нагревании воды, удаляется в атмосферу через переливную трубу 2. Чтобы обеспечить удаление воздуха из системы через расширительный бак, подающую магистраль прокладывают от расширительного бака с уклоном 0,005—0,01

При необходимости спуска воды из системы открывают кран на спускной трубе 23.

Обратную магистраль прокладывают в сторону движения воды с уклоном 0,05—0,002.

Двухтрубные системы с верхней разводкой могут быть как с естественной циркуляцией (см. рис. IV.1), так и насосные (рис. IV.2). В последнем случае на обратном магистральном трубопроводе перед котлом устанавливают циркуляционный насос.

В насосных системах вода при больших скоростях движения ($v = 0,3$ м/с и более) увлекает за собой пузырьки воздуха, поэтому для удаления его подающие магистральные трубопроводы прокладывают с подъемом от главного стояка. При этом исключается встречное движение воды и воздуха. В самых высоких точках системы устанавливают воздушосборники. Расширительный бак насосных систем присоединяют к обратной линии перед насосом.

На рис. IV.3 приведена схема насосной двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой. Поскольку естественное циркуляционное давление в системах отопления с нижней разводкой меньше, чем в системах с верхней разводкой, их рекомендуют применять только при насосном побуждении. Двухтрубные системы

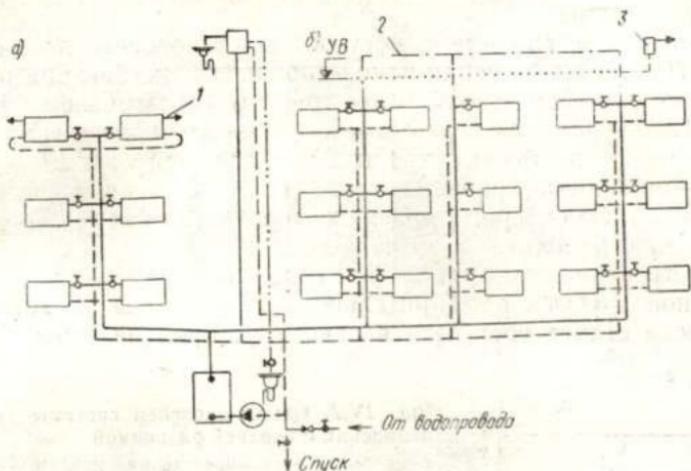


Рис. IV.3. Схема насосной двухтрубной системы водяного отопления с нижней тупиковой разводкой

1 — воздушный кран; 2 — воздушная линия; 3 — воздухоотборник; УВ — уровень воды

с нижней разводкой обладают большей гидравлической устойчивостью по сравнению с системами с верхней разводкой и дают возможность вводить их частично в эксплуатацию по мере строительства здания.

Воздух из системы с нижней разводкой можно удалять через воздушные краны (рис. IV.3, а) устанавливаемые в верхние ради-

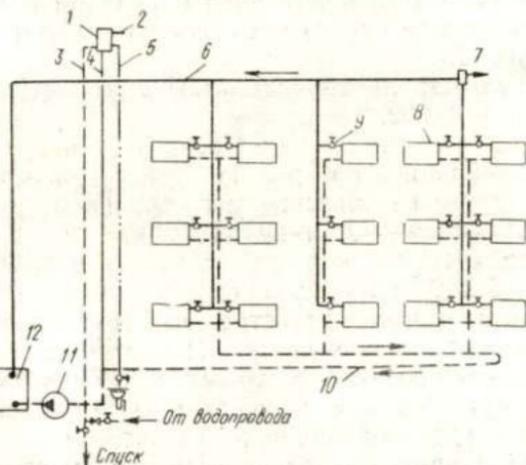


Рис. IV.4. Схема насосной двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и попутным движением воды в подающей и обратной магистралях

1 — расширительный бак; 2, 3, 4, 5 — герметичная, циркуляционная, соединительная, сигнальная трубы расширительного бака; 6 — подающий магистральный трубопровод; 7 — воздухоотборник; 8 — нагревательный прибор; 9 — кран двойной регулировки; 10 — обратный трубопровод; 11 — насос; 12 — котел

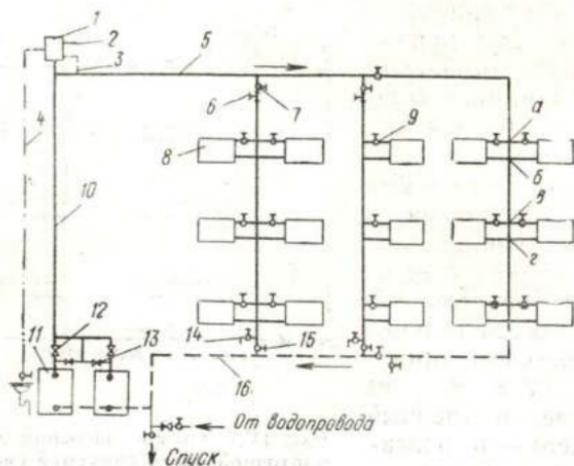


Рис. IV.5. Схема однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой, естественной циркуляцией и осевыми замыкающими участками

1 — расширительный бак; 2, 3, 4 — переливная, циркуляционная, сигнальная трубы расширительного бака; 5 — подающий магистральный трубопровод; 6 — тройник с пробкой; 7 и 15 — пробковый кран; 8 — нагревательный прибор; 9 — регулировочный кран; 10 — главный стояк; 11 — котел; 12 — задвижка; 13 — обратный клапан; 14 — спускной кран; 16 — обратный магистральный трубопровод

торные пробки нагревательных приборов верхнего этажа с присоединением в этом случае подводки к приборам через нижнюю радиаторную пробку. Такое присоединение обеспечивает лучшее удаление воздуха и циркуляцию воды через верхние приборы.

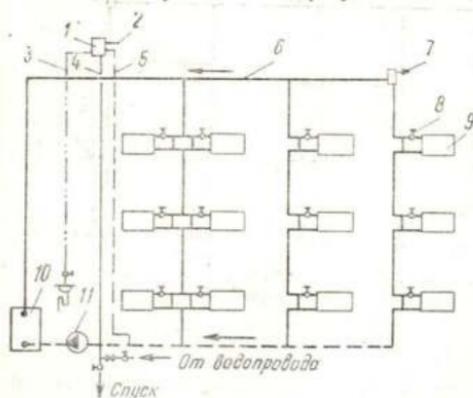


Рис. IV.6. Схема насосной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и смещенными замыкающими участками

1 — расширительный бак; 2, 3, 4, 5 — переливная, сигнальная, соединительная, циркуляционная трубы расширительного бака; 6 — трубопроводы; 7 — воздушник; 8 — регулировочный кран; 9 — нагревательный прибор; 10 — котел; 11 — насос

Однако следует отметить необходимость увеличения поверхности нагревательных приборов верхних этажей при подаче воды в приборы по схеме «снизу—вниз», поскольку в этом случае теплоотдача их понижается.

Воздух можно удалять через воздушные трубы и воздушник (рис. IV.3, б). Чтобы не нарушать расчетного гидравлического режима системы, необходимо исключить циркуляцию воды по воздушной линии, создав воздушный затвор (для этого перед воздушником трубу опускают петлей ниже горизонтальной воздухоотводящей линии).

На рис. IV.4 приведена схема насосной двухтрубной системы водяного отопления с попутным движением воды в подающей и сборной обратной магистралях.

Однотрубные вертикальные системы отопления с верхней разводкой. Схема однотрубной системы с верхней разводкой, естественной циркуляцией и осевыми замыкающими участками приведена на рис. IV.5. Вода из котла поступает в главный стояк, а из него — в подающую магистраль, откуда она распределяется по отдельным стоякам.

В точках *a* присоединения приборов верхнего этажа к стоякам часть воды из них направляется в нагревательные приборы, а часть — в осевые замыкающие участки. В точках *б* вода, охлажденная в приборах, смешивается с водой, поступающей по замыкающему участку. Далее вода поступает в точки *в* присоединения приборов нижележащего этажа, причем часть воды поступает в приборы, а другая часть — по замыкающему участку в точку *г*, где смешивается с водой, охлажденной в нагревательных приборах.

Проходя указанным образом через приборы всех этажей, вода постепенно охлаждается и из стояков направляется в обратную магистраль, а из нее — в котел.

Схема насосной однотрубной системы с верхней разводкой и смещенными замыкающими участками приведена на рис. IV.6. Смещение

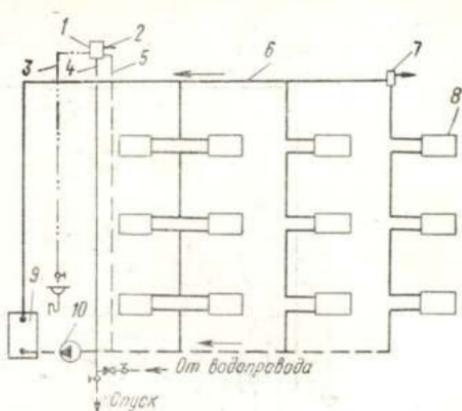


Рис. IV.7. Схема насосной однотрубной проточной нерегулируемой системы водяного отопления с верхней разводкой

1 — расширительный бак; 2, 3, 4, 5 — переливная, сигнальная, соединительная, циркуляционная трубы расширительного бака; 6 — трубопроводы; 7 — воздухоотборник; 8 — нагревательные приборы; 9 — котел; 10 — насос

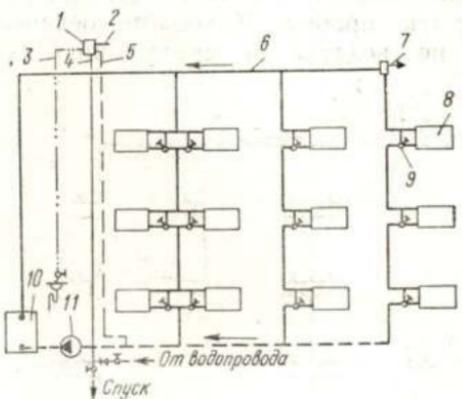


Рис. IV.8. Схема насосной однотрубной проточно-регулируемой системы водяного отопления с верхней разводкой и смещенными обходными участками с трехходовыми кранами

1 — расширительный бак; 2, 3, 4, 5 — переливная, сигнальная, соединительная, циркуляционная трубы расширительного бака; 6 — трубопроводы; 7 — воздухоотборник; 8 — нагревательные приборы; 9 — трехходовой кран; 10 — котел; 11 — насос

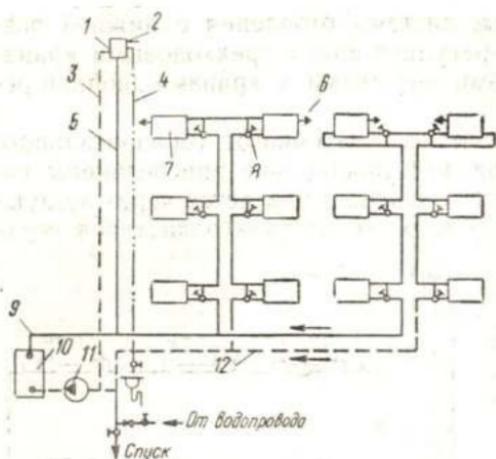


Рис. IV.9. Схема насосной однотрубной проточно-регулируемой системы водяного отопления с верхней разводкой и смещенными обходными участками с трехходовыми кранами

1 — расширительный бак; 2, 3, 4, 5 — переливная, циркуляционная, сигнальная, соединительная трубы расширительного бака; 6 — воздушный кран; 7 — нагревательный прибор; 8 — трехходовой кран; 9 — подающая магистраль; 10 — котел; 11 — насос; 12 — обратная магистраль

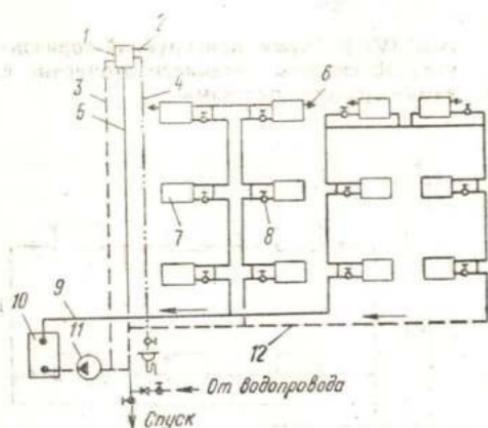


Рис. IV.10. Схема насосной однотрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и смещенными замыкающими участками

1 — расширительный бак; 2, 3, 4, 5 — переливная, циркуляционная, сигнальная, соединительная трубы расширительного бака; 6 — воздушный кран; 7 — нагревательный прибор; 8 — регулировочный кран; 9 — подающая магистраль; 10 — котел; 11 — насос; 12 — обратная магистраль

закрывающих участков в сторону приборов увеличивает поступление воды в нагревательные приборы, что приводит к уменьшению требуемой поверхности нагрева и создает необходимые условия для компенсации теплового удлинения стояков. Монтаж этих систем несколько сложнее. Увеличивается число фасонных частей и типоразмеров подводок.

Схема насосной однотрубной проточной нерегулируемой системы с верхней разводкой приведена на рис. IV.7. В такой системе вода, поступающая из подающей магистрали в стояки, последовательно проходит по всем приборам стояка. Кранов на подводках к приборам не устанавливают.

Схема насосной однотрубной проточно-регулируемой системы с верхней разводкой и смещенными обходными участками с трехходовыми кранами и приведена на рис. IV.8. Вода, поступающая в стояки, проходит последовательно через все приборы каждого стояка. В обходные участки вода поступает с помощью трехходовых кранов лишь в том случае, когда прибор надо выключить или уменьшить его теплоотдачу. Требуемая поверхность нагрева приборов в данном случае получается несколько меньше, чем в системах с замыкающими участками.

Однотрубные вертикальные системы отопления с нижней разводкой могут быть проточно-регулируемые с трехходовыми кранами (рис. IV.9) и с замыкающими участками и кранами двойной регулировки (рис. IV.10).

Стояки этих систем состоят из подъемного, горизонтального и опускного участков. К стоякам односторонне присоединены нагревательные приборы. Воздух из системы удаляется через воздушные краны, устанавливаемые в верхних пробках радиаторов верхних этажей.

Недостатки этих систем: увеличение требуемой поверхности нагрева приборов на подъемном участке стояка и более сложная эксплуатация.

В последнее время в жилищном строительстве наибольшее распространение получили системы водяного отопления с односторонним присоединением нагревательных приборов к стоякам. Стояки прокладываются на расстоянии 150 — 200 мм от края оконного откоса, такое решение позволило унифицировать узлы этажестояков и организовать обезличенную их заготовку (независимо от планировочных решений).

Однотрубные горизонтальные системы отопления с насосным побуждением. Такие системы бывают с замыкающими участками с возможным поэтажным и индивидуальным выключением и регулированием приборов (рис. IV.11) и проточные с возможным поэтажным регулированием приборов (рис. IV.12).

Преимущества однотрубных систем отопления заключаются в меньшем расходе труб, более простом монтаже, большей возможности унификации деталей

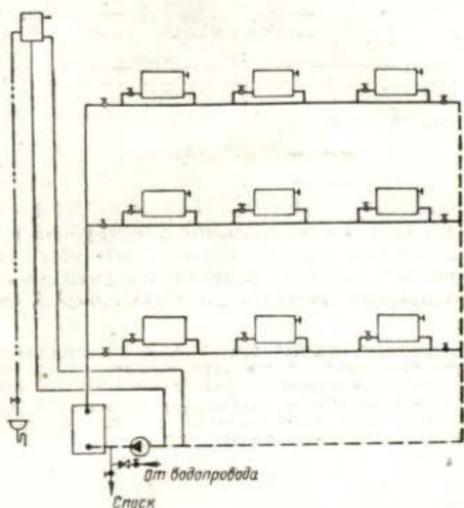


Рис. IV.11. Схема однотрубной горизонтальной системы водяного отопления с замыкающими участками

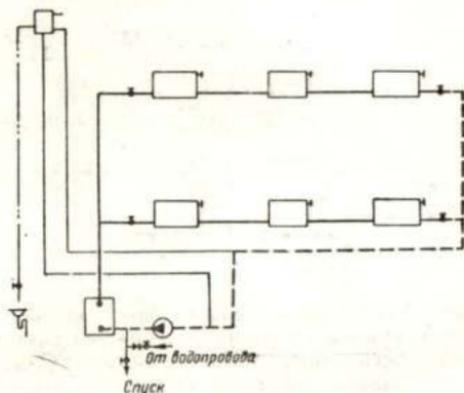


Рис. IV.12. Схема однотрубной горизонтальной проточной системы водяного отопления

трубопроводов, радиаторных узлов, а также более устойчивом тепловом и гидравлическом режиме работы.

К недостаткам следует отнести перерасход нагревательных приборов по сравнению с двухтрубными системами отопления.

Квартирные системы отопления. Схема квартирной системы отопления с верхней разводкой и прокладкой обратной магистрали ниже нагревательных приборов над полом или в каналах приведена на рис. IV.13.

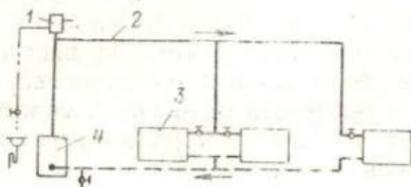


Рис. IV.13. Схема системы квартирного отопления с верхней разводкой

1 — расширительный бак; 2 — трубопроводы; 3 — нагревательные приборы; 4 — котел

Циркуляция воды в этих системах происходит вследствие остывания ее в нагревательных приборах и трубопроводах.

§ 23. УСТРОЙСТВА СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Устройства для наполнения и опорожнения систем. Если давление в водопроводной сети окажется недостаточным для заполнения водой системы водяного отопления, для подкачки воды в систему используют ручной насос. Его же применяют для откачки воды из нижних частей системы. На рис. IV. 14 приведена схема обвязки ручного насоса для наполнения системы отопления и спуска воды из нее.

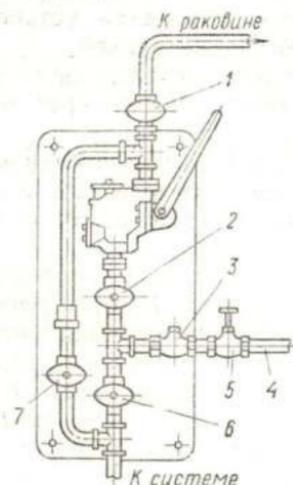


Рис. IV.14. Схема обвязки ручного насоса

1, 2, 6, 7 — краны; 3 — обратный клапан; 4 — водопровод; 5 — вентиль

Если система может быть заполнена водой помимо насоса, открывают вентиль 5 и кран 6, а краны 1, 2 и 7 закрывают. При питании системы при помощи насоса должны быть открыты вентиль 5

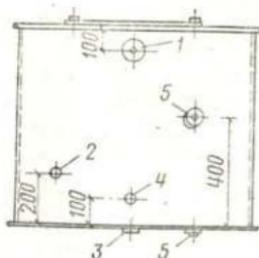


Рис. IV.15. Расширительный бак

1, 2, 3, 4 — штуцера труб переливной, сигнальной, соединительной, циркуляционной; 5 — штуцера реле уровня

и краны 2 и 7, а остальные краны закрыты. Между насосом и вентиляем 5 устанавливают обратный клапан 3 с целью устранения возможной утечки воды из системы в водопроводную сеть при понижении в ней давления. При спуске воды из системы краны 2, 6 и вентиль 5 закрывают и открывают краны 1 и 7.

При необходимости откачки воды из нижних частей системы, находящихся ниже уровня расположения раковины, вентиль 5 и кран 7 закрывают, а краны 1, 2 и 6 открывают.

Расширительный бак. Конструктивное оформление расширительного бака. Расширительные баки изготовляют цилиндрическими или прямоугольными из листовой стали толщиной 3—4 мм с соединением отдельных листов на сварке.

Верхняя часть бака снабжается герметичным люком с уплотнением резиновой прокладкой. Внутри и снаружи расширительный бак окрашивается масляной краской.

Расширительные баки устанавливают в утепленной будке на чердаке отапливаемого здания выше самой высокой точки системы отопления и покрывают тепловой изоляцией. Если установить расширительный бак на чердаке нельзя, его размещают в верхней части лестничной клетки.

Для обеспечения циркуляции воды в расширительном баке его присоединяют соединительной и циркуляционной трубами (рис. IV.15) к подающему трубопроводу системы с естественной циркуляцией или к обратному трубопроводу насосной системы (перед насосом с расстоянием между точками присоединения их не менее 2 м).

Переливные и сигнальные трубы выводят к раковине, размещенной в котельной. О высоте расположения уровня воды в расширительном баке можно судить и по показаниям манометра, установленного на трубопроводе системы отопления в котельной.

Переливная труба необходима для удаления воздуха из системы и отвода воды из расширительного бака при его переполнении в случае засорения сигнальной трубы.

Объем между уровнями присоединения к расширительному баку сигнальной и переливной труб считают его полезным объемом.

В системах с естественной циркуляцией через расширительный бак удаляется и воздух из сети.

Определение полезного объема расширительного бака. Требуемый полезный объем расширительного бака определяется приростом объема воды, заполняющей систему, при ее нагревании от 4 до 100° С. При 4° С плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, а при 100° С $\rho = 958,3 \text{ кг/м}^3$. Масса холодной воды, заполняющей систему, $m = V_{\text{сист}} \rho_x$. После нагревания масса воды останется той же, но она будет занимать больший объем, прирост которого и должен вместить расширительный бак: $m = (V_{\text{сист}} + V_{\text{р.б}}) \rho_r$. Отсюда объем расширительного бака

$$V_{\text{р.б}} = V_{\text{сист}} \left(\frac{\rho_x}{\rho_r} - 1 \right). \quad (\text{IV.1})$$

Подставляя в формулу (IV.1) числовые значения ρ_x и ρ_r , получим

$$V_{p.б} = V_{\text{спст}} \left(\frac{1000}{958,3} - 1 \right) = 0,045 V_{\text{спст}} \quad (\text{IV.2})$$

При определении объема воды в системе отопления объем воды в отдельных элементах ее на каждые 1000 Вт тепловой мощности можно принимать по табл. IV.1.

Таблица IV.1. Объем воды в элементах системы отопления

Элемент системы отопления	Объем воды, л. на 1000 Вт при перепаде температур воды в системе, °С	
	95—70	130—70
Чугунные радиаторы высотой 500 мм	8,6	6,5
То же, 1000 мм	20	16
Греющие бетонные панели	1,7	1,3
Ребристые трубы	5,6	4,3
Пластинчатые калориферы	0,43	0,43
Трубопроводы систем с естественной циркуляцией	14	—
То же, с искусственной циркуляцией	6,9	5
Котлы чугунные секционные	2,6	—
Котлы стальные жаротрубные	25	—

Диаметры труб, присоединенных к расширительному баку, можно принимать по табл. IV.2.

Таблица IV.2. Диаметры труб расширительного бака

Объем расширительного бака, л	Диаметры труб, мм			
	соединительной	циркуляционной	сигнальной	переливной
До 150	25	20	20	32
150—400	25	20	20	40
Более 400	32	25	20	50

Пример IV.1. Определить объем расширительного бака для насосной системы отопления с тепловой мощностью 350000 Вт. Нагревательные приборы — радиаторы М-140. Котлы чугунные секционные.

Решение. Объем расширительного бака по формуле (IV.2) должен быть равен:

$$V_{p.б} = 0,045 (V_1 + V_2 + V_3) = 0,045 (8,6 \cdot 350 + 6,9 \cdot 350 + 2,6 \times 350) = 284 \text{ л,}$$

где V_1 — объем воды в нагревательных приборах, л; V_2 — то же, в трубопроводах, V_3 — то же, в котле.

Принимаем к установке типовой расширительный бак марки 6Е010 с полезным объемом 397 л.

Влияние места присоединения расширительного бака на работу системы отопления. Как было указано ранее, в насосных системах отопления расширительный бак присоединяют к обратному трубопроводу перед циркуляционным насосом. Рассмотрим возможность присоединения его к подающей магистрали (рис. IV.16).

При бездействии насоса давления составят: в точке присоединения расширительного бака O

$$p_O = p_a + \rho g h_0;$$

в точке A

$$p_A = p_a + \rho g h_1;$$

в точке B

$$p_B = p_a + \rho g h_0,$$

где p_a — атмосферное давление (расширительный бак сообщается с атмосферой); $\rho g h_0$ — гидростатическое давление столба воды высотой h_0 и плотностью ρ , кг/м³, в точках O и B ; $\rho g h_1$ — гидростатическое давление в точке A .

При работе насоса уровень воды в расширительном баке остается неизменным, поскольку к точке O в единицу времени поступает такое же количество воды, какое от нее отводится. Таким образом, давление в точке O будет неизменным и равным:

$$p_O = p_a + \rho g h_0;$$

давление в точке A составит:

$$p_A = p_a + \rho g h_1 + \Sigma (Rl + Z)_{AO},$$

где $\Sigma (Rl + Z)_{AO}$ — потеря давления на преодоление сопротивления трения (Rl) и местных сопротивлений (Z) на участке AO ;

давление в точке B составит:

$$p_B = p_a + \rho g h_0 - \Sigma (Rl + Z)_{OB},$$

где $\Sigma (Rl + Z)_{OB}$ — потери давления на преодоление сопротивления трения и местных сопротивлений на участке OB .

Из последнего выражения видно, что если $\rho g h_0 < \Sigma (Rl + Z)_{OB}$, то давление в точке B будет ниже атмосферного и при температуре воды 90—95° С возможно вскипание воды и разрыв струи, что вызовет нарушение нормальной циркуляции воды.

Поднимая расширительный бак, можно добиться, чтобы гидростатическое давление $\rho g h_0$ было больше $\Sigma (Rl + Z)_{OB}$, и в этом случае расширительный бак допустимо присоединять к подающей магистрали.

В связи с этим для обеспечения во всех точках насосной системы давления выше атмосферного расширительный бак всегда присоединяют к обратной магистрали перед всасывающим патрубком насоса (рис. IV.17). При таком присоединении бака под всасывающим

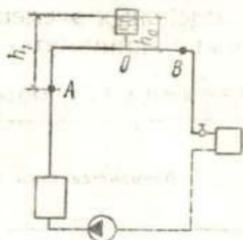


Рис. IV.16. Присоединение расширительного бака в насосных системах отопления к подающей магистрали

действием насоса окажется только участок трубопровода *ОА* (от точки постоянного давления до центра насоса), на котором потери на преодоление сопротивлений будут незначительными и всегда меньшими, чем гидростатическое давление для всех точек этого участка.

Циркуляционные насосы. Циркуляционный насос в насосных системах водяного отопления предназначен только для перемещения воды по трубопроводам (создания циркуляционного давления).

Массу воды, перемещаемой насосом, G , кг/ч, определяют по формуле

$$G = \frac{3,6Q}{4,187(t_r - t_o)} \quad (IV.3)$$

где Q — тепловая мощность системы, Вт; t_r — температура горячей воды, °С; t_o — температура обратной воды, °С;

Объем V , м³/ч, перемещаемой насосом воды

$$V = G/\rho, \quad (IV.4)$$

где ρ — плотность воды, кг/м³.

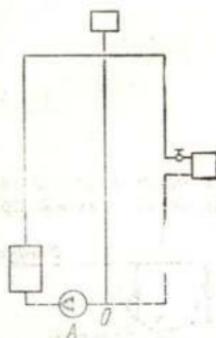


Рис. IV.17. Присоединение расширительного бака к обратной магистрали перед насосом

Циркуляционное давление, создаваемое насосом, определяют согласно расчету, приведенному в гл. V.

В качестве циркуляционных применяют в основном центробежные насосы. Однако эти насосы характеризуются большой подачей и одновременно создают большое давление. Поэтому их наиболее целесообразно устанавливать в котельных, обслуживающих несколько зданий. При работе на малых давлениях такие насосы имеют низкий КПД.

В связи с этим для систем отдельных зданий рекомендуется применять диагональные насосы ЦНИПС, создающие при большой подаче небольшие циркуляционные давления. Эти насосы имеют незначительные габаритные размеры и монтируются непосредственно на трубопроводах в горизонтальном или вертикальном положении (рис. IV.18).

В котельных, как правило, устанавливают два насоса (один рабочий, другой резервный). Во избежание передачи шума в помещения отапливаемого здания фундаменты, на которых устанавливают центробежные насосы, не следует жестко связывать со строительными конструкциями. Насосы включают в обратную магистраль перед котлами и снабжают обводной линией, позволяющей регулировать их работу. Наличие обводной линии дает возможность при остановке насоса обеспечивать незначительную естественную циркуляцию воды в системе. Схема установки центробежных насосов приведена на рис. IV.19.

Зная необходимую подачу и расчетное давление, подбирают циркуляционный насос по рабочим характеристикам или по каталогам заводов-изготовителей.

Подачу, давление и мощность насоса при несовпадении их с данными завода-изготовителя пересчитывают по формулам:

$$G_1 = G \frac{n_1}{n}; \quad (IV.5)$$

$$p_1 = p \left(\frac{n_1}{n} \right)^2; \quad (IV.6)$$

$$N_1 = N \left(\frac{n_1}{n} \right)^3, \quad (IV.7)$$

где G , p и N — подача, давление и мощность насоса при частоте вращения вала n ; G_1 , p_1 и N_1 — требуемые подача, давление и мощность насоса при частоте вращения вала n_1 .

Иногда частота вращения вала подобранного центробежного насоса не совпадает с частотой вращения электродвигателя. В этом случае следует применять клиноременную передачу. Диаметры шкивов электродвигателя и насоса определяют из равенства $d_n n_n = p d_s n_s$:

$$d_n / d_s = n_s / n_n. \quad (IV.8)$$

Мощность электродвигателя для циркуляционного насоса определяют по формуле

$$N = \frac{Vp}{3600 \cdot 1000 \eta_n \eta_{р.п}}, \quad (IV.9)$$

где N — мощность, потребляемая насосом, кВт; V — количество воды, перемещаемой насосом, м³/ч; p — давление, создаваемое насосом, Па; η_n — КПД насоса; $\eta_{р.п}$ — КПД клиноременной передачи, принимаемый равным 0,96.

При установке насоса на одном валу с электродвигателем установочная мощность электродвигателя определяется по формуле

$$N_y = K_1 N,$$

где K_1 — коэффициент запаса, принимаемый в зависимости от мощности электродвигателя N :

N , кВт	. . . < 0,5	0,5—1	1,01—2	2,01—5	> 5
K_1 1,5	1,3	1,2	1,15	1,1

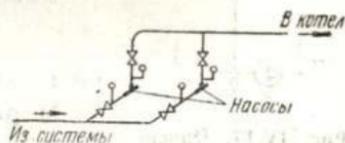


Рис. IV.18. Схема установки насосов ЦНИПС.

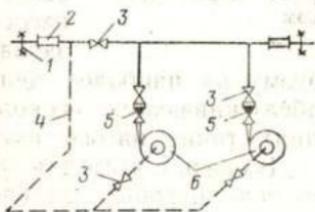


Рис. IV.19. Схема установки центробежных циркуляционных насосов

1 — неподвижная опора; 2 — виброизолирующая вставка; 3 — задвижка; 4 — обратная магистраль из системы отопления; 5 — обратный клапан; 6 — насос

§ 24. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления с естественной циркуляцией могут применяться для зданий небольшой протяженности и в том случае, если отсутствует централизованное теплоснабжение и в дальнейшем не предполагается его устройство.

Радиус действия систем с естественной циркуляцией следует принимать не более 30 м при расстоянии от середины высоты котла до середины нижнего нагревательного прибора не менее 3 м. В системах квартирного водяного отопления с естественной циркуляцией в связи с большим охлаждением воды в трубопроводах допускается установка генератора тепла и нагревательных приборов на одном уровне.

Как правило, следует применять системы водяного отопления с искусственной циркуляцией. Диаметры труб в насосных системах благодаря большому давлению, создаваемому насосом, значительно меньше, чем в системах водяного отопления с естественной циркуляцией, и радиус их действия велик. Стоимость устройства насосных систем отопления меньше, чем систем с естественной циркуляцией.

Применение систем водяного отопления целесообразно в жилых, общественных и промышленных зданиях (прил. 6 СНиП II-33-75). Двухтрубные системы с верхней разводкой рекомендуется применять в зданиях с числом этажей до трех включительно. Однотрубные вертикальные системы с осевыми или смещенными замыкающими участками рекомендуется применять в зданиях с числом этажей более трех. Однотрубные вертикальные проточные регулируемые и нерегулируемые системы можно применять независимо от этажности здания. Однотрубные вертикальные системы с нижней разводкой рекомендуется применять в бесчердачных зданиях, однотрубные горизонтальные системы — в случае необходимости поэтажного выключения системы отопления здания.

Системы с попутным движением теплоносителя следует проектировать при невозможности увязки потерь давления в отдельных кольцах систем отопления.

Температуру воды в системах водяного отопления принимают в зависимости от назначения помещений в соответствии со СНиП II-33-75.

§ 25. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ

Экономические требования к системам отопления заключаются в минимуме затрат средств на их устройство и эксплуатацию.

Наиболее важными показателями каждой системы являются расход металла и затраты труда.

В насосных системах благодаря в несколько раз большему, чем в системах с естественной циркуляцией, циркуляционному давлению сечение магистральных труб в 3—4 раза меньше, чем в последних.

Расходы на эксплуатацию насосных систем отопления и систем с естественной циркуляцией отличаются на величину стоимости электроэнергии, потребляемой циркуляционными насосами. Поскольку первоначальная стоимость насосных систем меньше стоимости систем с естественной циркуляцией, расходы на ее амортизацию меньше.

В табл. IV.3 сравниваются расход радиаторов, расход труб и затраты на монтаж для насосных систем водяного отопления различных видов.

Таблица IV.3. Техничко-экономические показатели насосных систем водяного отопления различных видов

Система водяного отопления	Расход радиаторов	Расход труб по массе	Трудовые затраты на монтаж
Двухтрубная с разводкой:			
верхней	100	100	100
нижней и воздушными кранами у приборов	100	95	102
нижней с воздушными трубами	100	105	102
Однотрубная с осевыми замыкающими участками без сжимов	115,6	93	91
То же, со сжимами	108,5	91	92
Однотрубная проточно-регулируемая вертикальная с нижней разводкой магистралей, с односторонним присоединением приборов	99,5	91	91
Однотрубная проточная нерегулируемая	98	91	70
Горизонтальная проточная с воздухоотводными трубами	98	128	75
То же, с воздушными кранами	98	116	60
Однотрубная вертикальная с одним смещенным замыкающим участком	107	93	103
То же, с двумя замыкающими участками	108	96	135

Примечания: 1. В таблице не учтено уменьшение расхода радиаторов благодаря теплу, поступающему в помещение от труб при открытой прокладке.

2. Таблица составлена по материалам сравнения систем четырех-пятиэтажных жилых зданий инженерами В. Б. Белоусовым и Ф. С. Михайловым.

Глава V. РАСЧЕТ ТЕПЛОПРОВОДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 26. ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ В СИСТЕМАХ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В замкнутом, полностью заполненном водой контуре трубопроводов системы отопления передача тепла от источника к нагревательным приборам происходит благодаря регулярной циркуляции воды. Циркуляционное движение поддерживается силами, которые в гидравлическом расчете определяются как циркуляционное давление. В системах водяного отопления помимо естественного циркуляционного давления, возникающего в связи с разностью плотностей воды, может быть создано искусственное циркуляционное давление с помощью насоса, элеватора или другого побудителя циркуляции.

Естественное циркуляционное давление от охлаждения воды в нагревательных приборах. Изменения температуры воды в системе происходят в основном в тепловом пункте, где вода нагревается, и в нагревательных приборах, где она охлаждается. В связи с этим часть трубопроводов системы от теплового пункта до нагревательных приборов постоянно заполнена нагретой водой, а от приборов до теплового пункта — охлажденной, несмотря на то что вода непрерывно движется в замкнутом контуре трубопроводов.

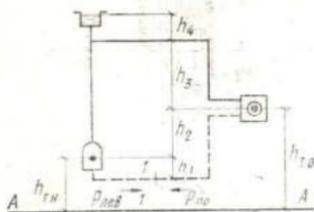


Рис. V.1. Схема к определению естественного циркуляционного давления для простейшей системы водяного отопления

На примере простейшей схемы (рис. V.1) определим значение возникающего естественного (гравитационного) циркуляционного давления $\Delta p_{\text{цир}}$, Па. В подающем трубопроводе, обозначенном сплошной линией, вода имеет температуру $t_{\text{г}}$, °С, и плотность $\rho_{\text{г}}$, кг/м³. Трубопровод с охлажденной водой температуры $t_{\text{о}}$ и плотностью $\rho_{\text{о}}$ обозначен на схеме пунктиром. Взаимное расположение отдельных элементов системы отопления показано на схеме высотами h_1 , h_2 , h_3 и h_4 . Принято, что нагрев воды происходит в середине котла, охлаждение ее — в середине нагревательного прибора; вода в трубопроводах не охлаждается.

Определим гидростатические давления воды, действующие на сечение I—I обратной магистрали справа и слева. Разностью этих давлений будет избыточное циркуляционное давление, под влиянием которого происходит движение воды в замкнутом контуре трубопроводов системы.

Давление столба воды справа

$$p_{\text{спр}} = g (h_1 \rho_{\text{о}} + h_2 \rho_{\text{о}} + h_3 \rho_{\text{г}} + h_4 \rho_{\text{г}}). \quad (V.1)$$

Давление столба воды слева

$$\rho_{\text{лев}} = g (h_1 \rho_0 + h_2 \rho_r + h_3 \rho_r + h_4 \rho_r). \quad (\text{V.2})$$

Разность между ними

$$\Delta p_e = \rho_{\text{сп}} - \rho_{\text{лев}} = g h_2 (\rho_0 - \rho_r). \quad (\text{V.3})$$

Отсюда следует, что располагаемое естественное циркуляционное давление равно произведению ускорения свободного падения, м/с^2 , на расстояние по вертикали между точками нагрева и охлаждения воды, м , и разность плотностей нагретой и охлажденной воды, кг/м^3 .

Если ввести произвольную плоскость отсчета высот AA (см. рис. V.1) и обозначить высоту точки охлаждения нагреватель-

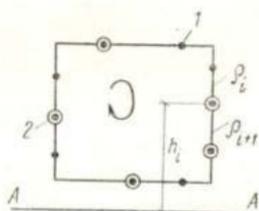


Рис. V.2. Схема к определению естественного циркуляционного давления для общего случая произвольного расположения в контуре системы точек нагрева 1 и охлаждения 2

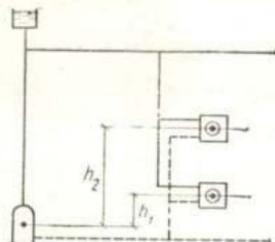


Рис. V.3. Схема к определению естественного циркуляционного давления для двухтрубной системы отопления

ного прибора $h_{\text{т.о}}$ и высоту точки нагрева в тепловом узле $h_{\text{т.н}}$, то, имея в виду, что $h_2 = h_{\text{т.о}} - h_{\text{т.н}}$, равенство (V.3) можно записать в виде:

$$\Delta p_e = g (h_{\text{т.о}} - h_{\text{т.н}}) (\rho_0 - \rho_r) = g [h_{\text{т.о}} (\rho_0 - \rho_r) + h_{\text{т.н}} (\rho_r - \rho_0)], \quad (\text{V.4})$$

т. е. располагаемое циркуляционное давление равно ускорению свободного падения, умноженному на сумму произведений высот точек охлаждения и нагрева на разность плотностей воды после и до этих точек, считая по направлению движения воды. Это определение можно распространить и на общий случай, когда в замкнутом контуре трубопровода произвольно расположено несколько точек нагрева и охлаждения (рис. V.2). В этом общем случае гравитационное циркуляционное давление Δp_e можно выразить уравнением

$$\Delta p_e = g \sum_1^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i). \quad (\text{V.5})$$

Таким образом, гравитационное циркуляционное давление в замкнутом контуре трубопроводов с произвольно расположенными в нем

точками нагрева и охлаждения равно ускорению свободного падения, умноженному на сумму произведений высот отдельных точек нагрева и охлаждения над произвольно принятым уровнем отсчета на разность плотностей воды после и перед этими точками по направлению циркуляции воды в контуре.

При определении гравитационных давлений в расчетах, не требующих высокой точности, можно воспользоваться следующим упрощением. Разность плотностей воды при температурах 95 и 70° С равна 15,91 кг/м³. В обычном для систем водяного отопления диапазоне температур можно принять линейную зависимость между плотностью и температурой, считая, что изменению температуры на 1° С соответствует изменение плотности на $15,91:25 = 0,64$ кг/(м³·°С). Тогда вместо $\Delta\rho = \rho_1 - \rho_2$ можно ввести в расчет $\Delta t = t_2 - t_1$, имея в виду, что

$$g(\rho_1 - \rho_2) = 9,81 \cdot 0,64 (t_2 - t_1) = 6,2 (t_2 - t_1) = \beta (t_2 - t_1). \quad (V.6)$$

где значение β зависит от параметров теплоносителя.

В инженерных расчетах такая замена допустима и может значительно облегчить расчет.

Определение $\Delta\rho_e$ в двухтрубных системах отопления. В двухтрубных системах нагревательные приборы соединены по теплоносителю параллельно. К прибору каждого этажа подходит вода с параметрами t_r и ρ_r , а от прибора уходит с параметрами t_o и ρ_o (рис. V.3). Циркуляционное кольцо через прибор каждого этажа имеет свое значение $\Delta\rho_e$ вследствие разной высоты расположения его над центром котла.

Для прибора I этажа

$$\Delta\rho_{eI \text{ эт}} = gh_1 (\rho_o - \rho_r); \quad (V.7)$$

для прибора II этажа

$$\Delta\rho_{eII \text{ эт}} = gh_2 (\rho_o - \rho_r). \quad (V.8)$$

Значение h_1 меньше значения h_2 , поэтому и $\Delta\rho_{eI \text{ эт}}$ меньше $\Delta\rho_{eII \text{ эт}}$.

Таким образом, значения располагаемого давления $\Delta\rho_e$ в циркуляционных кольцах двухтрубных систем различны и зависят от расположения нагревательных приборов относительно точки нагрева в тепловом пункте. С этим обстоятельством связаны трудность гидравлической увязки циркуляционных колец приборов разных этажей, а также возможность разрегулировки, гидравлической и тепловой неустойчивости двухтрубных систем. По этой причине применение двухтрубных систем с верхней разводкой ограничено зданиями до четырех этажей и установка приборов ниже точки нагрева в тепловом пункте не допускается.

Определение $\Delta\rho_e$ в однотрубных системах отопления. В однотрубных системах нагревательные приборы соединены по теплоносителю последовательно, поэтому каждый последующий прибор по-

лучает воду с более низкой температурой и большей плотностью, чем предыдущий (рис. V.4).

Обычно в качестве основного рассматривают контур через участки стояка и замыкающие участки приборов. Чтобы определить Δp_e в контуре, нужно вычислить температуру воды на всех участках. Для вычисления температуры теплоносителя на участках стояка между нагревательными приборами смежных этажей нужно знать доли их теплоотдачи q в общей теплоотдаче стояка, которая принимается за единицу:

$$q_1 + q_2 + \dots = 1. \quad (V.9)$$

Перепады температуры на участках стояка между точками смешения воды, выходящей из приборов и идущей по стояку, пропорциональны долям q теплоотдачи приборов. В данном случае (см. рис. V.4) при общей теплоотдаче стояка, соответствующей полному перепаду температур $t_r - t_o$, долям теплоотдачи для прибора I этажа соответствует перепад $\Delta t_1 = q_1 (t_r - t_o)$, а для прибора II этажа — перепад $\Delta t_2 = q_2 (t_r - t_o)$. Поскольку задание двухэтажное, неизвестной является только температура на участке стояка между нагревательными приборами, равная температуре смеси $t_{см}$ воды, идущей по стояку, с водой, поступающей из прибора II этажа (на рисунке этот участок обозначен жирной линией). Согласно последнему уравнению, температура $t_{см}$ может быть вычислена из формулы $\Delta t_2 = t_r - t_{см} = q_2 (t_r - t_o)$:

$$t_{см} = t_r - q_2 (t_r - t_o). \quad (V.10)$$

В общем случае при большом числе приборов на стояке температура смеси воды $t_{см,x}$ в произвольном сечении x стояка между смежными приборами будет равна:

$$t_{см,x} = t_r - \Sigma q (t_r - t_o), \quad (V.11)$$

где Σq — доля теплоотдачи всех верхних приборов до сечения x в общей теплоотдаче стояка.

Зная температуру смеси $t_{см}$, легко установить значение гравитационного циркуляционного давления. Для этого можно воспользоваться способом сопоставления столбов воды, как это было сделано в простейшем случае в формулах (V.1)—(V.3), и тогда

$$\Delta p_e = gh_1 (\rho_o - \rho_r) + gh_2 (\rho_{см} - \rho_r), \quad (V.12)$$

или общей формулой (V.5), и тогда

$$\Delta p_e = g (h_1 + h_2) (\rho_{см} - \rho_r) + gh_1 (\rho_o - \rho_{см}). \quad (V.13)$$

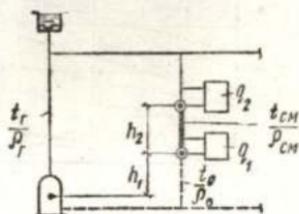


Рис. V.4. Схема к определению естественного циркуляционного давления для однотрубной системы отопления

Легко убедиться, что эти формулы приводят к одинаковому результату. Особенность однотрубных систем состоит в том, что значение Δp_e одно для всего стояка и прямо не связано с отдельными приборами. Это облегчает гидравлическую увязку отдельных колец системы. Во время работы система устойчива в гидравлическом и тепловом отношении. Для однотрубной системы нет ограничений в расположении приборов ниже точки нагрева и в применении ее в зависимости от этажности здания.

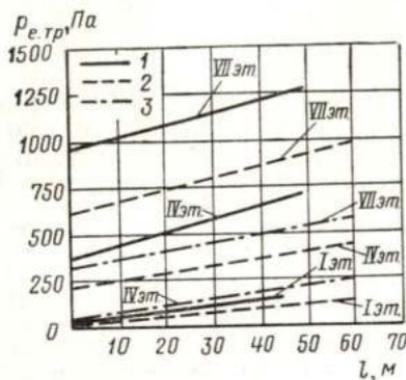


Рис. V.5. График для определения дополнительного гравитационного давления $\Delta p_{e,тр}$ от охлаждения воды в трубопроводах системы (l — горизонтальное расстояние от главного стояка до расчетного)

1 — двухтрубной с естественной циркуляцией; 2 — двухтрубной с искусственной циркуляцией; 3 — однотрубной с искусственной циркуляцией

Дополнительное гравитационное давление от охлаждения воды в трубопроводах. Кроме понижения температуры воды в нагревательных приборах наблюдается дополнительное ее охлаждение по длине трубопроводов системы. Изменение температуры в трубопроводах создает дополнительное гравитационное давление $\Delta p_{e,тр}$. Его можно подсчитать, пользуясь общей формулой (V.5), если предположить, что охлаждение по длине каждого участка трубопровода сосредоточено в его центре, как в точке охлаждения (см. рис. V.2). Тогда

$$\Delta p_{e,тр} = g \sum_{i=1}^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i), \quad (V.14)$$

где индекс i обозначает номер условных точек охлаждения в середине участков трубопровода. Обычно величину $\Delta p_{e,тр}$ не рассчитывают, а определяют по таблицам или графикам. Приводим один из таких графиков (рис. V.5), составленный П. Ю. Гамбургом. Дополнительное давление от охлаждения воды в трубах важно учитывать при расчете небольших систем с естественной циркуляцией воды. В квартирных системах отопления циркуляция воды происходит в основном под влиянием $\Delta p_{e,тр}$, поскольку в этих системах нагревательные приборы обычно не удается расположить выше точки нагрева воды.

В системах с нижней разводкой дополнительное давление от охлаждения воды в трубах невелико, поэтому его обычно не учитывают.

Расчетное циркуляционное давление в системах водяного отопления. В системах с естественной циркуляцией расчетное циркуляционное давление $\Delta p_{p,ц}$ определяется только гравитационными силами, поэтому оно равно:

$$\Delta p_{p,ц} = \Delta p_e + \Delta p_{e,тр}. \quad (V.15)$$

В системах с искусственным побуждением (насосные системы) $\Delta p_{p.d}$ определяется по формуле

$$\Delta p_{p.d} = \Delta p_n + B (\Delta p_e + \Delta p_{e,тр}), \quad (V.16)$$

где Δp_n — давление, создаваемое побудителем циркуляции (насосом или элеваторм); исходя из технико-экономических расчетов его рекомендуется принимать при обычной протяженности колец системы (около 120 м) равным 10 000—12 000 Па; для систем произвольной протяженности его можно приближенно принимать равным:

$$\Delta p_n = 80 \Sigma l, \quad (V.17)$$

где Σl — сумма длин участков расчетного кольца.

Коэффициент B в формуле (V.16) определяет долю максимального гравитационного давления, которую целесообразно учитывать в расчетных условиях. В нормах рекомендуется для двухтрубных систем принимать коэффициент B равным 0,4—0,5, для однострубных систем — $B = 1$.

Пример V.1. Определить расчетное циркуляционное давление для различных видов систем водяного отопления ($t_r = 95^\circ \text{C}$ и $t_o = 70^\circ \text{C}$) в двухэтажном здании.

Решение. 1. Для двухтрубной системы с естественной циркуляцией (см. рис. V.3) имеем: $h_1 = 2,25$ м; $h_2 = 5,25$ м.

Значения Δp_e для I и II этажей по формулам (V.3) и (V.6) составят:

$$\Delta p_{eIэт} = 2,25 \cdot 6,2 (95 - 70) = 350 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{eIIэт} = 5,25 \cdot 6,2 (95 - 70) = 830 \text{ Па}.$$

При расстоянии до расчетного стояка 10 м по графику на рис. V.5 $\Delta p_{e,тр} \approx 100$ Па, поэтому

$$\Delta p_{p.d Iэт} = 350 + 100 = 450 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{p.d IIэт} = 830 + 100 = 930 \text{ Па}.$$

Разница в циркуляционных давлениях для колец через приборы II и I этажей составляет $930 - 450 = 480$ Па.

2. Для однострубной системы с естественной циркуляцией (см. рис. V.4) имеем $h_1 = 2$ м; $h_2 = 3$ м. Теплоотдача стояка 2200 Вт, а прибора II этажа 1200 Вт, поэтому доля теплоотдачи прибора II этажа $q_2 = 1200/2200 = 0,545$.

По формуле (V.10) имеем:

$$t_{см} = 95 - 0,545 (95 - 70) = 95 - 13,6 = 81,4^\circ \text{C}.$$

Далее по формуле (V.13) с заменой $g\Delta p$ на Δt получим

$$\Delta p_e = (2 + 3) 6,2 (95 - 81,4) + 2 \cdot 6,2 (81,4 - 70) = 560 \text{ Па}.$$

По графику на рис. V.5 $\Delta p_{e,тр} \approx 50$ Па, тогда

$$\Delta p_{p.d} = 560 + 50 = 610 \text{ Па}.$$

3. Для систем с искусственным побуждением при длине расчетного циркуляционного кольца $\Sigma l = 100$ м по формуле (V.17):

$$\Delta p_n = 80 \cdot 100 = 8000 \text{ Па}.$$

Тогда по формуле (V.16) в двухтрубной системе для прибора I этажа при $\Delta p_{e,тр} \approx 40$ Па и $B = 0,5$:

$$\Delta p_{p.d} = 8000 + 0,5 (350 + 40) = 8195 \text{ Па}.$$

В однострубной системе при $\Delta p_{e,тр} \approx 20$ Па и $B = 1$:

$$\Delta p_{p.d} = 8000 + 1 (560 + 20) = 8580 \text{ Па}.$$

§ 27. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОПРОВОДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Трубопроводы в системе отопления выполняют важную функцию распределения теплоносителя по отдельным нагревательным приборам. Они являются как бы теплопроводами, задача которых состоит в передаче определенного расчетом количества тепла каждому прибору. В водяных системах количество принесенного теплоносителем тепла зависит от его расхода и перепада температуры при охлаждении воды в приборе. Обычно при расчете задают общий для системы перепад температуры теплоносителя и стремятся к тому, чтобы в двухтрубных системах этот перепад был выдержан для всех приборов и для системы в целом, в однострубных системах — для всех стояков. При известном перепаде температуры теплоносителя по трубопроводам системы к каждому нагревательному прибору должен быть подведен определенный расчетом расход воды.

Существует метод расчета системы «по скользящему температурному перепаду», при котором перепад температуры в отдельных элементах системы может быть разным. Такой метод расчета обеспечивает полную гидравлическую увязку по кольцам, так как учитывает фактическое распределение теплоносителя по конструктивно принятым элементам системы отопления, при этом перепад температуры по отдельным стоякам не должен превышать 15% перепада в системе. Применяется этот метод расчета для однострубных систем отопления при стремлении максимально унифицировать конструктивные элементы стояков.

Система отопления представляет собой сильно разветвленную и сложно закольцованную сеть трубопроводов, по каждому участку которой должно проходить расчетное количество воды. Проведение точного расчета такой сети является сложной гидравлической задачей, связанной с решением системы из большого числа нелинейных уравнений, в которые неизвестное входит в степени, изменяющейся от 1 до 2. В инженерной практике эта задача решается методом подбора.

Провести гидравлический расчет сети трубопроводов системы отопления (с учетом располагаемых циркуляционных давлений) — это значит так подобрать диаметры отдельных участков, чтобы по ним проходили расчетные расходы теплоносителя. Расчет ведется подбором с выбором диаметров по имеющемуся сортаменту труб, поэтому он всегда связан с некоторой погрешностью. Для различных систем и отдельных их элементов допускаются определенные невязки, которые должны быть выдержаны в расчете.

Потери давления на участках трубопроводов. Движение воды в трубопроводах происходит от сечений с большим давлением к сечениям с меньшим давлением. Давление теряется на преодоление сопротивления трения по длине труб и местных сопротивлений. В системах водяного отопления доля потерь на трение и в местных сопротивлениях примерно одного порядка, поэтому их необходимо

одинаково полно учитывать в гидравлическом расчете. В системе отопления вода циркулирует по замкнутому контуру. Согласно уравнению Бернулли, разность давлений Δp на протяжении произвольного контура трубопровода системы должна быть равна сумме гидравлических потерь на трение $\Delta p_{\text{тр}}$ и в местных сопротивлениях $\Delta p_{\text{м.с.}}$:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с.}} \quad (\text{V.18})$$

Трубопроводы систем отопления характеризуются широким диапазоном гидравлических режимов движения теплоносителя на отдельных участках. Эта режимная особенность и специфика расчета систем отопления заставляют остановиться на определении $\Delta p_{\text{тр}}$ и $\Delta p_{\text{м.с.}}$, имея в виду, что эти вопросы в общей постановке рассматриваются в курсе гидравлики.

Потери давления на трение $\Delta p_{\text{тр}}$ по длине l трубопровода диаметром d определяются по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{d} l \frac{v^2}{2} \rho, \quad (\text{V.19})$$

где λ — коэффициент потерь давления на трение, или сокращенно — коэффициент трения, величина безразмерная; v — скорость движения воды, м/с; ρ — плотность воды, кг/м³; $\frac{v^2}{2} \rho$ — динамическое давление потока.

Коэффициент трения λ , как это видно из формулы (V.19), численно равен отношению диаметра трубы к ее протяженности, на которой на преодоление сопротивления трению теряется давление, равное динамическому давлению потока.

Во Всесоюзном теплотехническом институте инж. Г. А. Муриным специальными испытаниями стальных труб, в том числе длительное время работавших в системах отопления и теплоснабжения, были получены результаты, которые в настоящее время положены в основу таблиц и номограмм для расчета систем отопления. Эти испытания подтвердили общую зависимость коэффициента трения λ от критерия Рейнольдса $Re = vd/\nu$ и относительной шероховатости труб k/d :

$$\lambda = f(Re, k/d), \quad (\text{V.20})$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости; k — абсолютная шероховатость внутренней поверхности труб; опыты показали, что для труб систем водяного отопления $k = 0,2$ мм.

Общая картина движения воды в трубах систем отопления с учетом экспериментов Г. А. Мурина выглядит следующим образом.

Весь диапазон зависимости λ от Re можно разбить на четыре характерные области:

1) область ламинарного режима движения, когда $Re_1 < 2000$, — значение λ зависит только от числа Re , и эта зависимость определяется формулой Пуазейля:

$$\lambda = 64/Re_1; \quad (\text{V.21})$$

2) область гидравлически гладких труб (ламинарный пограничный слой закрывает шероховатость внутренней поверхности

трубы) — λ также зависит только от числа Re . Формула Г. А. Мурина для этой области движения имеет вид:

$$\lambda = 1,01 / (\lg Re)^{2,5}; \quad (V.22)$$

3) переходная область (трубы диаметром до 200 мм), когда значение числа Re_2 определяется формулой

$$Re_2 = 0,367 (d/k)^{1,56}. \quad (V.23)$$

В переходной области движения λ зависит от Re и k/d и определяется формулой

$$\lambda = 0,343 (d/k)^{-0,125} Re^{-0,17}. \quad (V.24)$$

Переходная область заканчивается границей, которой соответствует число Re_3 , равное:

$$Re_3 = 150d/k. \quad (V.25)$$

Формулы для переходной области были предложены М. И. Киссиным;

4) область шероховатых труб, когда $Re > Re_3$ (ламинарный пограничный слой не закрывает шероховатости внутренней поверхности трубы); опыты ВТИ подтвердили формулу Никурадзе, которую в принятых здесь обозначениях можно записать в виде:

$$\lambda = \frac{1}{(1,14 + 2 \lg d/k)^2}. \quad (V.26)$$

Режим работы систем водяного отопления в основном соответствует переходной области движения. Учитывая сложность расчета потерь давления на трение по формулам, обычно пользуются таблицами или номограммами. Потери давления на трение $\Delta p_{тр}$ определяют по выражению

$$\Delta p_{тр} = Rl, \quad (V.27)$$

где R — удельные потери давления на трение (отнесенные к 1 м длины трубы).

Значение R очевидно из формулы (V.19). Таблица для определения значения удельных потерь давления на трение R , Па/м, в зависимости от скорости v , м/с, или расхода G , кг/ч, воды, протекающей по трубам различного диаметра d , мм, приведена в прил. 7.

Потери давления в местных сопротивлениях $\Delta p_{м.с}$ обычно обозначают буквой Z . Величину Z можно определить по формуле

$$Z = \Sigma \xi \frac{v^2}{2} \rho, \quad (V.28)$$

где ξ — коэффициент потерь давления в местном сопротивлении, или сокращенно коэффициент местного сопротивления.

Коэффициент ξ характеризует гидравлические особенности различных местных сопротивлений и выражен, как это следует из формулы (V.28), в единицах динамического давления. Обычно зна-

чение коэффициента местного сопротивления относят к динамическому давлению подходящего к нему потока. Если в местном сопротивлении поток на своем пути меняет сечение, то значение коэффициента местного сопротивления относят к динамическому давлению потока в наименьшем сечении. В местных сопротивлениях, расположенных на стыке участков трубопроводов (проход через тройник, крестовину), значение коэффициента местного сопротивления относят к динамическому давлению потока на участке с меньшим расходом.

В прил. 8 даны значения коэффициентов местных сопротивлений для различных элементов систем отопления. Численные значения коэффициентов ξ , особенно для тройников и крестовин, зависят от абсолютных и относительных значений расходов проходящих потоков и диаметров труб, поэтому приведенные в приложении данные являются приближенными. Их достаточно надежно можно использовать для расчета двухтрубных систем и магистральных участков однотрубных систем. Для расчета стояков однотрубных систем отопления следует пользоваться более полными и точными данными, приведенными в справочной литературе по отоплению.

Часть трубопровода системы, в пределах которой расход теплоносителя, а также диаметр трубы остаются неизменными, называют *участком*. На участке может быть несколько местных сопротивлений. Общие гидравлические потери давления Δp_i в пределах расчетного участка i равны:

$$\Delta p_i = (Rl + Z)_i. \quad (V.29)$$

Циркулирующие в системе отопления потоки последовательно проходят ряд участков. Потери давления на последовательно соединенных участках Δp равны сумме потерь давления на отдельных участках:

$$\Delta p = \sum_1^N \Delta p_i = \sum_1^N (Rl + Z)_i \quad (V.30)$$

Трубопроводы системы отопления образуют ряд связанных между собой параллельных колец; в отдельных точках системы потоки расходятся, а в других сходятся, образуя как бы полукольца одного замкнутого контура. Перепады давлений, под влиянием которых происходит движение воды по каждому из полуколец между общими точками деления и слияния, будут одинаковыми. Так будет в изотермических условиях. На отдельных участках системы отопления температура воды может быть разной, вследствие чего возникают дополнительные гравитационные давления, которые также расходуются на трение и в местных сопротивлениях трубопроводов. В неизотермических условиях потери давления на параллельных ответвлениях между точками деления и слияния также будут равны между собой, но в этом равенстве необходимо учесть указанные дополнительные гравитационные давления, возникающие на участках

полукольца. Можно сформулировать общее правило: *потери давления на полукольцах между общими точками с учетом дополнительных гравитационных давлений равны между собой.*

На рис. V.6 приведены две схемы системы отопления: тупиковая и с попутным движением воды в подающей и обратной магистралях. Схемы начерчены упрощенно, на них изображены только магистрали и стояки без нагревательных приборов, арматуры и пр. На примере этих схем и на основе сформулированного общего правила удобно записать уравнения увязки отдельных полуколец трубопроводов в системе.

В тупиковой схеме в циркуляционном кольце стояков I и V потери на трение и в местных сопротивлениях на участке *ag* должны равняться сумме потерь на участках *ab*, *bв* и *вг*. В схеме с по-

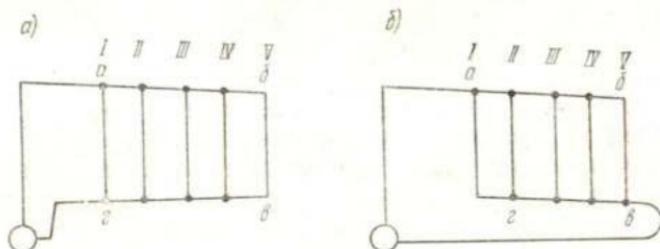


Рис. V.6. Схемы к гидравлической увязке параллельных ответвлений (полуколец) системы отопления

a — тупиковая; *б* — с попутным движением воды в подающей и обратной магистралях.

путным движением в циркуляционном кольце стояков I и V сумма потерь на трение и в местных сопротивлениях на участках *ag* и *гв* должна равняться сумме потерь на участках *ab* и *бв*. Однако, поскольку в обеих схемах вода по пути от котла к стояку V охлаждается больше, чем по пути от котла к стояку I, и, следовательно, соответствующие гравитационные давления Δp_e для стояков I и V различны, расходуемое давление на рассматриваемых полукольцах трубопровода нужно записать в следующем виде:

для тупиковой схемы

$$\Sigma (RI + Z)_{ag} = \Sigma (RI + Z)_{abвг} - (\Delta p_{e_{abвг}} - \Delta p_{e_{ag}}); \quad (V.31)$$

для схемы с попутным движением

$$\Sigma (RI + Z)_{agб} = \Sigma (RI + Z)_{abв} - (\Delta p_{e_{abв}} - \Delta p_{e_{agб}}). \quad (V.32)$$

Гравитационное давление на каждом из параллельных ответвлений будет определяться по общей формуле (V.5). В данном случае необходимо, чтобы для каждого рассмотренного контура трубопроводов плоскость отсчета высот положения отдельных точек нагрева или охлаждения на полукольцах была общей. Обычно удобно производить отсчет от плоскости, проходящей через точки деления или слияния потоков циркуляционных контуров.

Рассмотренные положения определяют основные закономерности гидравлического режима движения теплоносителя в последовательно и параллельно соединенных участках трубопроводов систем отопления.

Методика гидравлического расчета трубопроводов систем водяного отопления. Методика гидравлического расчета систем отопления основана на закономерностях циркуляции теплоносителя в системе трубопроводов и определяет последовательность проведения этого расчета. Обычно задача состоит в определении диаметров на отдельных участках при заданных расходах и давлениях.

Расчет начинают с определения располагаемого циркуляционного давления. Величину $\Delta p_{p.ц}$ определяют по формуле (V.15) для систем с естественной циркуляцией или по формуле (V.16) для насосных систем и систем, присоединенных к тепловой сети.

Если система отопления присоединена непосредственно к тепловой сети или за установленным на вводе элеватором, то располагаемое давление может быть больше требуемого по расчету. В этом случае перепад давлений в системе заранее не ограничивают, а подбирают диаметры трубопроводов из условия предельно допустимых скоростей движения теплоносителя и возможной увязки гидравлических потерь давления по отдельным параллельным полукольцам системы:

Предельная скорость движения воды,			
м/с	1,5	1,2	1
Диаметр трубопровода, мм	10	15	20

Полученные таким образом потери давления определяют от перепада давления, который должен быть оставлен в месте присоединения системы к тепловой сети.

При расчете системы за главное (наиболее невыгодно расположенное в гидравлическом отношении) циркуляционное кольцо принимают то, для которого располагаемое циркуляционное давление на 1 м длины трубопровода оказывается наименьшим.

В тупиковых схемах двухтрубных систем (см. рис. V.6, а) главным обычно оказывается циркуляционное кольцо, проходящее через нижний прибор дальнего стояка. Действительно, протяженность кольца Σl для дальнего стояка наибольшая, а располагаемое давление $\Delta p_{p.ц}$ для нижнего прибора наименьшее. Отношение $\Delta p_{p.ц}/\Sigma l$, определяющее давление на 1 м длины, здесь будет наименьшим.

В тупиковых схемах однострунных систем за главное принимается кольцо, проходящее через дальний стояк.

В схемах с попутным движением (см. рис. V.6, б) протяженность колец через приборы нижнего этажа для всех стояков приблизительно одинаковая. В этом случае удобно в качестве главного принимать кольцо, проходящее через нижний прибор (в двухтрубной системе) одного из средних наиболее нагруженных стояков. Именно этот стояк в схемах с попутным движением (в том числе и однострунных систем) оказывается наиболее невыгодным в гидравлическом отношении.

Задача гидравлического расчета главного циркуляционного кольца состоит в подборе диаметров его отдельных участков таким образом, чтобы суммарные потери давления по кольцу $\Sigma (Rl + Z)_{г. п. н}$ были на 5—10% меньше величины расчетного давления $\Delta p_{р. п. т. е.}$

$$\Sigma (Rl + Z)_{г. п. н} = (0,9 \dots 0,95) \Delta p_{р. п. т. е.} \quad (V.33)$$

Некоторый запас давления необходим на случай неучтенных в расчете гидравлических сопротивлений.

Рассчитанное таким образом главное циркуляционное кольцо принимается в дальнейшем расчете в качестве опорного для гидравлической увязки всех остальных колец системы. Все циркуляционные кольца системы как бы привязывают в гидравлическом отношении к главному кольцу. Для каждого циркуляционного кольца есть точки, общие с главным кольцом, где происходит деление или слияние потоков. Одно из полуколец между этими общими точками всегда составлено уже рассчитанными участками главного кольца. Задача состоит в подборе диаметров участков второго полукольца таким образом, чтобы гидравлические потери в них были (с учетом дополнительных гравитационных давлений) равны уже подсчитанным потерям давления между общими точками на участках главного циркуляционного кольца [см. формулу (V.31) или (V.32)]. При этом чем ближе значения тех и других потерь, тем лучше. Точно увязать потери давления в полукольцах не всегда удается, однако необходимо выдержать определенную величину невязки между ними. В системах водяного отопления СНиП допускают невязку до $\pm 15\%$.

Невязка между потерями давления в полукольцах, проходящих через приборы разных этажей стояков двухтрубных систем, нормами не ограничивается, так как она должна быть устранена при монтажной регулировке системы с помощью кранов двойной регулировки.

§ 28. РАЗЛИЧНЫЕ МЕТОДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Приступать к расчету трубопроводов можно только после подготовки схемы системы отопления к расчету, а это значит, что должны быть известны длины участков, требуемые расходы на участках и местные сопротивления. В большинстве случаев значение располагаемого перепада давлений бывает задано, тогда ориентируются на него; в противном случае ориентируются на допустимые скорости движения воды в трубопроводах. В том и другом случаях эти величины дают возможность только предварительно определить диаметры трубопроводов. Окончательные значения диаметров получают после увязки полуколец.

Метод расчета трубопроводов по удельным потерям. Этот метод заключается в раздельном определении потерь давления на трение и в местных сопротивлениях.

Расчет начинают с определения ориентировочного значения удельных потерь на трение по выражению

$$R_{ор} = 0,9k\Delta p_{p.ц}/\Sigma l, \quad (V.34)$$

где $\Delta p_{p.ц}$ — располагаемое давление для расчета системы отопления; k — доля потерь давления на трение, принимаемая для систем с естественной циркуляцией равной 0,5, для систем с искусственной циркуляцией равной 0,65; Σl — сумма длин рассчитываемых участков, для которых давление $\Delta p_{p.ц}$ является располагаемым.

Найденная величина $R_{ор}$ является приближенной, но весьма удобной для ориентировки в табличных данных. При подборе диаметров труб для конкретных участков могут применяться величины, большие или меньшие $R_{ор}$.

Найдя в прил. 7 полученное значение R или близкое к нему и двигаясь от него вправо, отыскивают заданный расход воды G , кг/ч (верхняя строка). Графа таблицы, в которой найдено значение заданного расхода, укажет, какому диаметру он соответствует. Под значением расхода в таблице приведена скорость движения воды v , м/с. Произведение Rl дает значение потерь давления на трение на данном участке. По скорости определяют значение динамического давления $p_{д} = \frac{v^2}{2} \rho$ (прил. 9), умножая которое на сумму коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta$, получают потери давления в местных сопротивлениях на рассчитываемом участке Z . Для удобства расчета запись ведут в табличной форме (табл. V.3 в примере V.2).

Метод расчета по удельным потерям наиболее точен, так как в табличных значениях удельных потерь на трение учтен характер движения теплоносителя по трубам.

Метод расчета трубопроводов по приведенным длинам. Этот метод удобно применять в тех случаях, когда основными являются потери давления на трение, а потери в местных сопротивлениях незначительны. При этом местные сопротивления заменяются эквивалентными длинами. *Эквивалентной длиной* называется длина трубы, на которой потери на трение равны динамическому давлению (или потерям в местном сопротивлении при коэффициенте местного сопротивления ζ , равном 1). Значение эквивалентной длины определяется из уравнения

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} l_{эК} \frac{v^2}{2} \rho = 1 \frac{v^2}{2} \rho.$$

Отсюда

$$l_{эК} = d/\lambda. \quad (V.35)$$

Общие потери на участке тогда выразятся уравнением

$$\Delta p_{уч} = (l + l_{эК} \Sigma \zeta) \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2} \rho = l_{пр} R, \quad (V.36)$$

где $l_{пр} = (l + l_{эК} \Sigma \zeta)$ — приведенная длина участка, м; l — фактическая длина участка, м; $l_{эК}$ — эквивалентная длина, м, принимаемая по табл. V.1; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Таблица V.1. Значения эквивалентных длин $l_{\text{эк}}$, м, местных сопротивлений

d , мм	$l_{\text{эк}} = d/\lambda$ для $\xi = 1$	d , мм	$l_{\text{эк}} = d/\lambda$ для $\xi = 1$
15	0,4	32	1
20	0,6	40	1,5
25	0,8	50	1,7

При вычислении $l_{\text{эк}}$ приняты средние значения λ , что вносит некоторую неточность по сравнению с методом расчета по удельным потерям. При расчете используют ту же вспомогательную таблицу прил. 7, но расчет несколько упрощается.

Гидравлический расчет трубопроводов методом динамических давлений. Падение давления Δp , Па, вызываемое трением и местными сопротивлениями, измеряется в долях динамического давления и выражается формулой (V.18):

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \xi \right) \frac{v^2}{2} \rho.$$

Первый множитель в этой формуле называют приведенным коэффициентом сопротивления участка сети

$$\xi_{\text{пр}} = \frac{\lambda}{d} l + \Sigma \xi. \quad (\text{V.37})$$

Тогда общие потери давления на участке выразятся уравнением

$$\Delta p = \xi_{\text{пр}} \frac{v^2}{2} \rho. \quad (\text{V.38})$$

Значения λ/d принимают постоянными, что снижает точность расчета, но не уводит за пределы точности, допустимой в инженерной практике.

Применение этого метода оправдывается в том случае, когда доли потерь на трение и в местных сопротивлениях примерно равны.

Значения λ/d , принимаемые при расчете систем водяного отопления, приведены в прил. 10.

Для расчетов используют вспомогательные таблицы, составленные по форме табл. V.2.

Метод расчета трубопроводов по характеристикам сопротивления. В этом методе используют осредненные значения коэффициентов гидравлического трения из области значительных скоростей, где они не зависят от числа Рейнольдса, в связи с чем без большой погрешности потери давления могут быть выражены более простой квадратичной зависимостью как функция расхода воды.

Т а б л и ц а V.2. Пример вспомогательной таблицы для расчета трубопроводов методом динамических давлений

Условный проход труб, мм	Расход воды, кг/ч				
	15	80	85	90	95
20	141	148	163	175	187
25	230	240	263	281	303
32	398	424	462	490	534
v , м/с	0,115	0,12	0,13	0,14	0,15
$p_d = \frac{v^2}{2} \rho$	6,6	7,2	8,5	9,8	11,2

Выразим скорость воды в трубах через часовой расход воды G , кг/ч, используя известное из гидравлики уравнение неразрывности:

$$v = \frac{G}{3600 \frac{\pi d^2}{4} \rho} \quad (V.39)$$

Отсюда расход жидкости, отвечающий скорости в трубопроводе 1 м/с, составит:

$$G/v = 900\pi d^2 \rho \quad (V.40)$$

Подставляя значение v в уравнение (V.18), получим:

$$\Delta p = A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \xi \right) G^2; \quad (V.41)$$

при этом

$$A = \frac{16}{3600^2 \rho \pi^2 d^4 \cdot 2} = \frac{6,26 \cdot 10^{-8}}{\rho d^4} \quad (V.42)$$

Если при расчетах систем отопления принять плотность теплоносителя (жидкости) постоянной (что ведет к погрешности, лежащей за пределами практической точности расчета), то величины G/v и A могут быть определены как постоянные для трубопровода заданного диаметра.

Использование в расчетах постоянной величины G/v позволяет определить скорость движения теплоносителя делением заданного расхода на эту величину; использование постоянной величины A позволяет определить потери давления в трубопроводе по заданному расходу, минуя определение скорости.

Обозначив в уравнении (V.4),

$$A \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \zeta \right) = S, \quad (V.43)$$

получим

$$\left. \begin{aligned} \Delta p &= SG^2; \\ G &= (1/\sqrt{S}) \sqrt{\Delta p}; \\ S &= \Delta p/G^2, \end{aligned} \right\} \quad (V.44)$$

где S — характеристика сопротивления сети, равная потерям давления в ней при расходе 1 кг/ч, Па/(кг·ч⁻¹)².

Величина

$$\sigma = 1/\sqrt{S} \quad (V.45)$$

называется *проводимостью сети*. Проводимость равна расходу в сети в кг/ч при перепаде давлений 1 Па и измеряется в кг/(ч·Па^{0,5}). Используя понятие проводимости, получим:

$$\left. \begin{aligned} \Delta p &= (G/\sigma)^2; \\ G &= \sigma \sqrt{\Delta p}; \\ \sigma &= G/\sqrt{\Delta p}. \end{aligned} \right\} \quad (V.46)$$

Расчетные величины G/v , A , λ/d , S при плотности воды 972 кг/м³ (что отвечает ее температуре 80° С) для труб по ГОСТ 3262—75 и ГОСТ 10704—76, применяемых в системах отопления, приведены в прил. 10.

В то время как величина A относится лишь к определенному участку сети с неизменным диаметром, величины S и σ могут быть отнесены как к отдельному участку сети, так и к любой части ее, состоящей из нескольких последовательно и параллельно соединенных участков (см. например, прил. 11), а также ко всей разветвленной сети в целом.

Потери давления в сети из двух или более последовательно соединенных участков равны сумме потерь давления на этих участках, т. е.

$$\Delta p_{1+2} = \Delta p_1 + \Delta p_2,$$

а расходы по участкам равны между собой ($G_1 = G_2 = G$).

Выражая потери давления через характеристики сопротивления и расходы, получим:

$$S_{1+2}G^2 = S_1G^2 + S_2G^2,$$

откуда следует:

$$S_{1+2} = S_1 + S_2. \quad (V.47)$$

Это означает, что *суммарная характеристика сопротивления последовательно соединенных участков сети равна сумме характеристик сопротивления составляющих ее участков*.

В параллельно соединенных участках сети при отсутствии в них разности гравитационных давлений потери давления равны между собой ($\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p$).

Суммарный расход в этих участках

$$G_{1+2} = G_1 + G_2.$$

Выражая расходы через проводимость и потери давления, получим:

$$\sigma_{1+2} \sqrt{\Delta p} = \sigma_1 \sqrt{\Delta p} + \sigma_2 \sqrt{\Delta p}.$$

откуда следует:

$$\sigma_{1+2} = \sigma_1 + \sigma_2. \quad (\text{V.48})$$

Таким образом, суммарная проводимость параллельно соединенных участков сети равна сумме проводимостей этих участков.

Из условия равенства потерь давления в параллельно соединенных участках следует:

$$S_1 G_1^2 = S_2 G_2^2,$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} G_1/G_2 &= \sqrt{S_2/S_1}; \\ G_1/G_2 &= \sigma_1/\sigma_2, \end{aligned} \right\} \quad (\text{V.49})$$

т. е. при отсутствии разности гравитационных давлений расходы в параллельных участках сети пропорциональны их проводимостям.

Из записанных выше уравнений получим:

$$G_1 = G_{1+2} \frac{\sigma_1}{\sigma_1 + \sigma_2}; \quad (\text{V.50})$$

$$G_2 = G_{1+2} \frac{\sigma_2}{\sigma_1 + \sigma_2}. \quad (\text{V.51})$$

Метод расчета по характеристикам сопротивления наиболее удобен при решении обратных задач, т. е. при определении потоко-распределения в системе отопления при заданных диаметрах труб.

Последовательность расчета и форма записи приведены в примере V.4.

Пример V.2. Запроектировать для двухэтажного жилого здания с чердаком и неотопливаемым подвалом систему водяного отопления, присоединенную к теплосети с параметрами теплоносителя $t_{г.т} = 150^\circ \text{C}$, $t_{о.т} = 70^\circ \text{C}$ и провести гидравлический расчет теплопроводов.

Решение. Выбираем вид системы отопления. В данном случае для двухэтажного жилого здания с чердаком принимаем двухтрубную систему с верхней разводкой, с попутным движением воды и параметрами теплоносителя $t_{г} = 95^\circ \text{C}$; $t_{о} = 70^\circ \text{C}$.

Последовательность построения схемы и расчета системы отопления следующая.

1. Вычерчивают планы I и II этажей, планы подвала и чердака. На планах отапливаемых этажей размещают нагревательные приборы (рис. V.7).

2. Располагают на планах стояки системы. Главный стояк по возможности устанавливают в центре здания в нежилом помещении, обычно в штрабе внутренней капитальной стены лестничной клетки. Для отопления лестничной клетки предусматривают самостоятельный стояк. Остальные стояки устанавливают, сообразуясь с положением нагревательных приборов; желательно иметь стояки в наружных углах здания. Стояки нумеруют римскими цифрами и обозначения в кружках выносят за пределы планов.

3. На плане чердака размещают подающую магистраль (при скатной кровле отступают от стены на 1,5 м) и воздухоотборники. На плане подвала обозначают трассу обратной магистрали и положение теплового пункта. На магистральных показывают уклоны труб, а по окончанию раската — диаметры труб.

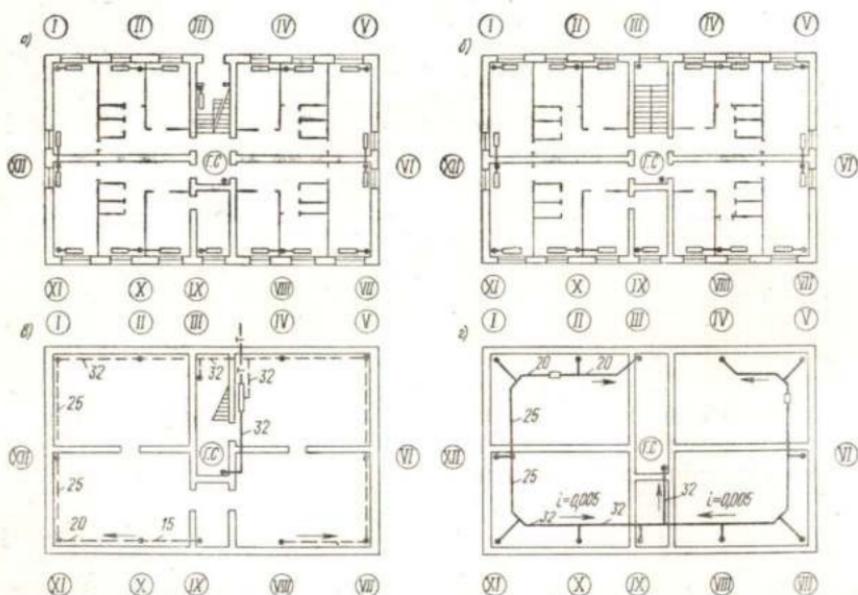


Рис. V.7. Планы I (а) и II (б) этажей, план подвала (в) и план чердака (з) с нанесением элементов системы отопления (римские цифры в кружках — номера стояков)

4. Вычерчивают принципиальную аксонометрическую схему системы отопления. Стояки, которые затеняют чертеж, могут быть вынесены, а на схеме показаны только ответвления. На схеме указывают тепловые нагрузки на приборах, на стояках и на ответвлениях к стоякам (рис. V.8).

5. За главное циркуляционное кольцо системы при попутном движении воды в подающей и обратной магистралях принимают, согласно указанному выше, кольцо через нижний прибор среднего наиболее нагруженного стояка (на схеме XII стояк).

6. Разбивают главное циркуляционное кольцо на участки. Расчетным участком системы называют часть теплопровода, в пределах которого расход теплоносителя и диаметр трубы остаются неизменными. Нумеруют участки и указывают на них тепловые нагрузки. Под тепловой нагрузкой отдельных участков понимают количество тепла, которое теплоноситель, идущий по участку, должен отдать или уже отдал в нагревательных приборах системы. Нагрузку пишут в числителе дроби около номера каждого участка, в знаменателе этой дроби проставляют длину участка.

Таблица V.3. Гидравлический расчет теплопроводов

№ участка	Данные предварительного расчета				Данные окончательного расчета												
	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	d, м	v, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Σ% ₁	Z, Па	Rl+Z, Па	d, м	v, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Σ% ₂	Z, Па	Rl+Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

Расчет главного циркуляционного кольца через стояк XII. Расчетное давление 5050 Па

1	900	31	0,8	15	0,044	3,2	2,6	5,5	5,6	8,2							
2	3600	124	1,2	20	0,096	9,6	11,6	3,5	14,7	26,3							
3	12230	420	6,7	25	0,205	33	221	2	42	263							
4	15630	540	5,2	25	0,262	51,6	268	1	35	303	32	0,15	12,2	63,4	1	11,3	74,7
5	19110	660	3,3	32	0,18	17,9	58,8	1	16,2	75							
6	22210	765	3,1	32	0,21	23	71,4	5	111	182,4							
7	39570	1370	4,5	32	0,38	71	319	11	796	1115							
8	—	940	0,6	32	0,26	33	19,8	1	34,1	53,9							
9	39570	1370	14,4	32	0,38	71	1022	14	1013	2035							
10	22210	765	1,6	32	0,21	23	36,8	3,5	77,5	114,3							
11	20460	705	3,8	32	0,195	20	76	1	19,1	95,1							
12	16980	586	4	25	0,285	59	237	1	62	299	32	0,16	14,4	57,6	1,5	19,4	77
13	13580	469	4,4	25	0,23	41	181	3	40	221							
14	3600	124	3,6	15	0,165	48	173	3	40,9	213,9							
15	1800	62	3	15	0,09	11,5	34,5	5	20,3	54,8							
16	900	31	0,8	15	0,044	3,2	2,6	8	8,1	10,7							

$$\Sigma I = 61$$

$$\Sigma (Rl + Z) = 5070,6$$

$$\Sigma (Rl + Z) = 4620,3$$

$$\Delta = \frac{5050 - 4620,3}{5050} = 100 = 8,5\%$$

Расчет полукольца через стояк III. Располагаемое давление 726,6 Па

17	9980	344	4,4	25	0,167	21,8	95,8	1,5	20,7	116,5							
18	6580	226	4	20	0,174	29	116	3	47	163							
19	3100	107	11,5	20	0,085	6,5	74,5	16,5	59,5	134							

20	3100	107	2,5	20	0,085	6,5	16,3	10,5	37,8	54,1	15	0,16	35	87,5	12,5	160	247,5	
										$\Sigma(Rl+Z)=479,1$								
		$\Sigma l=22,4$																$\Sigma(Rl+Z)=661$

$$\Delta = \frac{726,6-661}{726,6} 100 = 8,5\%$$

Расчет полукольца через нижний прибор стояка X. Располагаемое давление 611,9 Па

21	3480	119	3,6	20	0,092	9	32,4	3	12,6	45	15	0,175	45	162	3	46	208	
22	1650	57	3	15	0,084	9	27	5	17,5	44,5								
23	800	28	0,6	15	0,041	2,8	1,7	8	6,6	8,3								
24	800	28	0,6	15	0,041	2,8	1,7	5,5	4,5	6,2								
25	3480	119	1,2	20	0,092	9	10,8	2,5	10,5	21,3	15	0,175	45	54	2,5	38,2	92,2	
26	5230	180	5,2	20	0,14	19,2	100	1	9,8	109,8								
27	8630	298	6,7	25	0,145	17	114	2	21,1	135,1								
										$\Sigma(Rl+Z)=370,2$								
		$\Sigma l=20,9$																$\Sigma(Rl+Z)=604,1$

$$\Delta = \frac{611,9-604,1}{611,9} 100 = 1,3\%$$

Расчет полукольца через нижний прибор стояка IX. Располагаемое давление 462,1 Па

28	1750	61	3,6	15	0,09	11	39,6	3	12,2	51,8								
29	800	28	3,8	15	0,041	2,8	10,7	8	6,5	17,2								
30	800	28	0,8	15	0,041	2,8	2,2	4	3,3	5,5								
31	1750	61	5	15	0,09	11	55	2,5	10,1	65,1								
										$\Sigma(Rl+Z)=139,6$								
		$\Sigma l=13,2$																

Невязка составит $462,1-139,6=322,5$ Па. При расчете стояка IX нами был принят минимальный диаметр труб, а увеличение диаметров труб главного циркуляционного кольца из-за одного стояка нецелесообразно, поэтому избыточное давление 322,5 Па гасим кранами двойной регулировки, установленными у приборов.

Расчет полукольца через прибор верхнего этажа стояка XIII. Располагаемое давление 260 Па

32	900	31	0,8	15	0,044	3,2	2,6	8	8,1	10,7								
33	900	31	0,8	15	0,044	3,2	2,6	5,5	5,6	8,2								
34	1800	62	3	15	0,09	11,5	34,6	3	20,3	54,8								
										$\Sigma(Rl+Z)=73,7$								
		$\Sigma l=4,6$																

Избыток давления $260-73,7=186,3$ Па гасим краном двойной регулировки.

№ участка	Q, Вт	G кг/ч	L, м	Данные предварительного расчета							Данные окончательного расчета						
				d, м	v, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma \zeta$	Z, Па	Rl+Z, Па	d, м	v, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma \zeta$	Z, Па	Rl+Z, Па
				5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

Расчет полукольца через прибор I этажа стояка XI. Располагаемое давление 399,9 Па

3400	118	4,3	15	0,177	46	198	3	47	245							
1600	55	3,6	15	0,082	8	28,8	8	27,2	56							
1600	55	0,6	15	0,082	8	5,2	4	13,6	17,8							
3400	118	1,2	15	0,177	46	55,5	3,5	55	110,5							

$$\Sigma (Rl + Z) = 429,3$$

$$\Delta = \frac{399,9 - 429,3}{399,9} 100 = -7,4\%$$

Расчет полукольца через прибор I этажа стояка I. Располагаемое давление 460,4 Па

3400	118	4,3	15	0,177	46	198	3	47	245							
1600	55	3,6	15	0,082	8	28,8	8	27,2	56							
1600	55	0,6	15	0,082	8	4,2	4	13,6	17,8							
3400	118	1,2	15	0,177	46	55,5	3,5	55	110,5							

$$\Sigma (Rl + Z) = 429,3$$

$$\Delta = \frac{460,4 - 429,3}{460,4} 100 = 6,7\%$$

Расчет полукольца через прибор I этажа стояка II. Располагаемое давление 370,1 Па

3480	119	3,6	15	0,178	46	165	3	48	213							
1650	57	3	15	0,084	9	27	5	17,5	44,5							
800	28	0,6	15	0,041	2,8	1,7	8	6,6	8,3							
800	28	0,6	15	0,041	2,8	1,7	5,5	4,5	6,2							
3480	119	1,2	15	0,178	46	55	2,5	38,2	93,2							

$$\Sigma (Rl + Z) = 365,2$$

$$\Delta = \frac{370,1 - 365,2}{370,1} 100 = 1,4\%$$

при данных расходах устанавливают фактические удельные потери давления на трение на 1 м длины участка R . Значение R и соответствующую этому режиму скорость движения воды v заносят в графы 6 и 7 табл. V.3. При проведении этого подбора возможны большие расхождения между $R_{оп}$ и фактическими потерями R , особенно на участках с малыми расходами. Заниженные потери на этих участках должны быть компенсированы некоторым завышением потерь на других участках. Определяют общие потери на трение по всей длине участка и результат заносят в графу 8 табл. V.3.

Определяют потери давления в местных сопротивлениях. Вначале устанавливают перечень местных сопротивлений на каждом участке и в зависимости от диаметра принимают значения коэффициентов местных сопротивлений по прил. 8. Сумму коэффициентов местных сопротивлений на каждом участке заносят в графу 9 табл. V.3. Перечень всех местных сопротивлений по участкам главного циркуляционного кольца приведен в табл. V.4.

По скорости v , пользуясь прил. 9, определяют потери давления в местных сопротивлениях участков Z , значения которых записывают в графу 10 табл. V.3. Зная Rl и Z на каждом участке, определяют суммарные потери давления на всех участках главного циркуляционного кольца системы $\Sigma (Rl + Z)_{г.д.в.}$

11. Сравнивают полученное значение $\Sigma (Rl + Z)_{г.д.в.}$ с $\Delta p_{р.ц.}$ согласно условию формулы (V.33), необходим запас давления примерно 10% на неучтенные гидравлические сопротивления. Если это условие при предварительном подборе диаметров участков не выполняется, необходимо на некоторых участках изменить диаметры. В нашем случае потери давления по данным предварительного расчета оказались больше тех, которые необходимы для получения достаточного запаса. Поэтому необходимо уменьшить общие потери примерно на 400 Па. Просматривая все участки, можно заметить, что понижения потерь давления наиболее просто можно достигнуть, изменив диаметры участков 4 и 12 с 25 до 32 мм (следующий стандартный размер трубы). Действительно, такое изменение оказалось достаточным для получения запаса давления в 8,5%.

12. После расчета главного циркуляционного кольца приступают к расчету и увязке полуколец через остальные стояки. Главное циркуляционное кольцо, как указывалось выше, является опорным для гидравлической увязки с ним всех остальных колец системы. Обычно для определения диаметров всех участков подающей и обратной магистралей рассматривают ответвления через нижние приборы ближнего и дальнего стояков. Невязка не должна превышать 15%. Для дальнего III стояка потери давления на полукольце участков главного циркуляционного кольца без общих участков равны сумме потерь давления на участках 1—5, 14—16 и составляют:

$$\Sigma (Rl + Z)_{1-5, 14-16} = 8,2 + 26,3 + 263 + 74,7 + 75 + 213,9 + 54,8 + 10,7 = 726,6 \text{ Па.}$$

Протяженность участков 17—20 полукольца, проходящего через прибор лестничной клетки стояка III, равна 22,4 м. Если не учитывать небольшую разность в гравитационном давлении для стояков XII и III, то ориентировочные удельные потери давления на трение $R_{оп}$ для этих участков будут равны по формуле (V.34):

$$R_{оп} = 0,9 \cdot 0,65 \cdot 726,6 / 22,4 = 19 \text{ Па/м.}$$

По этому значению $R_{оп}$ подбирают диаметры участков 17—20, добиваясь получения возможно меньшей невязки в потерях давления (см. табл. V.3).

Первый по ходу теплоносителя стояк IX по тепловой нагрузке в 2 раза отличается от стояков этого же кольца, поэтому его увязку рассмотрим после увязки стояка X. Располагаемое давление для стояка X равно сумме потерь давления на участках 12—16. 1, 2 и составляет:

$$\Sigma (Rl + Z)_{12-16, 1, 2} = 77 + 221 + 213,9 + 54,8 + 10,7 + 8,2 + 26,3 = 611,9 \text{ Па.}$$

Таблица V.4. Коэффициенты местных сопротивлений на участках главного циркуляционного кольца

№ участка	d, мм	Местные сопротивления	Коэффициент местных сопротивлений
1	15	{ 1/2 отопительного прибора Утка Крестовина на ответвлении	1
			1,5
			3
			$\Sigma \zeta = 5,5$
2	20	{ Отвод двойной Тройник на ответвлении	2
			1,5
			$\Sigma \zeta = 3,5$
3	25	{ Отвод 90° Тройник на проходе	1
			1
			$\Sigma \zeta = 2$
4	32	То же	$\Sigma \zeta = 1$
5	32	»	$\Sigma \zeta = 1$
6	32	{ Кран проходной Тройник на противотоке	2
			3
			3
			$\Sigma \zeta = 5$
7	32	{ Два отвода 90° Вентиль	2 · 1 = 2
			9
			$\Sigma \zeta = 11$
8	32	Тройник на проходе	$\Sigma \zeta = 1$
9	32	{ Вентиль Пять отводов 90°	9
			5 · 1 = 5
			$\Sigma \zeta = 14$
10	32	{ Тройник на ответвлении Кран проходной	1,5
			2
			$\Sigma \zeta = 3,5$
11	32	Тройник на проходе	$\Sigma \zeta = 1$
12	32	{ То же Отвод 135°	1
			0,5
			$\Sigma \zeta = 1,5$
13	25	{ Тройник на проходе Отвод 135°	1
			0,5
			$\Sigma \zeta = 1,5$
14	15	{ Тройник на ответвлении Отвод 90°	1,5
			1,5
			$\Sigma \zeta = 3$
15	15	{ Крестовина на проходе Скоба	2
			3
			$\Sigma \zeta = 5$
16	15	{ Тройник на ответвлении Утка Кран двойной регулировки 1/2 отопительного прибора	1,5
			1,5
			4
			1
			$\Sigma \zeta = 8$

Ориентировочные удельные потери давления на трение для участков 21—27 будут равны по формуле (V.34):

$$R_{\text{ор}} = 0,9 \cdot 0,65 \cdot 611,9/20,9 = 17 \text{ Па/м.}$$

По результатам расчета невязка составила 1,3% (см. табл. V.3).

13. Имея данные о перепадах давлений на всех участках подающей и обратной магистралей, можно построить график падения давления в них (рис. V.9). Этот график позволяет определить располагаемые давления для каждого стояка и наглядно представить картину распределения давлений в системе отопления.

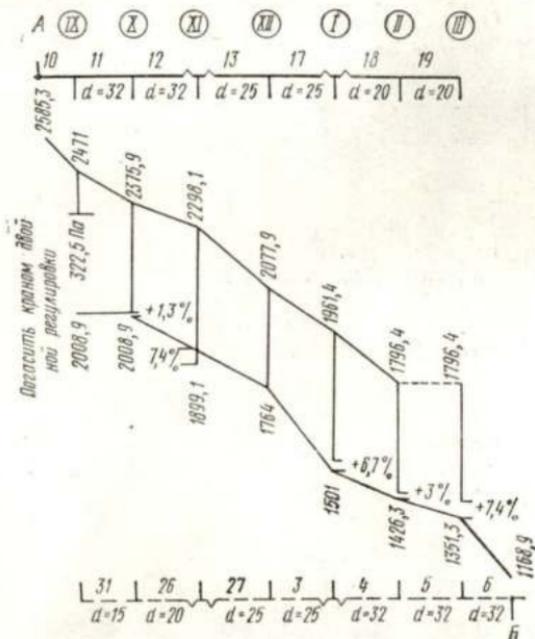


Рис. V.9. График падения давлений в подающей и обратной магистральных системах отопления (к примеру расчета V.2)

Порядок построения графика следующий: за начало координат принимают узел теплового ввода. По оси ординат откладывают давление, а по оси абсцисс — длину горизонтальных участков магистралей главного циркуляционного кольца. На концах участков восстанавливают перпендикуляры, изображающие стояки. Главный стояк с общими участками также изображается вертикальной линией. Давление в конце обратной магистрали, перед элеватором (насосом), принимают равным нулю. Обратимся к нашему примеру, в котором общие потери давления в системе отопления составляют 4620,3 Па. Тогда давление в точке А на разветвлении подающей магистрали будет равно давлению после элеватора минус потери давления на участке 9: $p_A = 4620,3 - 2035 = 2585,3$ Па. Давление перед стояком IX будет меньше, чем в точке А, на величину потерь на участке 10: $p_{IX} = 2585,3 - 114,3 = 2471$ Па. Давление перед стояком XII будет меньше, чем перед стояком IX, на величину потерь на участках 11—13: $p_{XII} = 2471 - 95,1 - 77 - 221 = 2077,9$ Па, а давление после стояка XII, в начале участка 3 обратной магистрали, будет еще меньше

на величину потерь на участках 14—16, 1, 2: $p_{XII}^0 = 2077,9 - 213,9 - 54,8 - 10,7 - 8,2 - 26,3 = 1764$ Па. Достаивание графика давлений в узлах, не вошедших в главное циркуляционное кольцо, производится от давлений в точках разветвления и слияния стояков и магистралей главного циркуляционного кольца. Так, $p_1 = p_{XII} - \Delta p_{17} = 2077,9 - 116,5 = 1961,4$ Па, а $p_{X1}^0 = p_{XII}^0 + \Delta p_{27} = 1764 + 135,1 = 1899,1$ Па. В случае, если перепады давлений для отдельных стояков будут отрицательными или не отвечающими конструктивным возможностям, некоторые участки должны быть пересчитаны.

14. Рассмотрим увязку стояка IX через прибор I этажа с главным циркуляционным кольцом. Расчетное циркуляционное давление

$$\Delta p_{IX} = p_{IX} - p_{XII}^0 - (Rl + Z)_{0,27} = 2471 - 1764 - 109,8 - 135,1 = 462,1 \text{ Па}$$

Приняв минимальный диаметр труб 15 мм, получим потери давления в стояке 139,6 Па. Разность давлений $462,1 - 139,6 = 322,5$ Па гасим краном двойной регулировки или установкой дросселирующей шайбы, так как увязка системы по потерям в этом стояке привела бы к неоправданному увеличению диаметров магистралей и других стояков.

15. Рассмотрим теплопроводы, подводящие теплоноситель к приборам верхнего этажа на примере стояка XII. Располагаемое давление для новых участков полукольца через прибор II этажа равно потерям на параллельном полукольце главного циркуляционного кольца (на участках 15, 16 и 1) плюс дополнительное гравитационное давление для прибора II этажа в результате его превышения над прибором I этажа:

$$\Sigma (Rl + Z)_{15, 16, 1} + B\beta\Delta h (t_r - t_0) = 54,8 + 10,7 + 8,2 + 0,4 \cdot 6,2 \cdot 3 (95 - 70) = 260 \text{ Па}$$

Задаваясь на участках 32—34 минимальным диаметром труб 15 мм, получим потери давления, равные 73,7 Па. Уменьшить диаметры на этих участках для повышения потерь давления нельзя, поэтому избыточное давление $260 - 73,7 = 186,3$ Па должно быть погашено краном двойной регулировки у прибора II этажа при монтажной регулировке системы.

§ 29. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В одноконтурных системах отопления скорость движения воды в стояках несколько больше, чем в двухконтурных системах, так как нагревательные приборы включены последовательно. Характер движения воды по трубам приближается к области, где коэффициент трения λ не зависит от числа Рейнольдса, а является функцией только относительной шероховатости. В связи с этим без большой погрешности в точности расчета коэффициент трения принимают величиной постоянной. Такая замена позволяет вести расчет методом характеристик сопротивления, не исключая возможности использования иных методов.

Вторая особенность связана с расчетом стояков с замыкающими участками, когда поток теплоносителя у радиаторных узлов распределяется по двум или трем параллельным вертикальным участкам. При изотермических условиях это обстоятельство не вызвало бы затруднений, так как потоки распределились бы пропорционально проводимостям. При неизотермических условиях возникает различное для каждой ветви дополнительное гравитационное давление, зависящее от тепловой нагрузки, приходящейся на каждую ветвь,

и количества протекающей воды, а это вызывает перераспределение потоков. Такие радиаторные узлы с замыкающими участками называют *кольцами малой циркуляции* стояка однотрубной системы отопления. На рис. V.10 представлен узел с односторонним присоединением к стояку радиатора с тепловой нагрузкой $Q_{\text{п}}$, Вт, и характеристиками сопротивления замыкающего участка S_3 и подводок к прибору $S_{\text{п}}$.

Распределение потоков по ветвям может быть получено из уравнения баланса, составленного для полукольца с учетом дополнительного гравитационного давления Δp_e , Па, возникающего в контуре

$$S_3 G_3^2 = S_{\text{п}} G_{\text{п}}^2 \mp \Delta p_e, \quad (\text{V.52})$$

где G_3 и $G_{\text{п}}$ — количество воды, проходящей по замыкающему участку и через прибор, кг/ч.

Δp_e принимают со знаком минус при движении воды сверху вниз, когда оно помогает движению потока, и со знаком плюс, когда оно тормозит движение потока, т. е. при движении воды снизу вверх.

Гравитационное давление, если пренебречь охлаждением воды в трубах, можно выразить уравнением

$$\Delta p_e = 0,5\beta h \frac{Q_{\text{п}}}{cG_{\text{п}}},$$

где h — вертикальное расстояние между точками деления и слияния потоков, м.

Полагая, что $G_{\text{п}} = \alpha G_{\text{ст}}$, а $G_3 = (1 - \alpha) G_{\text{ст}}$, и подставляя значение Δp_e в уравнение (V.52), получим:

$$S_3 (1 - \alpha)^2 G_{\text{ст}}^2 = S_{\text{п}} \alpha^2 G_{\text{ст}}^2 \mp 0,5\beta h \frac{Q_{\text{п}}}{c\alpha G_{\text{ст}}}, \quad (\text{V.53})$$

где $\alpha = G_{\text{п}}/G_{\text{ст}}$ — коэффициент затекания.

Решение этого уравнения в общем виде встречает затруднения, если еще учесть, что характеристики сопротивления зависят от соотношения расходов теплоносителя по ветвям. Поэтому его решают методом последовательного приближения.

На рис. V.11 представлена зависимость потокораспределения в малом циркуляционном кольце, построенная в прямоугольной системе координат с осями G и Δp по уравнению (V.53).

Если по оси абсцисс отложить расход теплоносителя по стояку $G_{\text{ст}}$ и принять, что гравитационное давление равно нулю, то графическое решение уравнения (V.53) будет представлено точкой A пересечения двух гидравлических характеристик, которая определит потокораспределение и гидравлические потери в узле при изотермических условиях. При неизотермических условиях в контуре малого циркуляционного кольца возникнет гравитационное давление, которое вызовет изменение в потокораспределении. От начала координат по оси ординат отложим дополнительное гравита-

ционное давление $\pm \Delta p$ и из полученных точек построим вновь характеристику сопротивления ветви отопительного прибора. На пересечениях этой характеристики гидравлической характеристики замыкающего участка получим две новые точки B и C с координатами, отличными от координат точки A . Эти новые точки также определяют потокораспределение и потери давления в узле, но с учетом гравитационного давления.

В рассматриваемой схеме есть два предельных положения: при движении потока сверху вниз — это когда $\Delta p = S_n G_{ст}^2$ и весь поток воды направляется через отопительный прибор; при движении потока снизу вверх — это когда $\Delta p = S_a G_{ст}^2$ и весь поток направ-

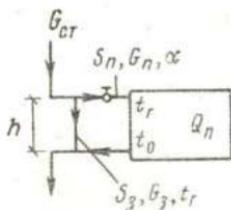


Рис. V.10. Кольцо малой циркуляции стояка однетрубной системы отопления с замыкающими участками

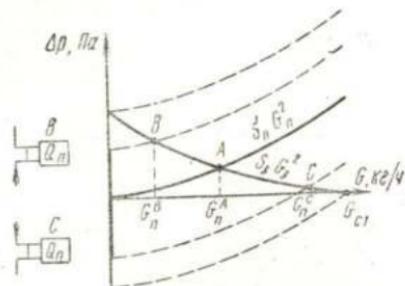


Рис. V.11. Зависимость потокораспределения от тепловой нагрузки на нагревательный прибор и направления движения теплоносителя по стояку

точка A при $Q_n = 0$; точки B и C при $Q_n \neq 0$ для схем B и C

ляется по замыкающему участку. Переход через эти критические точки должен был бы вызвать изменение направления потока, а встречное движение потоков по параллельным ветвям привело бы к уменьшению гравитационного давления, таким образом переход через эти точки невозможен. Это обстоятельство накладывает ограничение на область применения восходящих стояков с замыкающими участками. Необходима проверка на возможность восстановления циркуляции после отключения прибора. В нормативных документах (СН 419-70) это нашло отражение в ограничении минимального расхода теплоносителя в зависимости от диаметра стояка.

Изменение гидравлических потерь в радиаторном узле, определяемое приращением ординат для нисходящей ветви на отрезке AC и для восходящей ветви на отрезке AB , зависит от температуры теплоносителя и при качественном регулировании является переменным, достигающим максимума при максимальной температуре теплоносителя и минимума при изотермических условиях. Аналогично изменяется и количество теплоносителя, определяемое приращением абсцисс на отрезках AC и AB .

При гидравлическом расчете систем отопления с искусственным побуждением обычно принимают гидравлические потери, соответст-

вующие изотермическим условиям. В системах с верхней разводкой, где гравитационное избыточное давление в малом циркуляционном кольце уменьшает гидравлические потери, его рассматривают как некоторый запас. В системах с нижней разводкой его не учитывают потому, что на восходящем и нисходящем стояках эти приращения имеют разные знаки и поэтому как бы уравниваются. При расчете поверхности нагревательных приборов определяют фактическое количество воды, затекающей в прибор при расчетных параметрах теплоносителя.

Пример V.3. Определить коэффициент затекания воды в нагревательный прибор малого циркуляционного кольца, представленного на рис. V.12.

Расход воды по стояку $G_{ст} = 200$ кг/ч; диаметры подводов к нагревательному прибору и замыкающего участка 15 мм; на подводках к прибору имеются две утки и кран двойной регулировки; длина подводов 1,2 м; тепловая нагрузка на приборы $Q_{п} = 1500$ Вт.

Решение. Расчет ведут в диапазоне предполагаемых коэффициентов затекания, предварительно задав ряд их значений с последующей корректировкой графическим построением. Результаты расчета сведены в табл. V.5, а графическая корректировка представлена на рис. V.12.

На рис. V.12 по оси абсцисс отложены коэффициенты затекания, а по оси ординат—гидравлические потери. Точка *A* соответствует потокораспределению при изотермических условиях: $\alpha = 0,388$, гидравлические потери в узле $\Delta p_{у} = 120$ Па. Точка *B* соответствует движению теплоносителя снизу вверх: $\alpha = 0,346$, гидравлические потери в узле $\Delta p_{у} = 130$ Па. Точка *C* соответствует движению теплоносителя сверху вниз: $\alpha = 0,42$, $\Delta p_{у} = 112$ Па. Разность ординат *BB'* и *CC'* — гравитационное давление в малом контуре циркуляции при расчетном режиме.

Последовательность расчета однотрубных систем отопления не отличается от рассмотренной на примере двухтрубной системы отопления. Так же определяют $\Delta p_{р.ц}$ [в данном случае по формулам (V.16) и (V.13)], выбирают и рассчитывают главное циркуляционное кольцо и увязывают с ним остальные циркуляционные кольца ответвлений. При расчете стояков с замыкающими участками по удельным потерям предварительно определяют коэффициенты затекания или берут их по справочным данным (например, по прил. 12) и расчет ведут по трассе через замыкающие участки. При расчете по характеристикам сопротивления определяют характеристики сопротивления узлов при изотермических условиях. Основным преимуществом метода расчета по характеристикам сопротивления явля-

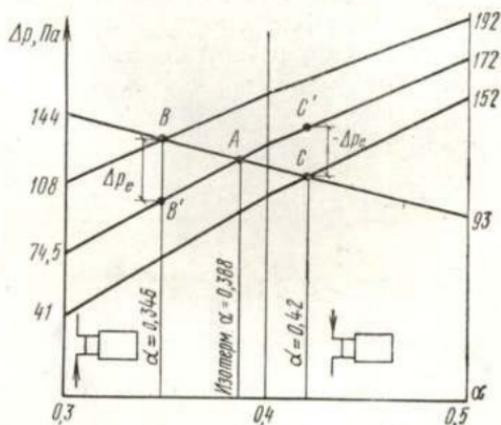


Рис. V.12. Нахождение действительного коэффициента затекания воды в прибор (к примеру V.3)

Таблица V.5. К расчету малого циркуляционного кольца

Обозначения	Ветвь подводки к нагревательному прибору при значении α			Обозначения	Ветвь замыкающего участка при значении $1-\alpha$		
	0,3	0,4	0,5		0,7	0,6	0,5

Коэффициенты местных сопротивлений (данные из справочника)

	6,7	3,56	2,2		3,3	4,15	5,4
	6,7	3,56	2,2		2,3	2,3	2
	3	3	3	$\frac{\lambda}{d} l$	1,35	1,35	1,35
	4	4	4	—	—	—	—
	1,6	1,6	1,6	—	—	—	—

$\frac{\lambda}{d} l$	3,24	3,24	3,24	—	—	—	—
$\Sigma \zeta_{\text{II}}$	25,24	18,96	16,24	$\Sigma \zeta_{\text{a}}$	6,95	7,8	8,75

Характеристики сопротивления ветвей, Па/(кг·ч⁻¹)²

S_{II}	269	201	172	S_{a}	73,5	82,7	93
-----------------	-----	-----	-----	----------------	------	------	----

Расходы теплоносителя по ветвям, кг/ч

G_{II}	60	80	100	G_{a}	140	120	100
-----------------	----	----	-----	----------------	-----	-----	-----

Гидравлические потери при изотермических условиях, Па

Δp_{II}	74,5	129	172	Δp_{a}	144	119	93
------------------------	------	-----	-----	-----------------------	-----	-----	----

Гравитационное давление в малом контуре циркуляции, Па

Δp_{e}	33,5	25	20	—	—	—	—
-----------------------	------	----	----	---	---	---	---

Гидравлические потери с учетом гравитационного давления, Па

а) При движении теплоносителя сверху вниз

$\Delta p_{\text{II}} - \Delta p_{\text{e}}$	41	104	152	—	—	—	—
--	----	-----	-----	---	---	---	---

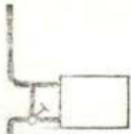
б) При движении теплоносителя снизу вверх

$\Delta p_{\text{II}} + \Delta p_{\text{e}}$	108	154	192	—	—	—	—
--	-----	-----	-----	---	---	---	---

ется возможность решения обратных задач, т. е. определения потоко-распределения в системе отопления при заданных диаметрах труб; кроме того, значительно упрощается расчет с полной гидравлической увязкой системы при различных перепадах температуры теплоносителя в стояках. Рассмотрим такую увязку на примере расчета ветви однотрубной системы отопления.

Пример V.4. Рассчитать ветвь однотрубной проточно-регулируемой системы водяного отопления с нижней разводкой для пятиэтажного здания с высотой каждого этажа 3 м (рис. V.13). Стояки монтируются из унифицированных узлов (табл. V.6) диаметром 15 и 20 мм с односторонним присоединением отопительных приборов.

Таблица V.6. Характеристики сопротивления унифицированных узлов

Схема узла	d , мм	$S \cdot 10^4$, Па/(кг·ч ⁻¹) ²
	15 20	81,4 21,36
	15 20	156 37,96
	15 20	126 28,6
	15 20	84 15,9

Система отопления присоединена к наружным тепловым сетям с параметрами теплоносителя (150—70)°С по зависимой схеме через элеватор. Параметры теплоносителя в системе отопления (95—70)°С.

Решение. Определяем расчетное циркуляционное давление по формуле (V.16). Насосное давление, действующее в системе отопления, присоединенной к тепловым сетям, определяем по графику прил. 13 при $p_r - p_o = 100$ кПа и коэффициенте смешения $q = \frac{150-95}{95-70} = 2,2$:

$$\Delta p_H = 11\,000 \text{ Па.}$$

Гравитационное давление находим по формулам (V.14) и (V.6):

$$h_0 = \frac{\sum Q_i h_i}{\sum Q_i} = \frac{2 \cdot 2800 + 5 \cdot 2000 + 8 \cdot 1800 + 11 \cdot 1860 + 14 \cdot 2820}{2800 + 2000 + 1800 + 1860 + 2820} = 8 \text{ м};$$

$$\Delta p_e = \beta h_0 (t_r - t_0) = 6,2 \cdot 8 (95 - 70) = 1250 \text{ Па}.$$

Расчетное давление по формуле (V.16):

$$\Delta p_{p.ц} = \Delta p_{п} + \Delta p_e = 11\,000 + 1250 = 12\,250 \text{ Па}.$$

Заполняем первые четыре графы табл. V.7. Расход теплоносителя в графе 3 определяют при расчетном перепаде температур в системе отопления по формуле

$$G_{25} = \frac{3,6Q}{4,187(95 - 70)}.$$

Определяем по формуле (V.34) ориентировочное значение удельных потерь на трение при протяженности главного циркуляционного кольца $\Sigma l = 83,6 \text{ м}$:

$$R_{op} = 0,9 \cdot 0,65 \cdot 12250/83,6 = 86 \text{ Па/м}.$$

В графу 5 запишем ориентировочные значения удельных гидравлических характеристик, $\text{Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2$, определяемых по выражению

$$S_{op} = R_{op}/G_{25}^2.$$

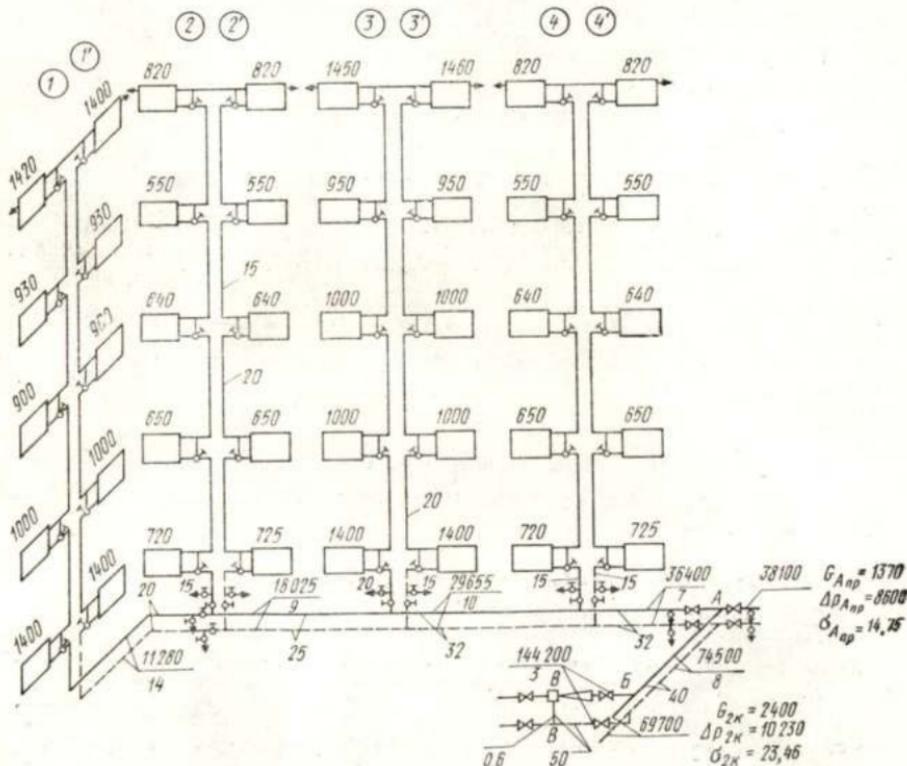


Рис. V.13. Схема ветви однотрубной системы отопления (к примеру V.4)

По прил. 10, ориентируясь на значения S , близкие к значениям $S_{ор}$, подбираем диаметры участков и соответствующие им значения λ/d и A , которые вносим в графы 6, 7 и 11 табл. V.7.

По прил. 8 и расчетной схеме определяем коэффициенты местных сопротивлений по участкам, которые записываем в табл. V.8, а суммарные значения — в графу 9 табл. V.7.

По формуле (V.43) определяем характеристики сопротивления участков магистралей и записываем их в графу 12 табл. V.7.

Расчет тупиковой схемы начинают с дальнего стояка.

По предварительному подбору диаметров (см. табл. V.7) диаметр стояка 20 мм. Выбирая из табл. V.6 необходимые конструктивные элементы, определяем характеристику сопротивления стояка:

$$S_{ст1} = (37,96 \cdot 8 + 21,36 \cdot 2) \cdot 10^{-4} = 346,4 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2.$$

Гидравлические потери в стояке при расходе теплоносителя $G_{ст1} = 388 \text{ кг/ч}$ составят:

$$\Delta p_{ст1} = 346,4 \cdot 10^{-4} \cdot 388^2 = 5215 \text{ Па}.$$

Гидравлические потери на участке 1—2:

$$\Delta p_{1-2} = 115,11 \cdot 10^{-4} \cdot 388^2 = 1733 \text{ Па}.$$

Расчетное давление для стояка 2 будет равно гидравлическим потерям на участке 1—2 и в стояке 1:

$$\Delta p_{ст2} = \Delta p_{1-2} + \Delta p_{ст1} = 1733 + 5215 = 6948 \text{ Па}.$$

Требуемую характеристику стояка 2, при которой обеспечивается заданный расход $G_{ст2} = 232 \text{ кг/ч}$, определим по формуле (V.44):

$$S_{ст2}^{тр} = \Delta p_{ст2} / G_{ст2}^2 = 6948 / 232^2 = 1290,8 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2.$$

Из унифицированных узлов конструируем стояк с характеристикой сопротивления, близкой к требуемой:

$$S_{ст2} = (126 + 156 \cdot 6 + 81,4 \cdot 2 + 37,96 \cdot 2 + 15,9) \cdot 10^{-4} = 1315 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2.$$

По полученной конструктивной характеристике сопротивления стояка 2 определяем расход теплоносителя по формуле (V.44):

$$G_{ст2} = \sqrt{\Delta p_{ст2} / S_{ст2}} = \sqrt{6948 / (1315 \cdot 10^{-4})} = 230 \text{ кг/ч}.$$

Определяем расход теплоносителя по участку 2—3 как сумму расходов, проходящих через участок 1—2 и стояк 2:

$$G_{2-3} = 388 + 230 = 618 \text{ кг/ч}.$$

Определяем гидравлические потери на участке 2—3:

$$\Delta p_{2-3} = 17,95 \cdot 10^{-4} \cdot 618^2 = 685 \text{ Па}.$$

Расчетное давление в точках присоединения стояка 3:

$$\Delta p_{ст3} = 6948 + 685 = 7633 \text{ Па}.$$

Определяем требуемую характеристику стояка 3:

$$S_{ст3}^{тр} = 7633 / 400^2 = 477 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2.$$

Характеристика сопротивления стояка 3 из унифицированных узлов $S_{ст3} = (126 + 37,96 \cdot 8 + 21,36 \cdot 2 + 15,9) \cdot 10^{-4} = 488,3 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2.$

Расход теплоносителя через стояк 3:

$$G_{ст3} = \sqrt{7633 / (488,3 \cdot 10^{-4})} = 396 \text{ кг/ч}.$$

Таблица V.7. Гидравлический расчет однотрубной системы водяного отопления

№ стояков и участков	Q, Вт	G_{220} , кг/ч	l, м	$S_{оп} \cdot 10^4$, Па/(кг·ч ⁻¹) ²	d, мм	λ/d	$\frac{\lambda}{d} l$	$\Sigma \xi$	$\frac{\lambda}{d} l + \Sigma \xi$	$A \cdot 10^4$, Па/(кг·ч ⁻¹) ²	$S \cdot 10^4$, Па/(кг·ч ⁻¹) ²	G, кг/ч	Δt , °C	$\Delta p = SG^2$, Па	G, кг/ч	Δt , °C
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	11 280	388	32	5,7							346,4	388	25	5215	380	25,5
1—2	11 280	388	14	5,7	20	1,8	25,2	11	36,2	3,18	115,11	388	—	1733		
2	6 745	232	—								1315	230	25,2	6948	225	25,8
2—3	18 025	620	9	2,2	25	1,4	12,6	2	14,6	1,23	17,95	618	—	685		
3	11 630	400	—								488,3	396	25,2	7633	388	25,8
3—4	29 655	1020	10	0,84	32	1	10	2	12	0,392	4,7	1014	—	485		
4	6 745	232	—								1620,8	225	25,2	8118	220	26,4
4—A	36 400	1252	7	0,55	32	1	7	7,5	14,5	0,392	5,7	1239	—	845		
														8963	1213	
A—Б	74 500	2560	8	0,13	40	0,8	6,4	4,5	10,9	0,23	2,51			1680	2582	
Б—В	144 200	4960	3	0,035	50	0,55	1,65	1,5	3,15	0,0824	0,25			615	4960	
В—В	—	3410	0,6	0,07	50	0,55	0,33	1,5	1,83	0,0824	0,151			175	3410	

Таблица V.8. Коэффициенты местных сопротивлений на участках главного циркуляционного кольца

№ участка	d , мм	Местные сопротивления	Коэффициент местных сопротивлений
1—2	20	{ Два тройника на проходе { Два проходных крана { Четыре отвода 90°	2 · 1 = 2 2 · 1,5* = 3 4 · 1,5 = 6
2—3	25	Два тройника на проходе	$\Sigma \zeta = 11$ $\Sigma \zeta = 2 \cdot 1 = 2$
3—4	32	То же	$\Sigma \zeta = 2 \cdot 1 = 2$
4—A	32	{ Тройник на ответвлении { Тройник на противотоке { Два проходных крана	1,5 3 2 · 1,5* = 3
A—B	40	{ Тройник на ответвлении { Тройник на противотоке	$\Sigma \zeta = 7,5$ 1,5 3
B—B	50	{ Отвод 90° { Две задвижки	$\Sigma \zeta = 4,5$ 0,5 2 · 0,5 = 1
B—B	50	Тройник на ответвлении	$\Sigma \zeta = 1,5$ $\Sigma \zeta = 1,5$

* По данным НИИ санитарной техники.

Расход теплоносителя по участку 3—4:

$$G_{3-4} = 618 + 396 = 1014 \text{ кг/ч.}$$

Потери давления на участке 3—4:

$$\Delta p_{3-4} = 4,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1014^2 = 485 \text{ Па.}$$

Расчетное давление между точками присоединения стояка 4 к магистралям

$$\Delta p_{ст 4} = 7633 + 485 = 8118 \text{ Па.}$$

Требуемая характеристика сопротивления стояка 4 при $\Delta t = 25^\circ \text{C}$

$$S_{ст 4}^{TP} = 8118 / 232^2 = 1510 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2,$$

Характеристика сопротивления стояка 4 из унифицированных узлов

$$S_{ст 4} = (126 + 156 \cdot 8 + 81,4 \cdot 2 + 84) \cdot 10^{-4} = 1620,8 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2.$$

Расход теплоносителя через стояк 4:

$$G_{ст 4} = \sqrt{8118 / (1620,8 \cdot 10^{-4})} = 225 \text{ кг/ч.}$$

Расход теплоносителя по участку 4—A:

$$G_{4-A} = 1014 + 225 = 1239 \text{ кг/ч.}$$

Потери давления на участке 4—A:

$$\Delta p_{4-A} = 5,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1239^2 = 845 \text{ Па.}$$

Расчетное избыточное давление в точке A:

$$\Delta p_{лев} = 8118 + 845 = 8963 \text{ Па.}$$

Проводимость рассчитанной левой ветви по формуле (V.46) составит:

$$\sigma_{A \text{ лев}} = 1239 / \sqrt{8963} = 13,08 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

По аналогичному расчету правой ветви получено давление в точке $A \Delta p_{A \text{ пр}} = 8600 \text{ Па}$ при расходе теплоносителя $G_{A \text{ пр}} = 1370 \text{ кг}/\text{ч}$ и проводимость $\sigma_{A \text{ пр}} = 14,75 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5})$. В общих точках не может быть разных давлений, поэтому в этих точках произойдет перераспределение потоков по ветвям, которое может быть определено по формуле (V.50):

$$G_{A \text{ лев}} = G_{A-B} \frac{\sigma_{A \text{ лев}}}{\sigma_{A \text{ лев}} + \sigma_{A \text{ пр}}} = G_{A-B} \frac{13,08}{13,08 + 14,75} = 0,47 G_{A-B}.$$

Но в нашем примере в точке B подключено второе крыло системы отопления, для которого аналогично проведенному расчету получены: расход теплоносителя $G_{2к} = 2400 \text{ кг}/\text{ч}$, потери давления $\Delta p_{2к} = 10\,230 \text{ Па}$ и проводимость $\sigma_{2к} = 23,46 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5})$. В связи с этим расчет необходимо довести до точки B и также получить значение проводимости первого крыла системы.

Левая и правая ветви включены параллельно, поэтому совместная проводимость будет равна сумме их проводимостей:

$$\sigma_A = 13,08 + 14,75 = 27,83 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}),$$

а отвечающая ей характеристика сопротивления будет равна:

$$S_A = \frac{1}{\sigma_A^2} = \frac{1}{27,83^2} = 12,91 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2.$$

Участок $A - B$ по отношению к ветвям рассчитываемого первого крыла включен последовательно, поэтому характеристика сопротивления, приведенная к точкам B , может быть получена сложением характеристики сопротивления ветвей S_A и участка $A - B$ $S_{A-B} = 2,51 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2$ см. табл. V.7):

$$S_{1к} = (12,91 + 2,51) \cdot 10^{-4} = 15,42 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2,$$

а отвечающая ей проводимость первого крыла

$$\sigma_{1к} = \frac{1}{\sqrt{S_{1к}}} = 25,48 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Первое и второе крыло системы отопления включены параллельно, поэтому их совместная проводимость будет равна сумме проводимостей:

$$\sigma_{1к-2к} = 25,48 + 23,46 = 48,94 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

По участку $A - B$ в первое крыло пойдет теплоносителя

$$G_{A-B} = G_{с.о} \frac{\sigma_{1к}}{\sigma_{1к-2к}} = \frac{25,48}{48,94} G_{с.о} = 0,5206 G_{с.о}.$$

Суммарный расход теплоносителя в системе отопления в расчетных условиях при $Q = 144\,200 \text{ Вт}$, $t_r = 95^\circ \text{ С}$ и $t_o = 70^\circ \text{ С}$ составит:

$$G_{с.о} = \frac{3,6 \cdot 144\,200}{4,187 (95 - 70)} = 4960 \text{ кг}/\text{ч}.$$

По участку $A - B$ в первое крыло пойдет теплоносителя

$$G_{A-B} = 0,5206 \cdot 4960 = 2582 \text{ кг}/\text{ч}.$$

Количество воды, которая пойдет по левой ветви, составит:

$$G_{4-A} = 0,47 \cdot 2582 = 1213 \text{ кг}/\text{ч}.$$

Фактическое количество воды, поступающей в рассчитываемую ветвь, получилось меньше, чем было в расчете: 1213 вместо 1239 кг/ч. Следовательно, расходы по стоякам изменятся пропорционально отношению 1213/1239 и составят: $G_{ст1} = 380$; $G_{ст2} = 225$; $G_{ст3} = 388$; $G_{ст4} = 220$ кг/ч.

Избыточное давление в точке *Б* при скорректированном расходе теплоносителя по формуле (V.46) составит:

$$\Delta p_B = 4960^2 / 48,94^2 = 10270 \text{ Па.}$$

Потери давления на участках *Б — В* и *В — В* составят:

$$\Delta p_{Б-В} = 0,25 \cdot 10^{-4} \cdot 4960^2 = 615 \text{ Па;}$$

$$\Delta p_{В-В} = 0,151 \cdot 10^{-4} \cdot 3410^2 = 175 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления в системе отопления составят.

$$\Delta p_{с.о} = 10270 + 615 + 175 = 11060 \text{ Па.}$$

Запас составит:

$$\Delta = \frac{12250 - 11060}{12250} 100 = 9,7\%.$$

Глава VI. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 30. ПРИНЦИП РАБОТЫ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Если при кипении воды давление остается неизменным, температура воды будет постоянной. Тепло же, подводимое к ней, расходуется на ее испарение. Это тепло называется *скрытой теплотой парообразования*.

Водяной пар, находящийся в термодинамическом равновесии с водой, называется *сухим насыщенным паром*, а смесь сухого насыщенного пара с капельками воды во взвешенном состоянии — *влажным насыщенным паром*.

Энтальпия i'' , кДж/кг, сухого насыщенного пара

$$i'' = i' + r, \quad (VI.1)$$

где i' — энтальпия воды при температуре кипения (теплота, затрачиваемая на подогрев жидкости до температуры кипения), кДж/кг; r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

При давлении пара в 0,01 МПа значение $i' = 426,2$ кДж/кг, $r = 2260$ кДж/кг и энтальпия пара $i'' = 426,2 + 2260 = 2686,2$ кДж/кг.

При конденсации пара скрытая теплота парообразования выделяется. Температура конденсата в момент его образования равна температуре пара. Данные о температуре, плотности и энтальпии сухого насыщенного пара в зависимости от давления приведены в прил. 14.

В системах парового отопления применяется сухой насыщенный пар и используется свойство его при конденсации выделять скрытую теплоту парообразования. Пар из котлов по паропроводам посту-

пает в нагревательные приборы, установленные в помещениях. В нагревательных приборах пар конденсируется, и тепло через стенки приборов передается в помещения. Конденсат отводится из приборов по трубопроводам в сборные конденсатные баки, откуда насосами перекачивается в котлы, а в отдельных случаях возвращается сразу в котлы (самотеком).

§ 31. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы парового отопления, как было указано в гл. II, подразделяют на *вакуум-паровые*, *низкого давления* (до 0,07 МПа) и *высокого давления* (более 0,07 МПа). Системы низкого и высокого давления, в свою очередь, подразделяют:

1) по связи с атмосферой — на *открытые*, сообщающиеся с атмосферой, и *закрытые*, не сообщающиеся с атмосферой;

2) по способу возврата конденсата в котел — на *замкнутые* с непосредственным возвратом конденсата в котел и *разомкнутые* с возвратом конденсата в конденсатный бак и последующей перекачкой его из бака в котел;

3) по схеме расположения трубопроводов — на *двухтрубные* и *однотрубные* (те и другие могут быть с верхней, нижней и смешанной разводкой, с сухим и мокрым конденсатопроводом).

Сухим называют конденсатопровод, сечение которого при работе системы не полностью заполнено конденсатом, а при перерывах в работе системы свободно от воды. Мокрым называют конденсатопровод, всегда полностью заполненный водой.

Конденсатопровод может быть напорным, если конденсат перемещается при помощи насосов или избыточного давления пара, и самотечным, если конденсат перемещается самотеком.

§ 32. УСТРОЙСТВО СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Системы парового отопления низкого давления устраивают по открытой схеме. На рис. VI.1 приведена схема системы парового отопления низкого давления с верхней разводкой, двухтрубной, тупиковой, замкнутой, с сухим конденсатопроводом.

Перед пуском системы открывают вентиль на водопроводной линии, и вода под давлением поступает в систему и заполняет ее до уровня I—I в паросборнике. Вентиль закрывают и начинают топить котел. Температура воды в котле поднимается, вода закипает. Пар из котла по главному стояку 1 поступает в магистральные паропроводы 2, паровые стояки 3 и через ответвления 4 в нагревательные приборы 5, где конденсируется. Конденсат по ответвлениям 6 из приборов поступает в конденсатный магистральный трубопровод 7 и из него в котел. Давление пара в котле уравнивается

вається со стороны конденсатной линии столбом воды h (при давлении пара в котле 0,01 МПа высота $h = 1$ м).

При стекании конденсата из горизонтальной конденсатной трубы в общий конденсатный стояк высота столба воды в нем увеличивается, часть конденсата выдавливается в котел. При пуске системы отопления воздух из нее вытесняется паром.

Воздух тяжелее пара, и поэтому он удаляется через конденсатную линию и воздушную трубу 10.

Точка присоединения воздушной трубы к конденсатному трубопроводу должна быть выше уровня воды в общем конденсатном стояке на 200—250 мм.

Перед нагревательными приборами для регулирования количеств

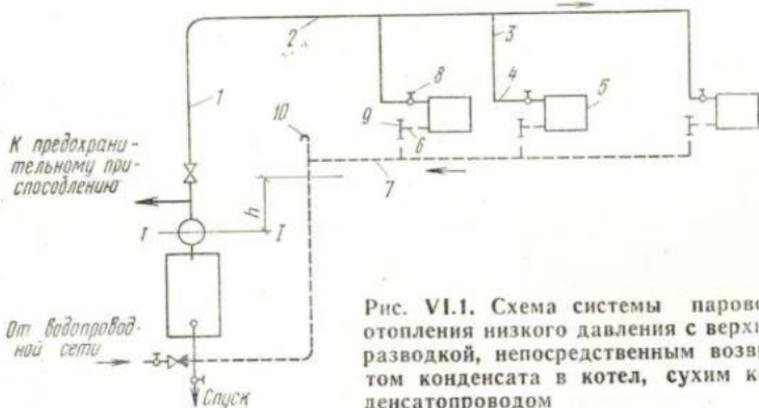


Рис. VI.1. Схема системы парового отопления низкого давления с верхней разводкой, непосредственным возвратом конденсата в котел, сухим конденсатопроводом

ва пара, поступающего в приборы, устанавливают вентили 8. Чтобы при регулировании системы убедиться, что пар не поступает из приборов в конденсатопровод, а полностью в них конденсируется, на ответвлениях от приборов рекомендуется устанавливать тройники 9 с пробкой.

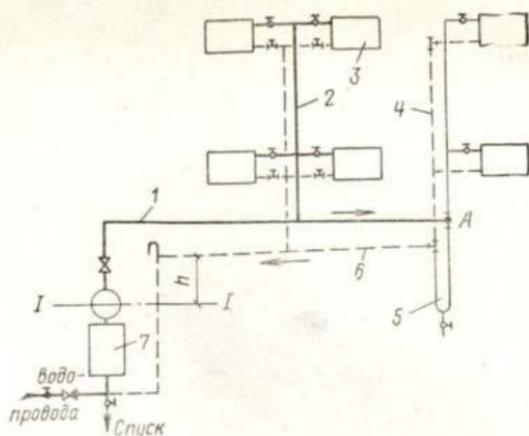
На рис. VI.2 приведена схема системы парового отопления низкого давления с нижней разводкой, двухтрубной, тупиковой, замкнутой, с сухим конденсатопроводом. Эта система работает аналогично системе с верхней разводкой. Пар из паровой распределительной магистрали поступает в паровые стояки снизу вверх и через ответвления — в нагревательные приборы. Конденсат по конденсатным стоякам и сборной конденсатной магистрали стекает в котел.

Паровая магистраль прокладывается с уклоном 0,01—0,005 в сторону движения пара. Это делается во избежание возникновения шума, а также для обеспечения стекания конденсата по направлению движения пара. Из конечной точки А конденсат отводится через петлю (рис. VI.3), представляющую собой гидравлический затвор, не позволяющий пару проникнуть в конденсатную магистраль.

При работе системы высота стояния воды в левой части петли соответствует давлению пара в точке А, и количество конденсата,

Рис. VI.2. Схема системы парового отопления низкого давления с нижней разводкой

1 — распределительная паровая магистраль; 2 — паровой стояк; 3 — нагревательный прибор; 4 — конденсатный стояк; 5 — гидравлический затвор; 6 — сборная конденсатная магистраль; 7 — котел



поступающего в правую часть петли, равно количеству конденсата, переливающегося в конденсатную магистраль. Последняя прокладывается с уклоном $0,01-0,005$ в направлении к котлу. Скорости движения пара в подъемных стояках не должны превышать $10-14$ м/с. При больших скоростях пар подхватывает образующийся в стояках конденсат, что приводит к возникновению шума и гидравлических ударов.

На рис. VI.4 приведена схема системы парового отопления низкого давления со смешанной разводкой (верхней и нижней), замкнутой, с сухим конденсатопроводом. Она может быть применена при прокладке магистрального паропровода над полом верхнего этажа, а также над полом или под потолком одного из средних этажей здания.

Для обогрева больших помещений, не требующих индивидуальной регулировки теплоотдачи каждого прибора, применяют однотрубные горизонтальные системы парового отопления (рис. VI.5).

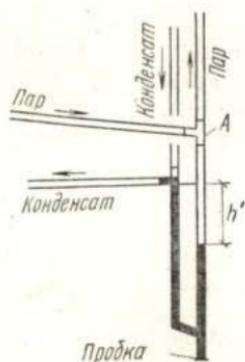


Рис. VI.3. Гидравлический затвор

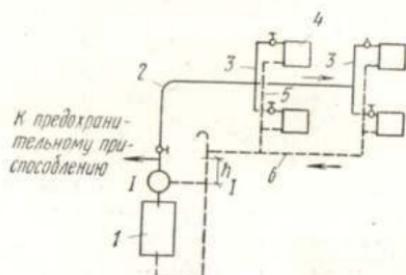


Рис. VI.4. Схема системы парового отопления низкого давления со смешанной разводкой

1 — котел; 2 — паровая магистраль; 3 — паровой стояк; 4 — нагревательный прибор; 5 — конденсатный стояк; 6 — конденсатная магистраль

Непосредственный возврат конденсата в котел применяют при давлении пара до 0,02 МПа, поскольку при более высоком давлении пришлось бы значительно заглублять котельную.

При давлении пара выше 0,02 МПа применяют системы с возвратом конденсата самотеком в конденсатный бак и последующей перекачкой его в котел при помощи центробежного насоса, который располагают ниже уровня дна бака для лучшего обеспечения работы насоса на горячей воде (рис. VI.6). При таком устройстве системы

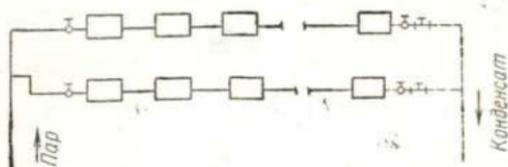


Рис. VI.5. Схема однотрубной горизонтальной системы парового отопления

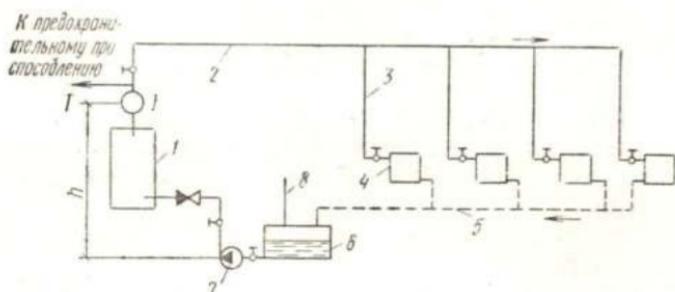


Рис. VI.6. Схема разомкнутой системы парового отопления низкого давления
1 — котел; 2 — паровая магистраль; 3 — паровой стояк; 4 — нагревательный прибор; 5 — конденсатная магистраль; 6 — конденсатный бак; 7 — насос; 8 — воздушная труба

нагревательные приборы можно устанавливать на одном уровне с котлом и даже ниже его. Воздух из системы удаляется в атмосферу по конденсатному трубопроводу через конденсатный бак. Во избежание выхода пара в атмосферу через конденсатную магистраль в конце ее перед баком устанавливается в зависимости от давления пара петлеобразный гидравлический затвор или конденсатоотводчик.

Верхнюю разводку паропроводов следует применять при наличии чердака или при возможности прокладки их под потолком верхнего этажа, нижнюю разводку — при отсутствии чердака и невозможности прокладки паропроводов под потолком какого-либо этажа.

§ 33. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Расчет паропроводов. Методика расчета паропроводов систем парового отопления низкого давления в основном аналогична методике расчета теплопроводов систем водяного отопления. Расчет диаметров паропровода ведется отдельно от расчета диаметров кон-

денсатопровода. Давление пара в начале паровой магистрали (при выходе из котла) p принимают в зависимости от протяженности паропроводов l :

l , м . . .	< 100	100—200	200—300
p , МПа . . .	0,005—0,01	0,01—0,02	0,02—0,03

При обогреве ряда зданий из одной котельной или использовании пара низкого давления для питания калориферов и пароводонагревателей применяют давление от 0,03 до 0,07 МПа.

Паропроводы можно рассчитывать по удельным потерям давления на трение, пользуясь таблицей прил. 15, аналогичной таблице для расчета трубопроводов систем водяного отопления. Таблица составлена для среднего значения плотности пара, поскольку его плотность при низких давлениях изменяется в незначительных пределах.

Расчет начинают с ветви паропровода наиболее неблагоприятно расположенного прибора, каковым является прибор, наиболее удаленный от котла.

На преодоление сопротивлений трения и местных сопротивлений расходуется разность давлений пара при выходе из котла и перед нагревательным прибором.

Давление пара перед вентилем нагревательного прибора принимают от 0,0015 до 0,002 МПа.

Скорости движения пара в системах парового отопления низкого давления во избежание возникновения шума должны быть ограничены при попутном движении пара и конденсата 30 м/с, при встречном движении их — 20 м/с.

При предварительном расчете паропроводов принимают, что на преодоление сопротивлений трения расходуется 65% разности давления пара при выходе из котла и перед нагревательным прибором. Разделив эту величину на длину трубопровода от котла до рассматриваемого прибора, находят ориентировочные удельные потери давления на трение $R_{ор}$, Па/м.

По прил. 15, согласно значениям $R_{ор}$ и тепловых нагрузок Q , Вт, на расчетных участках, определяют их диаметры и соответствующие фактические значения R , Па/м, и v , м/с. Далее находят потери давления на преодоление сопротивлений трения Rl на участках и для всей расчетной ветви паропровода. Затем определяют сумму коэффициентов местных сопротивлений на отдельных участках по прил. 8 и потери Z на преодоление местных сопротивлений с помощью прил. 16. После этого находят величину ΣZ для всей расчетной ветви паропровода.

Определив $\Sigma (Rl + Z)$ в расчетной ветви, сравнивают полученную величину с располагаемым давлением в системе. Запас в располагаемом давлении допускается принимать в размере до 10% для преодоления возможных сопротивлений, не учтенных расчетом трубопроводов. После определения диаметров ветви паропровода

наиболее неблагоприятно расположенного прибора переходят к определению диаметров ветвей паропровода других нагревательных приборов. Расчет должен быть произведен так, чтобы потери давления во взаимосвязанных частях систем не отличались между собой более чем на 25%.

Расчет конденсаторов. Диаметры конденсаторов подбирают по прил. 17 в зависимости от тепловых нагрузок участков, характера конденсаторов (сухой или мокрый) и длины его.

Пример VI.1. Рассчитать трубопровод системы парового отопления низкого давления, схема которого изображена на рис. VI.7. Тепловые нагрузки и длины участков указаны на схеме.

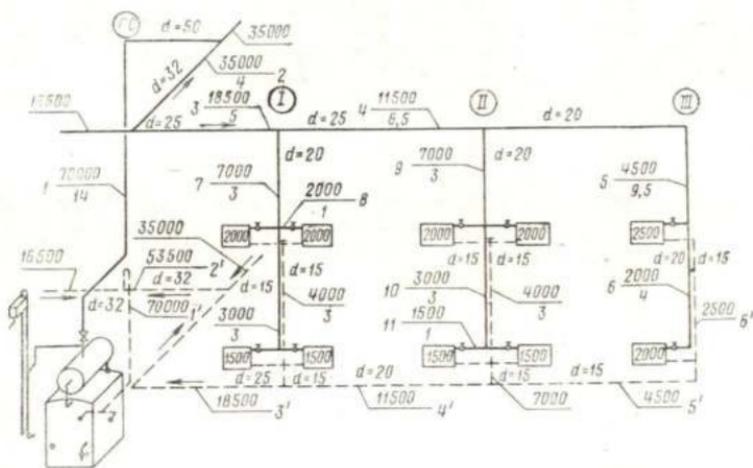


Рис. VI.7. Расчетная схема системы парового отопления низкого давления

Решение. Наиболее неблагоприятно расположен нагревательный прибор I этажа на стояке III. Общая длина паропровода от котла до этого прибора 43 м. При такой протяженности паропровода рекомендуется принимать давление в пределах от 0,005 до 0,01 МПа. Высота помещения котельной допускает без дополнительного заглубления принять давление 0,01 МПа. Конечное давление перед вентилем прибора оставляем 0,002 МПа. Располагаемое давление на преодоление сопротивлений в паропровode $p = 0,01 - 0,002 = 0,008$ МПа = 8 000 Па. На преодоление сопротивлений трения принимаем 65% p .

Определим ориентировочные удельные потери на преодоление сопротивлений трения:

$$R_{op} = 0,65 \cdot 8000/43 = 120 \text{ Па/м.}$$

По прил. 15, согласно найденному значению R_{op} и тепловым нагрузкам участков, подбираем соответствующие им диаметры и значения R , Па/м, и v , м/с. Полученные расчетные данные сводим в табл. VI.1. Далее определяем для всех участков потери на трение Rl , Па. Согласно прил. 8 находим сумму коэффициентов местных сопротивлений на каждом участке (табл. VI.2).

Таблица VI.1. Гидравлический расчет паропроводов систем парового отопления низкого давления

№ участ- ка	Q, Вт	l, м	Данные предварительного расчета							Данные окончательного расчета					
			d, мм	v, м/с	R _{опр} , Па/м	Rl, Па	Σζ	Z, Па	Rl+Z, Па	d, мм	v, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Σζ	Z, Па

Расчет кольца через прибор I этажа стояка III. Располагаемое давление 9000 Па

1	70000	14	50	22,9	85	1190	9,75	1620	2810							
2	35000	4	32	24,4	184	736	1,5	285	1021							
3	18500	5	25	22,2	240	1200	1,5	225	1425							
4	11500	6,5	25	14,1	93	605	1	64	669							
5	4500	9,5	20	8,75	45	425	1	62	487							
6	2000	4	15	7,4	49	196	7	122	318	20	3,75	9,4	38	6	27	65
			$\Sigma l = 43$							$\Sigma(Rl + Z) = 6730$						

Расчет кольца через прибор II этажа стояка I. Располагаемое давление $2000 + (Rl + Z)_{4, 5, 6}$

По предварительному расчету $p = 2000 + 318 + 487 + 669 = 3474$ Па

8	7000	3	20	13,6	107	321	1,5	79	400							
	2000	1	15	7,4	49	49	4,5	78	127							
			$\Sigma l = 4$							$\Sigma(Rl + Z) = 527$						

Невязка по отношению к прибору III стояка по предварительному расчету $(3474 - 2527)100/3474 = 27,3\% > 25\%$.

При замене диаметра участка б $p = 2000 + 669 + 65 + 487 = 3221$ Па и по окончательному расчету $(3221 - 2527)100/3221 = 21,5\% < 25\%$

Расчет кольца через прибор II этажа стояка II. Располагаемое давление $2000 + 65 + 487 = 2552$ Па

9	7000	3	20	13,6	107	321	1,5	79	400							
10	3000	3	15	11,1	108	324	5	196	520							
II	1500	1	15	5,55	30	30	3	30	60							
			$\Sigma l = 7$							$\Sigma(Rl + Z) = 980$						

Таблица VI.2. Коэффициенты местных сопротивлений на участках паропровода

№ участка	d , мм	Местные сопротивления	Коэффициент местных сопротивлений
1	50	{ Выход из котла Вентиль Три отвода 90°	1,25
			7
			$3 \cdot 0,5 = 1,5$
			$\Sigma \zeta = 9,75$
2	32	Тройник на ответвлении	$\Sigma \zeta = 1,5$
3	25	То же	$\Sigma \zeta = 1,5$
4	25	Тройник на проходе	$\Sigma \zeta = 1$
5	20	То же	$\Sigma \zeta = 1$
6	15	{ » Скоба Отвод 90° Утка	1
			3
			1,5
			1,5
			$\Sigma \zeta = 7$

По $\Sigma \zeta$ и скорости v , м/с, с помощью прил. 16 определяем потери давления в местных сопротивлениях на отдельных участках. Суммируя потери на трение и в местных сопротивлениях, определяем общие потери давления по участкам. Общие потери давления в рассчитываемой ветви составят:

$$p = 6730 + 2000 = 8730 \text{ Па};$$

запас давления

$$\Delta = \frac{10\,000 - 8730}{1000} 100 = 12,7\%.$$

Определив диаметры паропровода расчетной ветви, переходим к увязке других участков. Наибольшую невязку следует ожидать при расчете кольца через прибор II этажа на стояке I, так как на участках 7, 8 протяженностью 4 м необходимо израсходовать то же давление, что и на участках 4—6 протяженностью 20 м.

Располагаемое давление для участков прибора II этажа на стояке I

$$p = (Rl + Z)_{4,5,6} + 2000 = 669 + 487 + 318 + 2000 = 3474 \text{ Па}.$$

Находим удельные потери давления на преодоление сопротивления трения

$$R_{\text{оп}} = 0,65 (3474 - 2000) / 4 = 239 \text{ Па/м}.$$

Результаты расчета участков 7, 8 приведены в табл. VI.1.

Общие потери давления составили $2000 + 527 = 2527$ Па, при этом невязка по отношению к прибору I этажа стояка III будет равна:

$$\frac{3474 - 2527}{3474} 100 = 27,3\% > 25\%.$$

Уменьшение диаметра участка 7 приводит к еще большей невязке, поэтому для увязки необходимо изменить диаметры на участках 4, 5, 6. Заменяя диаметр паропровода на участке 6 с 15 на 20 мм, получим новое значение располагаемого давления:

$$p = 2000 + 669 + 487 + 65 = 3221 \text{ Па}.$$

При этом невязка составит:

$$\frac{3221 - 2527}{3221} 100 = 21,5\% < 25\%,$$

что удовлетворяет нормам.

Возможна увязка ветвей установкой на участке 7 дросселирующей шайбы диаметром

$$d_{ш} = 0,92 Q^{0,5} \rho^{-0,25} = 0,92 \cdot 7000^{0,5} (3474 - 2527)^{-0,25} = 14 \text{ мм.}$$

Окончательно принимаем вариант с заменой диаметра на участке 6, при этом общие потери давления в системе составят:

$$p = 8730 - 318 + 65 = 8477 \text{ Па.}$$

За расчетное давление с запасом на неучтенные потери в размере 6% следует принять $p = 8730 \cdot 1,06 = 9000 \text{ Па} = 0,009 \text{ МПа}$.

Расчет через стояк II ясен из табл. VI.1.

Диаметры конденсатопровода определяем по прил. 17, где они указаны в зависимости от количества тепла, выделяемого паром, из которого получился конденсат на отдельных участках, а также в зависимости от характера конденсатопровода (сухой или мокрый), положения его (горизонтальный или вертикальный) и длины (для мокрого конденсатопровода). Найденные диаметры заносим в табл. VI.3.

Таблица VI.3. Расчет диаметров конденсатопровода

№ участка	Q, Вт	d, мм
1'	70 000	32
2'	53 500	32
3'	18 500	25
4'	11 500	20
5'	4500	15
6'	2500	15

Примечание. На участках 2'—6' конденсатопровод сухой.

Определение объема конденсатного бака и подбор насоса для перекачки конденсата. Объем конденсатного бака в системах парового отопления низкого давления с разомкнутой схемой возврата конденсата принимают равным одночасовому расходу конденсата, если для перекачки его используется центробежный насос:

$$V = \frac{Q}{r\rho},$$

где Q — тепловая мощность системы, кДж/ч; r — скрытая теплота парообразования, кДж/кг; ρ — плотность конденсата, кг/м³.

При паре низкого давления $r = 2260$ кДж/кг и $\rho = 965$ кг/м³ (при $t = 90^\circ \text{C}$).

Для перекачки конденсата из конденсатного бака в паровые котлы низкого давления устанавливают один насос с подачей, равной двухчасовому расходу конденсата. Подача насоса, м³/ч:

$$V_{II} = \frac{Q \cdot 60}{r\rho \cdot 30}, \quad (\text{VI.2})$$

где Q — тепловая мощность системы отопления, кДж/ч.

Устанавливать насос следует так, чтобы его ось была на 400—500 мм ниже дна конденсатного бака. Это требуется для обеспечения

поступления конденсата в насос самотеком. В противном случае при создании разрежения во всасывающем трубопроводе может произойти вскипание горячего конденсата, и нормальная работа насоса нарушится.

Расчетное давление насоса p_n , Па, должно быть равно:

$$p_n = p_k + hgr + \Sigma (Rl + Z) + 10\,000, \quad (VI.3)$$

где p_k — давление пара в котле, Па; hgr — давление столба воды высотой h от максимального уровня стояния воды в котле до оси насоса, Па; $\Sigma (Rl + Z)$ — потери давления в питательном трубопроводе, Па (от конденсатного бака до котла); 10 000 — свободное давление на излив воды в котел, Па.

Мощность электродвигателя к насосу определяют по формуле (IV.9).

§ 34. УСТРОЙСТВО СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Схемы систем. К системам парового отопления высокого давления, как было указано выше, относят системы с давлением в начальной точке паропровода (при выходе из котла или при вводе в здание) более 0,07 МПа.

На рис. VI.8 приведена схема системы парового отопления высокого давления, открытой, двухтрубной, с верхней разводкой, тупиковой. Пар с давлением 0,6 МПа, необходимым для технологических нужд, поступает из котельной в первую распределительную гребенку 1 и из нее по паропроводам 2 направляется на технологические нужды. Поскольку обычно в системах парового отопления высокого давления применяется пар с давлением не выше 0,3 МПа, на пути от первой распределительной гребенки 1 ко второй 3 устанавливается редукционный клапан 4, снижающий давление пара с 0,6 до 0,3 МПа. Редукционный клапан снабжается обводной линией 5 на случай ремонта.

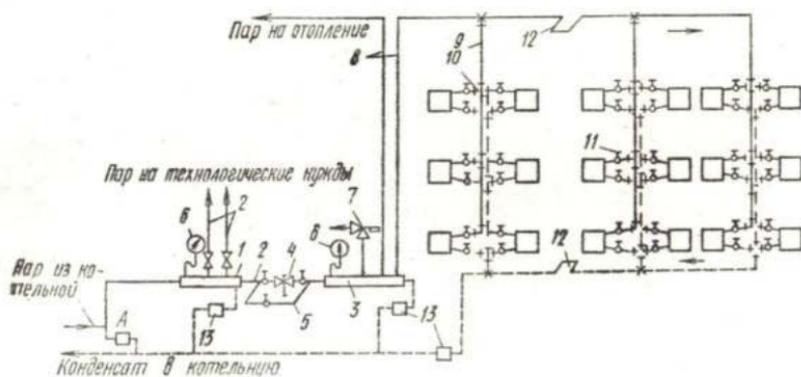


Рис. VI.8. Схема системы парового отопления высокого давления

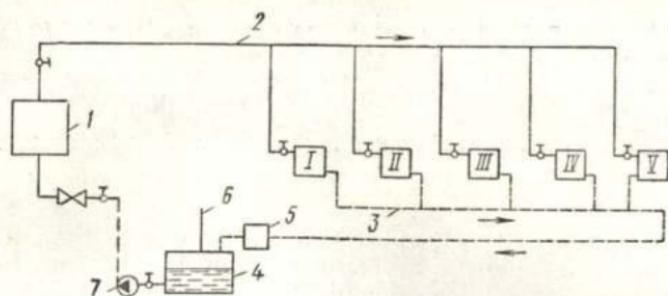


Рис. VI.9. Схема системы парового отопления с попутным движением пара и конденсата

1 — котел; 2 — паропровод; 3 — конденсатопровод; 4 — конденсатный бак; 5 — конденсатоотводчик; 6 — воздушная труба; 7 — насос

На обеих гребенках устанавливаются манометры 6. На второй гребенке 3 дополнительно устанавливается предохранительный рычажный клапан 7. Пар из этой гребенки поступает по главным стоякам 8 в стояки 9 и ответвления 10 к нагревательным приборам. У нагревательных приборов на паровых и конденсатных ответвлениях устанавливаются вентили 11 для регулирования, а при необходимости и для полного отключения отдельных приборов.

На паровой и конденсатной линиях устанавливаются компенсаторы 12, воспринимающие удлинение труб при их нагревании.

Конденсат из распределительных гребенок и точки А подъема паровой магистрали отводится через конденсатоотводчики 13.

Конденсат из системы самотеком поступает в конденсатный бак, установленный в котельной, откуда насосом перекачивается в котлы. Устройство системы парового отопления высокого давления по закрытой схеме отличается лишь тем, что конденсатный бак не сообщается с атмосферой, и поступающий в него пролетный пар и пар вторичного вскипания используются для тех или иных нужд.

При тупиковой схеме системы парового отопления высокого давления пар поступает со значительно большим давлением в нагревательные приборы, расположенные близко к котлу, и в связи с трудностью регулирования системы частично попадает из приборов в конденсатопровод, создавая подпор конденсату, поступающему из более удаленных приборов. Для устранения такого явления применяют схему с попутным движением пара и конденсата (рис. VI.9).

При таком устройстве пар из прибора I будет поступать в конденсатопровод с большим давлением, чем из прибора II, из прибора II — с большим давлением, чем из прибора III, и т. д. На последних участках конденсатопровода избыточное давление пара почти отсутствует, и самые удаленные приборы полностью освобождаются от конденсата.

Схема с попутным движением пара и конденсата может быть рекомендована не только при паре высокого давления, но и при давлении пара более 0,03 МПа.

Компенсаторы. При повышении температуры трубопроводы удлиняются. Температурное удлинение стальных труб Δl , см, определяют по формуле

$$\Delta l = 0,0012 (t_T - t_{\text{в}})l, \quad (\text{VI.4})$$

где 0,0012 — коэффициент линейного расширения; t_T — температура теплоносителя, °С; $t_{\text{в}}$ — температура воздуха, окружающего трубопровод, °С; l — длина участка трубы, м.

Компенсация температурных удлинений осуществляется путем использования поворотов трубы или (при необходимости) путем установки П-образных компенсаторов. Компенсаторы перед установкой растягивают на половину их деформации, что позволяет сократить их число.

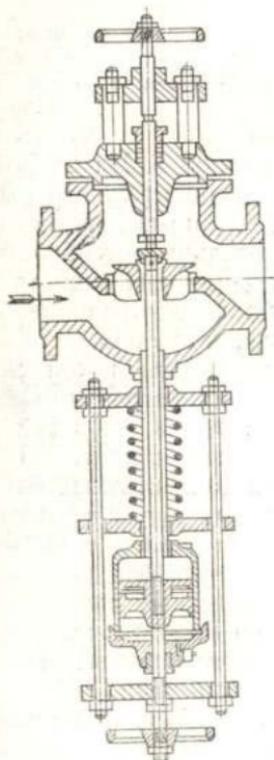


Рис. VI.10. Пружинный редуцирующий клапан

Редуцирующие клапаны. При необходимости понижения давления пара перед системой парового отопления устанавливают редуцирующие клапаны. Их назначение — поддержание в системе постоянного давления при возможном переменном давлении пара на вводе. На рис. VI.10 показан пружинный редуцирующий клапан.

Давление пара, поступающего в клапан по направлению нанесенной на рис. VI.10 стрелки, при проходе его через кольцевую щель при приподнятом золотнике понижается до расчетного. Золотник связан со штоком и поршнем, находящимся под давлением пара, поступающего в редуктор.

Вращением маховика на шпинделе можно изменять степень открытия кольцевой щели у золотника. Если давление после редуцирующего клапана увеличится, золотник опустится, кольцевой зазор уменьшится. При уменьшении давления после редуцирующего клапана золотник под воздействием пружины поднимется и кольцевая щель увеличится.

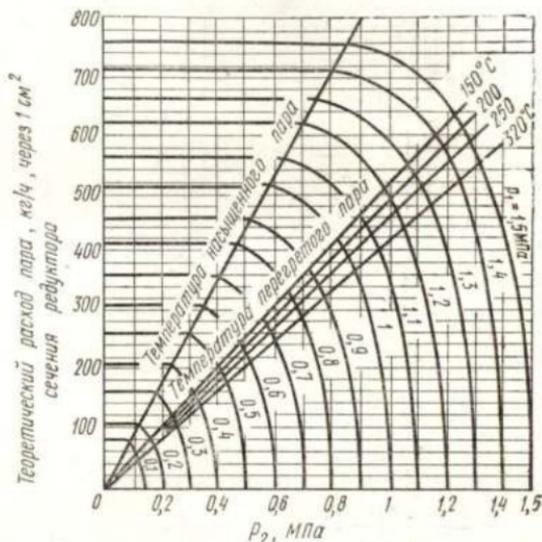
Изменение давления пара, поступающего в редуцирующий клапан, не влияет на степень открытия кольцевой щели, поскольку площадь поршня равна площади золотникового отверстия. Вращением маховика можно прижать золотник к седлу клапана, прекратив этим поступление пара в систему отопления.

Редуцирующий клапан можно подбирать по номограмме канд. техн. наук А. В. Хлудова (рис. VI.11). Нормальная работа редуцирующего клапана обеспечивается при отношении начального давления к конечному, не превышающем 5—7.

Конденсатоотводчики. Пар высокого давления не всегда успевает полностью сконденсироваться в нагревательных приборах и частично может поступать в конденсатную линию. Чтобы воспрепятствовать прорыву пара в конденсатопровод, после отдельных групп нагревательных приборов устанавливают конденсатоотводчики.

Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком (рис. VI.12) применяют при перепаде давления 0,05 МПа и более. При поступлении под поплавок смеси пара и конденсата поплавок всплывает. Шаровой клапан закрывает выходное отверстие. При накапливании конденсата поплавок заливается и опускается вниз, выходное от-

Рис. VI.11. Номограмма для подбора редукционных клапанов (p_1 — давление пара перед редуктором; p_2 — давление пара после редуктора)



верстие открывается. После выпуска части конденсата давление на дно поплавка уменьшается, поплавок всплывает и весь цикл повторяется сначала.

Конденсатоотводчик термического действия (рис. VI.13) применяют при перепаде давления 0,02 МПа и более. Он состоит из корпуса, в котором размещен сильфон, выполненный из легко расширяющегося сплава. Сильфон заполняется жидкостью, кипящей при температуре 90—95° С. С сильфоном соединен клапан, открывающий и закрывающий отверстие для выхода конденсата. При поступлении в конденсатоотводчик вместе с конденсатом пара жидкость в сильфоне вскипает, сильфон удлиняется и клапан закрывает выход из конденсатоотводчика. При охлаждении конденсата сильфон сжимается и выход для конденсата открывается. Конденсатоотводчики подбирают по таблицам их технических характеристик с учетом необходимой пропускной способности и перепада давлений. Для паропроводов систем отопления и вентиляции расчетную пропуск-

ную способность конденсатоотводчиков, кг/ч, принимают равной $G_p = 2 G_{\max}$, где G_{\max} — максимальный расход пара, кг/ч; для производственных паропроводов и систем горячего водоснабжения $G_p = 4 G_{\text{ср}}$, где $G_{\text{ср}}$ — средний расход пара, кг/ч.

При проектировании принимают: давление перед конденсатоотводчиком $p_3 = 0,95 p_2$, давление после конденсатоотводчика при выдавливании конденсата в системах низкого давления $p_4 = 0,4 p_2$

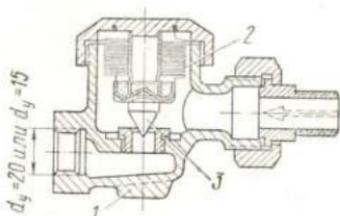
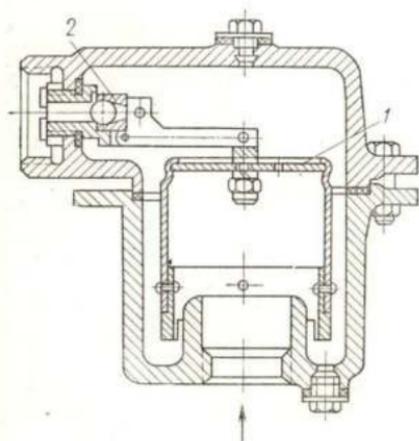


Рис. VI.13. Конденсатоотводчик термостатический 45кч6бр

1 — корпус; 2 — сифон; 3 — клапан

▲ Рис. VI.12. Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком 45ч9бк

1 — поплавок; 2 — шаровой клапан

и в системах высокого давления $p_4 = 0,7 p_2$, где p_2 — давление перед прибором. При свободном сливе непосредственно после конденсатоотводчика принимают $p_4 = 0$.

§ 35. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

При движении пара в паропроводах систем парового отопления высокого давления от начальной точки (от ввода или от котла) к месту потребления значительно изменяется его давление, а следовательно, его плотность. В связи с этим при расчете паропровода нельзя принимать среднюю плотность пара по всей его длине, как при расчете паропровода в системах низкого давления. В этом случае для каждого участка паропровода следует принимать значение плотности, соответствующее среднему давлению пара на участке. При расчете паропроводов можно пользоваться таблицами или номограммами. Они отличаются от таблиц и номограмм для систем парового отопления низкого давления тем, что в них удельные потери давления $R_{\text{усл}}$ и скорость движения $v_{\text{усл}}$ пара при различных диаметрах труб и расходах пара приведены к значению $\rho = 1 \text{ кг/м}^3$. Чтобы найти действительные значения удельных потерь давления R , Па/м, и скорости движения v , м/с, пара найденные по таблицам или номо-

граммам значения $R_{усл}$ и $v_{усл}$ для каждого участка делят на фактическую отвечающую ему плотность ρ пара:

$$R = R_{усл}/\rho; \quad (VI.5)$$

$$v = v_{усл}/\rho. \quad (VI.6)$$

Расчет ведут методом приведенных длин, т. е. местные сопротивления при расчете паропроводов высокого давления заменяют эквивалентными длинами.

Длина трубопровода, на которой потери на трение равны потерям в местном сопротивлении при коэффициенте местного сопротивления, равном 1, называется эквивалентной длиной. Значение $l_{эв}$ можно принимать по табл. VI.4. При действительной длине расчетного участка l , м, общие потери давления Δp , Па, составят:

$$\Delta p = R (l + l_{эв} \Sigma \zeta), \quad (VI.7)$$

где R — фактические удельные потери давления на трение, Па/м; $l_{эв}$ — значение эквивалентной длины, м, отвечающее диаметру участка; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений участка.

Таблица VI.4. Эквивалентные длины $l_{эв}$ местных сопротивлений для расчета трубопроводов систем парового отопления высокого давления

d_y , мм	$l_{эв} = d/\lambda$, м, для $\zeta=1$	d_y , мм	$l_{эв} = d/\lambda$, м, для $\zeta=1$
15	0,37	32	1,1
20	0,56	40	1,3
25	0,75	50	1,9

Скорости движения пара в системах отопления высокого давления ограничены из условия бесшумности их работы при попутном движении пара и конденсата 80 м/с, при встречном движении 60 м/с.

При расчете диаметров самотечных конденсатопроводов систем парового отопления высокого давления располагаемое давление Δp_p , Па, определяется по формуле

$$\Delta p_p = \rho g h \eta,$$

где ρ — плотность конденсата, кг/м³; h — разность уровней в конце и начале конденсатной магистрали, м; η — коэффициент, учитывающий наличие в конденсатном трубопроводе эмульсии (примеси воздуха и пара); для конденсатопроводов систем $\eta = 0,65$, для конденсатопроводов наружных сетей $\eta = 0,75$.

После определения располагаемого давления расчет ведут аналогично расчету трубопровода систем водяного отопления с применением тех же таблиц.

Диаметры напорных конденсатопроводов определяют по таблице «Справочника проектировщика» исходя из давления, предусмотренного для перемещения конденсата.

Глава VII. СИСТЕМЫ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 36 ВИДЫ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Как уже было указано, в системах воздушного отопления в качестве теплоносителя применяют нагретый воздух. Воздух, подогретый до температуры, более высокой, чем температура помещений, поступая в них и охлаждаясь, отдает помещениям необходимое для возмещения теплопотерь количество тепла.

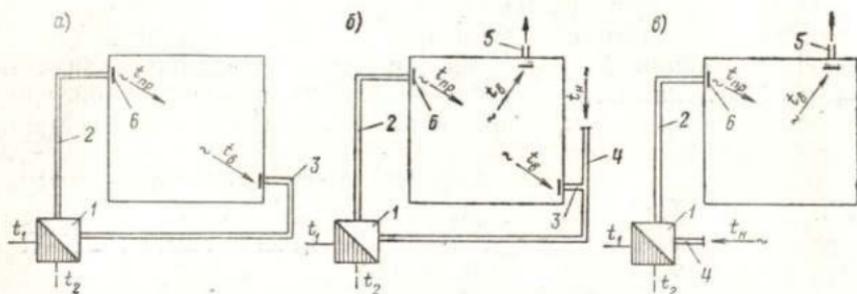


Рис. VII.1. Принципиальные схемы центральных систем воздушного отопления а — рециркуляционной; б — с частичной рециркуляцией; в — прямоточной; 1 — воздухоподогреватель; 2 — канал нагретого воздуха; 3 — канал внутреннего воздуха; 4 — канал наружного воздуха; 5 — канал вытяжной вентиляции; 6 — воздухораспределитель (t_{np} , t_b и t_n — температура воздуха, подаваемого системой отопления, внутреннего и наружного; t_1 и t_2 — температура первичного теплоносителя в подающем и обратном теплопроводах)

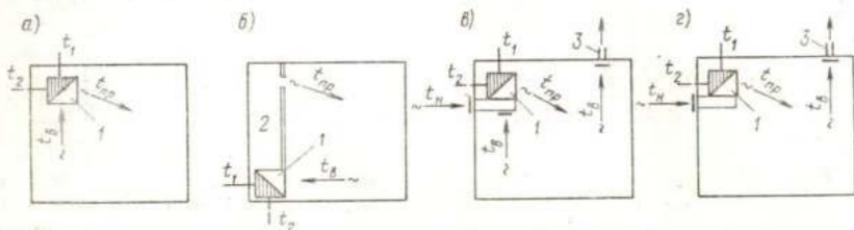


Рис. VII.2. Принципиальные схемы местных систем воздушного отопления а — рециркуляционной с механическим побуждением; б — рециркуляционной с естественной циркуляцией; в — с частичной рециркуляцией; г — прямоточной; 1 — воздухоподогреватель; 2 — канал горячего воздуха; 3 — канал вытяжной вентиляции (t_{np} , t_b и t_n — температура воздуха, подаваемого системой отопления, внутреннего и наружного; t_1 и t_2 — температура первичного теплоносителя в подающем и обратном теплопроводах)

Системы воздушного отопления подразделяют:

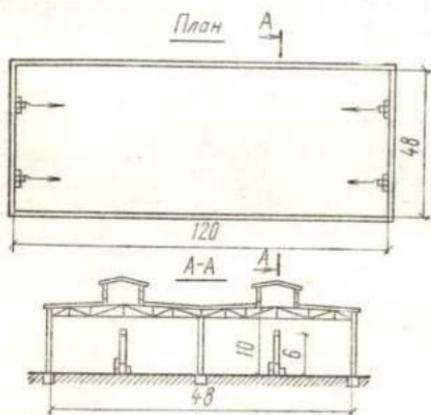
1) по виду первичного теплоносителя, согревающего воздух, — на паровоздушные, водовоздушные и т. д.;

2) по способу подачи воздуха — на центральные (рис. VII.1) с подачей воздуха из общего центра и местные (рис. VII.2) с подачей воздуха местными отопительными агрегатами;

3) по характеру перемещения нагретого воздуха — на системы с естественной циркуляцией (перемещение

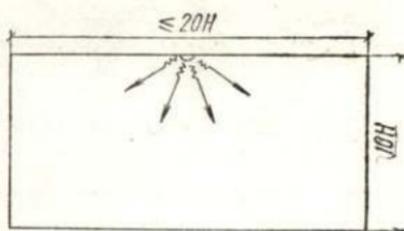
воздуха вследствие разности плотностей холодного и нагретого воздуха) и системы с механическим побуждением (перемещение воздуха при помощи вентилятора);

4) по качеству подаваемого воздуха — на рециркуляционные (рис. VII.1, а, VII.2, а и б) с перемещением одного и того же внутреннего воздуха, с частичной рециркуляцией (рис. VII.1, б и VII.2, в) и приточные (рис. VII.1, в и VII.2, г). При применении систем воздушного отопления с частичной рециркуляцией и приточных наряду с отоплением осуществляется и приточная вентиляция.



◀ Рис. VII.3. Система воздушного отопления с параллельными струями

Рис. VII.4. Система воздушного отопления с вверными струями



Системы воздушного отопления могут обеспечить в помещениях поддержание постоянной равномерной температуры в период отопительного сезона в пределах санитарно-гигиенических требований.

При повышении наружной температуры теплотери через ограждающие конструкции уменьшаются и соответственно уменьшают количество тепла с поступающим в помещение воздухом, понижая его температуру.

Системы воздушного отопления обеспечивают быстрый нагрев помещений. В летнее время системы воздушного отопления с механическим побуждением могут быть использованы для охлаждения помещений при пропуске через воздухонагреватель того или иного хладагента.

Недостатки системы — низкая относительная влажность воздуха, поступающего в помещение, если он не увлажняется; возможность возникновения токов воздуха, беспокоящих людей, находящихся в помещении; затруднения, связанные с увязкой воздухопроводов значительных размеров со строительными конструкциями здания.

Центральные системы воздушного отопления с естественной циркуляцией применяют при радиусе действия не более 8 м, с механическим побуждением — при радиусе действия более 8 м.

Местные системы с агрегатами большой тепловой мощности и сосредоточенной подачей воздуха применяют в помещениях большого объема промышленных и гражданских зданий. Воздух подают в помещение горизонтальными компактными (рис. VII.3) или веерными (рис. VII.4) струями, обладающими большими скоростями (6—12 м/с). Выпускать воздух рекомендуется над уровнем пола помещения на высоте от 3,5 до 6 м при высоте помещения до 8 м и от 5 до 7 м при высоте помещения более 8 м. При выборе места выпуска воздуха следует предусматривать, чтобы приточные струи на своем пути не встречали препятствий в виде массивных строительных конструкций и оборудования. Вследствие интенсивного перемешивания воздуха воздушными

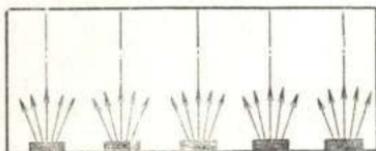


Рис. VII.5. Местная система воздушного отопления с агрегатами, установленными у наружной стены цеха

струями температура в помещении выравнивается как по площади, так и по высоте. В связи с этим теплотери в его верхней зоне уменьшаются, в результате уменьшается расход топлива. Применение укрупненных агрегатов уменьшает первоначальные затраты на устройство систем отопления, и эксплуатация систем несколько упрощается.

Агрегаты небольшой тепловой мощности с децентрализованной подачей воздуха применяют для помещений с перегородками высотой более 2 м или с оборудованием, мешающим сосредоточенному выпуску воздуха (рис. VII.5).

Системы воздушного отопления с полной рециркуляцией могут быть применены в помещениях, в которых воздух не загрязнен вредными веществами, а с частичной рециркуляцией (совмещенно с приточной вентиляцией) — в помещениях, когда количество приточного воздуха для компенсации теплотерьер превышает количество воздуха, необходимого для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами. Если рециркуляция воздуха недопустима, следует применять прямооточные системы воздушного отопления, совмещенные с приточной вентиляцией. Эти системы могут быть применены для жилых зданий и в производственных помещениях, в воздухе которых имеются болезнетворные микроорганизмы, ядовитые вещества, неприятные запахи производства и др.

§ 37. РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

При расчете систем воздушного отопления необходимо определить количество подаваемого воздуха, температуру и скорость выпуска воздуха из воздухораспределителей, тепловую мощность установки, а затем подобрать оборудование. В системах с сосредоточенной подачей температура и скорость выпуска воздуха из воздухораспределителей определяются расчетом так, чтобы в рабочей

зоне были обеспечены нормируемые метеорологические условия — температура и скорость движения воздуха. Предельная температура нагрева воздуха не должна превышать 70°C , так как дальнейшее повышение температуры вызывает пригорание органической пыли. Расчет систем с сосредоточенной подачей воздуха рассматривается в специальной литературе. В системах с децентрализованной подачей воздуха в обслуживаемую или рабочую зону не требуется специальных расчетов, связанных с воздухораспределением; при этом температура воздуха, выходящего из воздухораспределителя, принимается не более 45°C .

Количество подаваемого воздуха, кг/ч, для системы воздушного отопления определяется по формуле

$$G = \frac{Q}{c(t_{\text{пр}} - t_{\text{yx}})}, \quad (\text{VII.1})$$

где Q — теплотери, возмещаемые системой воздушного отопления, кДж/ч; c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · $^{\circ}\text{C}$); $t_{\text{пр}}$ — температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя, $^{\circ}\text{C}$; t_{yx} — температура воздуха, уходящего из помещения, $^{\circ}\text{C}$.

Температура воздуха, подаваемого в помещение, определяется по формуле

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{yx}} + \frac{Q}{cG}. \quad (\text{VII.2})$$

Если количество воздуха для отопления оказывается равным или большим требуемого для вентиляции ($G \geq G_{\text{вент}}$), то сохраняется количество и температура отопительного воздуха, а систему устраивают прямоточной или с частичной рециркуляцией.

Если количество воздуха для отопления будет меньше требуемого для вентиляции ($G < G_{\text{вент}}$), то принимают количество воздуха для вентиляции, систему устраивают прямоточной, а температуру подаваемого воздуха определяют по формуле (VII.2).

После уточнения воздухообмена определяют расход тепла на нагревание воздуха:

при системах воздушного отопления, работающих на полной рециркуляции:

$$Q_1 = cG_p(t_{\text{пр}} - t_{\text{yx}}); \quad (\text{VII.3})$$

при прямоточной схеме

$$Q_2 = cG_n(t_{\text{пр}} - t_n); \quad (\text{VII.4})$$

при системах, работающих с частичной рециркуляцией:

$$Q_3 = c[G_p(t_{\text{пр}} - t_{\text{yx}}) + G_n(t_{\text{пр}} - t_n)], \quad (\text{VII.5})$$

где G_p и G_n — количество рециркуляционного и наружного воздуха, кг/ч; t_n — температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Расчет воздуховодов и подбор калориферов и вентиляторов дан в гл. XIV и XV.

Пример VII.1. Определить количество подаваемого системой воздушного отопления воздуха и расход тепла на его нагревание при следующих условиях: теплопотери, возмещаемые системой воздушного отопления, $Q=0,48 \times 10^6$ кДж/ч; количество воздуха, удаляемого системой вытяжной вентиляции, $G_n = 10\,000$ кг/ч; температура уходящего воздуха $t_{yx} = 20^\circ \text{C}$; температура наружного воздуха $t_n = -30^\circ \text{C}$; подача воздуха децентрализованная в обслуживаемую зону.

Решение. Определяем количество воздуха, необходимого для отопления, приняв температуру приточного воздуха $t_{пр} = 45^\circ \text{C}$, по формуле (VII.1):

$$G = \frac{0,48 \cdot 10^6}{1(45 - 20)} = 19\,200 \text{ кг/ч.}$$

Система воздушного отопления может работать с частичной рециркуляцией. Количество рециркуляционного воздуха составит: $G_p = 19\,200 - 10\,000 = 9\,200$ кг/ч.

Определяем расход тепла на нагревание воздуха по формуле (VII.5):

$$Q = 1 \{ 9200(45 - 20) + 10\,000[45 - (-30)] \} = 980\,000 \text{ кДж/ч.}$$

Глава VIII. КОТЛЫ И КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

§ 38. СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЛОВ

Устройства для получения горячей воды или пара, используемых в качестве теплоносителя систем отопления и вентиляции, называют *водогрейными* или *паровыми котлами*. Отопительные котлы подразделяют по теплоносителю, по материалу и конструктивному оформлению котлов, по виду топлива (твердое, жидкое и газообразное).

Котлы, нагревающие воду до температуры 115°C или работающие при давлении пара до $0,07$ МПа, называют *котлами низкого давления*; работающие с более высокими параметрами воды и пара — *котлами высокого давления*. Котлы низкого давления изготовляют в основном из чугуна. Их можно устанавливать в котельных, рас-

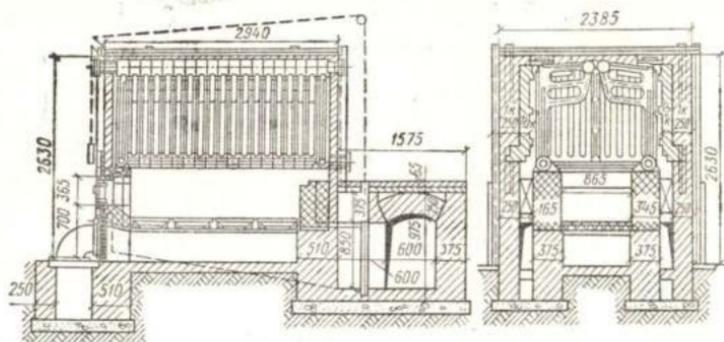


Рис. VIII.1. Котел НР (ч)

положенных в подвальных помещениях жилых или общественных зданий. Котлы высокого давления изготавливают из стали и применяют для установки в крупных (районных) котельных. Все котлы оборудуют предохранительными устройствами.

В данном курсе рассмотрены только котлы низкого давления.

Чугунные котлы могут быть с внутренними и внешними топками.

Чугунный котел НР(ч) с внешней топкой конструкции инж. Н. Н. Ревокатова показан на рис. VIII.1. Его секции разомкнуты и имеют форму, приведенную на рис. VIII.2. Секции устанавливают на кирпичном основании, что позволяет выбрать необходимую высоту топки. Во внешних топках можно сжигать любой вид топлива. Котел снабжается кирпичной обмуровкой.

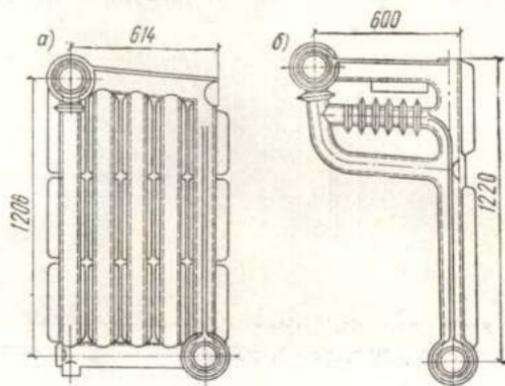


Рис. VIII.2. Секция котла НР (ч)

а — лобовая; б — средняя

Выпускаемые в настоящее время шатровые чугунные котлы повторяют принципиальную схему котла НР (ч). Ниже рассмотрены некоторые из котлов шатрового типа.

На рис. VIII.3 показан чугунный котел «Универсал-6». Секции котла покрывают теплоизоляционной мастикой. Техническая характеристика котла приведена в табл. VIII.1.

Таблица VIII.1. Техническая характеристика котла «Универсал-6»

Число секций	Площадь поверхности нагрева, м ²	Длина, мм	Площадь колосниковой решетки, м ²	Масса котла без обмуровки, кг
18	19,8	1115	0,68	1647
22	24,2	1365	0,91	1931
26	28,6	1615	1,13	2215
30	33	1865	1,36	2496
34	37,4	2115	1,59	2780
38	41,8	2365	1,81	3063
42	46,2	2616	2,02	3346

Примечание. Вместимость наибольшей секции 22,6 л.

На рис. VIII.4 показан водогрейный котел «Искитим-1». Роль крайних секций выполняют средние секции, перевернутые на 180°. Для сжигания антрацита во внешней топке котла предусмотрены

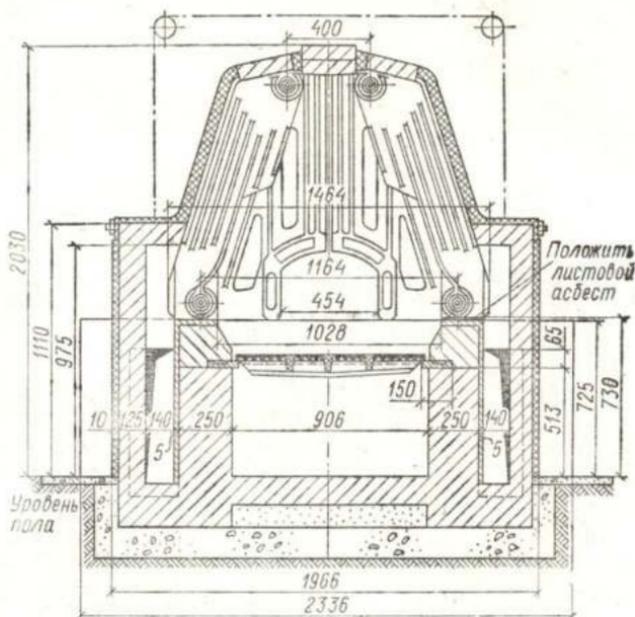


Рис. VIII.3. Чугунный котел «Универсал-6»

плитчатые неподвижные колосники с живым сечением 19%. Колосниковая решетка для сжигания бурого угля и торфа должна иметь живое сечение 11% и три поворотных колосника. Котел обмуровывают кирпичом. Его техническая характеристика приведена в табл. VIII.2.

Таблица VIII.2. Техническая характеристика водогрейного котла «Искитим-1»

Число секций	Площадь поверхности нагрева, м ²	Длина, мм	Площадь колосниковой решетки, м ²	Объем топочного пространства, м ³	Масса котла, кг
22	24,7	1880	1,15	1,9/2,5	3422
30	48,6	2410	1,72	2,75/3,65	4406
38	62,4	2940	2,29	3,6/4,8	5389

Примечания: 1. Площадь поверхности нагрева одной передней или задней секции 0,9 м², средней секции 1,73 м².

2. Перед косой чертой дан объем топочного пространства для котла с внутренней топкой, за чертой — для котла с внешней топкой.

Чугунные котлы КЧ-3 («Энергия-6») собираются из двух пакетов секций и имеют внешнюю топку с неподвижными и поворотными колосниками (рис. VIII.5). Техническая характеристика этих котлов приведена в табл. VIII.3.

Таблица VIII.3. Техническая характеристика котла «Энергия-6»

Число секций	Площадь поверхности нагрева, м ²	Длина, мм	Площадь колосниковой решетки, м ²	Вместимость котла, м	Масса котла, кг
20	29,6	1634	1,5	604	2830
28	42	2172	2,2	840	3766
36	54,4	2710	2,9	1076	4702

Для квартирного отопления выпускают котлы ВНИИСТО-Мч (рис. VIII.6). Этот котел с верхним отводом газов собирают из отдельных секций (лобовых и средних) числом от 4 до 12. Плиточные колосники укладывают на специальных приливах в нижней части

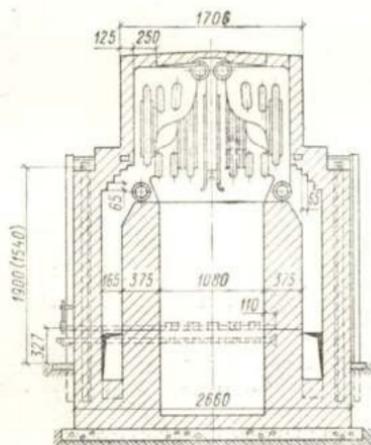


Рис. VIII.4. Котел «Искитим-1»

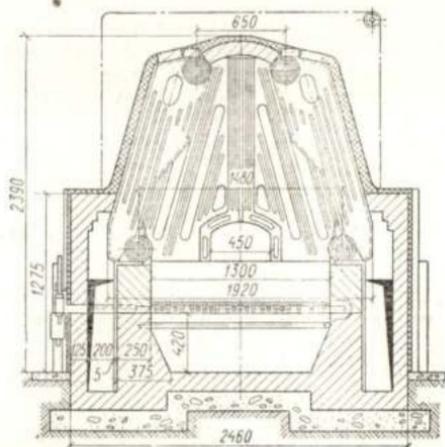


Рис. VIII.5. Котел «Энергия-6»

средней секции. Котлы устанавливают на листе стали по войлоку, смоченному в глине, или на ряд кирпичей. Топочные газы через выходной патрубок направляются в дымовую трубу. Техническая характеристика котлов ВНИИСТО-Мч приведена в табл. VIII.4.

Описанные чугунные котлы могут быть использованы для приготовления горячей воды (рис. VIII.7) или пара (рис. VIII.8). В последнем случае на них устанавливают паросборники.

Чугунные секционные котлы шатрового типа могут быть приспособлены для сжигания различных видов топлива, для чего изменяют размеры их топков. Наряду с твердым топливом в них сжигают жидкое топливо и газ с установкой горелок.

Чугунные котлы необходимо систематически очищать от внутренних загрязнений (накипи) и загрязнений на наружной поверхности секций (сажи и золы). От накипи котлы очищают в основном химическим путем, используя раствор соляной кислоты. Наружные

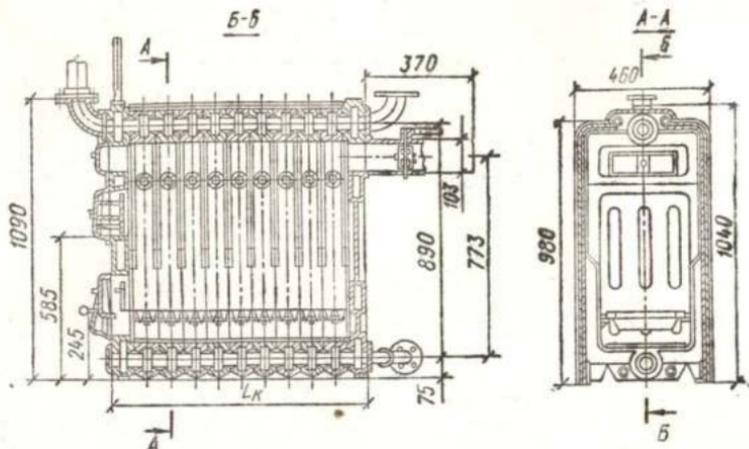


Рис. VIII.6. Котел ВНИИСТО-Мч

загрязнения счищают щетками и ершами, а также обдуванием поверхностей котла струями пара или сжатого воздуха.

Тип котла выбирают в зависимости от расхода тепла на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение, если оно имеется, а также от вида топлива.

Таблица VIII.4. Техническая характеристика котлов ВНИИСТО-Мч

Число секций	Площадь поверхности нагрева, м ²	Длина L_n , мм	Площадь колосниковой решетки, м ²	Масса котла, кг
4	1,18	320	0,06	214
5	1,5	400	0,086	247
6	1,81	480	0,112	280
7	2,14	560	0,138	313
8	2,46	640	0,163	346
9	2,78	720	0,189	379
10	3,1	800	0,214	412
11	3,42	880	0,24	445
12	3,72	960	0,266	479

Примечание. Площадь поверхности нагрева передней секции 0,24 м², средней секции 0,32 м² и задней секции 0,3 м².

Площадь поверхности нагрева котлов определяют по формуле

$$F_n = aQ_D/K, \quad (\text{VIII.1})$$

где a — коэффициент, учитывающий потери тепла в котельной и трубопроводами; для систем отопления с верхней разводкой $a = 1,2$, для систем отопления с нижней разводкой $a = 1,1$; Q_D — расход тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, Вт; K — тепловое напряжение поверхности нагрева котлов, Вт/м² (табл. VIII.5).

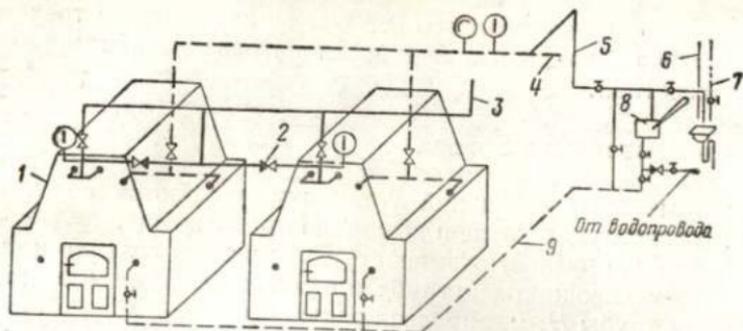


Рис. VIII.7. Схема трубопроводов котельной с водогрейными котлами при естественной циркуляции теплоносителя в системе отопления

1 — котел «Универсал-6»; 2 — обратный клапан (предохранительное устройство); 3 — подающий трубопровод к главному стояку; 4 — обратный трубопровод из системы отопления; 5 — подпитка; 6 — переливная труба от расширительного бака; 7 — сигнальная труба; 8 — ручной насос; 9 — спускная труба от котлов

Т а б л и ц а VIII.5. Тепловое напряжение поверхности нагрева котлов K

Котлы чугунные с топками	K , Вт/м ² , при сжигаемом топливе			
	буром угле	торфе	антраците	жидком и газообразном
Внутренними	2500—3500	3500—6000	7000—8000	8000—9000
Внешними	8000—10 000	9000—11 000	11 000—14 000	11 000—15 000

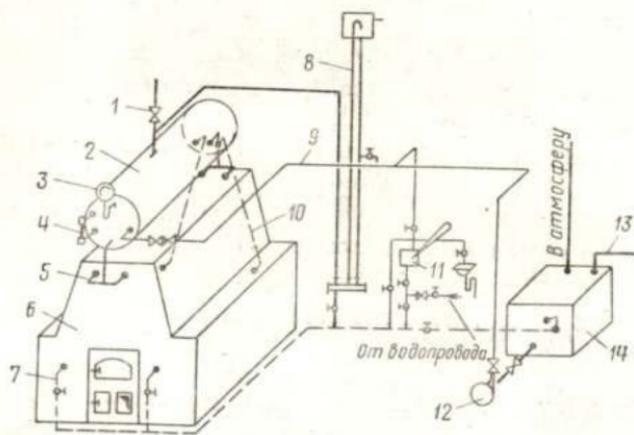


Рис. VIII.8. Схема трубопроводов котельной с паровым котлом

1 — трубопровод для подачи пара в систему отопления; 2 — паросборник; 3 — манометр; 4 — водоуказательное стекло; 5 — соединительная труба; 6 — котел; 7 — спускная труба; 8 — гидравлический затвор (предохранительное устройство); 9 — питание котла; 10 — циркуляционные трубы; 11 — ручной насос; 12 — центробежный насос; 13 — конденсатопровод системы отопления; 14 — конденсатный бак

В котельной устанавливают не менее двух котлов с расчетной тепловой мощностью каждого $0,7 Q_p$. При установке трех котлов и более общая площадь поверхности нагрева котлов должна быть равна расчетной.

§ 39. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ И БОРОВА

Дымовые газы котельной установки удаляются наружу через трубу, создающую в котле и дымоходах разрежение.

Чем больше разность температур наружного воздуха и дымовых газов, перемещающихся по трубе, и чем выше труба, тем больше тяга.

Высоту трубы H , м, определяют по формуле

$$H = 29,2 \frac{S}{\left(\frac{1}{273 + t_n} - \frac{1}{273 + t_{cp}} \right) B}, \quad (\text{VIII.2})$$

где S — потери давления в газовом тракте котельной установки. Па; t_n — расчетная температура наружного воздуха; для отопительных котельных принимается по расчетной зимней температуре с проверкой на наружную температуру конца отопительного сезона $t_n = 10^\circ \text{C}$; t_{cp} — температура уходящих газов, равная $250-300^\circ \text{C}$; B — барометрическое давление, Па.

Дымовые трубы могут быть кирпичными, железобетонными или стальными. При высоте труб до 60 м их выполняют из кирпича, при большей высоте — из железобетона, а при высоте до 35 м — из стали.

Естественная тяга применяется при высоте трубы до 50 м.

Трубы должны быть выведены выше конька кровли на высоту не менее 1 м. Высота трубы должна быть не ниже 12 м.

Площадь сечения дымовой трубы $F_{тр}$, см^2 , для котельных с тепловой мощностью до 750 000 Вт можно определять по формуле

$$F_{тр} = 0,026 Q \sqrt{h}, \quad (\text{VIII.3})$$

где Q — тепловая мощность котлов, Вт; h — высота трубы от колосниковой решетки до устья, м.

Площадь сечения боровов в свету F_b , см^2 , можно определять по формуле

$$F_b = 0,0055 \Sigma F_k, \quad (\text{VIII.4})$$

где ΣF_k — суммарная площадь поверхности нагрева котлов, присоединенных к борову, см^2 .

§ 40. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Для предохранения водогрейных котлов от повышения в них давления служат обратные клапаны, устанавливаемые на обводной линии у выхода горячей воды из котлов. Обратные клапаны должны пропускать воду только в направлении от котла к обводной линии. Схема их установки приведена на рис. VIII.7. При закрытых задвижках у котлов на подающем и обратном трубопроводах при наличии такого устройства давление воды при ее на-

гревании не увеличится, поскольку обратные клапаны пропустят полученный при нагревании дополнительный объем воды в сеть трубопроводов системы отопления, сообщаемой через расширительный бак с атмосферой.

Если за обратными клапанами на трубопроводе до расширительного бака устанавливается запорная арматура, то на этой линии предусматривают установку предохранительных клапанов. При одном котле в этом случае обратный клапан заменяют предохранительным.

В качестве предохранительного устройства для паровых котлов низкого давления служит гидравлический затвор, присоединяемый к паропроводу за котлом до места установки запорной арматуры.

Схема одного из гидравлических затворов приведена на рис. VIII.9. Коллектор гидравлического затвора 1 присоединяется трубой 2 к паровому пространству котла, а трубами 3 и 4 — к бачку 5. Предохранительное устройство через трубу 6 заполняют водой. При необходимости вода из него удаляется через спускную трубу 7. На половине высоты трубы 4 устанавливается контрольный кран. Труба 8 сообщает бачок 5 с атмосферой.

Перед растопкой котла предохранительное устройство заполняют водой до уровня I—I. Под давлением пара уровень воды в трубе 2 понижается, а в трубах 3 и 4 повышается. Разность уровней воды в трубах 2, 3 и 4 соответствует избыточному давлению пара в котле. При давлении пара в котле, большем давления столба воды высотой H , вода в трубе 7 опускается ниже уровня II—II, пар выбрасывает воду через трубу 3 в бачок и удаляется в атмосферу по трубе 8. При снижении давления пара вода, поступившая в бачок, возвращается по трубе 4 в коллектор и заполняет трубу 3. Диаметры труб 2, 3 и 8 принимают по табл. VIII.6 в зависимости от тепловой мощности котла.

Таблица VIII.6. Диаметры труб предохранительного устройства

Тепловая мощность котлов, кВт	Диаметр труб, мм	Тепловая мощность котлов, кВт	Диаметр труб, мм
17—45	40	171—280	80
46—90	50	281—250	100
91—170	70		

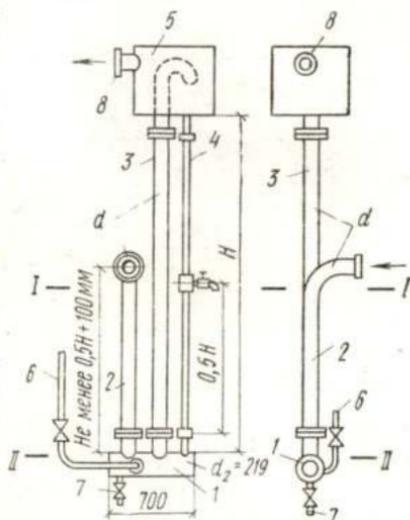


Рис. VIII.9. Гидравлический затвор

§ 41. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГОДОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА

Годовой расход топлива G , кг, определяют по формуле

$$G = \frac{1,15Q(t_{в} - t_{ср.н})24n}{(t_{в} - t_{н})Q_{н}^p\eta}, \quad (\text{VIII.5})$$

где 1,15 — коэффициент, учитывающий потери тепла трубопроводами и котлом; Q — количество тепла, теряемого зданием при расчетной наружной зимней температуре, кДж/ч; $t_{в}$ — наиболее характерная температура в помещениях, °С; $t_{ср.н}$ — средняя температура отопительного периода, °С; n — число суток отопительного сезона, сут/год; $Q_{н}^p$ — низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг; η — КПД установки, равный около 0,6

Для бесперебойной работы котлов необходимо всегда иметь запас топлива. При применении твердого топлива площадь склада должна быть рассчитана на хранение запаса топлива для самого холодного месяца, что составляет примерно 20% годовой потребности в топливе. При хранении антрацита площадь склада, м², ориентировочно можно определять по формуле

$$F_{скл} = 0,0017 V; \quad (\text{VIII.6})$$

где V — наружный объем отапливаемого здания, м³.

§ 42. РАЗМЕЩЕНИЕ КОТЛОВ

И ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В КОТЕЛЬНЫХ

При расположении котельной внутри отапливаемого здания ее желательно помещать в центре тепловых нагрузок. При таком размещении котельной сокращается расход металла на трубопроводы. Размещение котельной должно также обеспечивать удобство доставки в нее топлива и удаления золы и шлака.

Размеры котельной в плане должны быть достаточны для размещения котлов и всего оборудования. Расстояние от фронта чугунных котлов до противоположной стены должно быть не менее 2,2 м. Это обуславливается длиной шуровочного инструмента. Котлы устанавливают с проходами между ними не менее 0,7 м и проходами между крайними котлами и стенами не менее 0,7—1 м. Позади котлов оставляют место, достаточное для прокладки борава.

Высота котельной при чугунных котлах должна быть не менее 3,2 м. При наличии циркуляционных насосов с электродвигателями и дутьевых вентиляторов для форсирования сжигания топлива предусматривается необходимая площадь для их установки.

Таким образом, общие размеры котельной определяются числом и размерами котлов и оборудования. Для котельных с большим числом котлов следует предусматривать помещение мастерской; для котельных с числом работающих в смену кочегаров более двух — бытовое помещение.

Как правило, котельную следует размещать под вспомогательными помещениями и снабжать изолированным входом. Перекрытие котельной должно быть несгораемым, а конструкция его должна предотвращать перегрев вышележащих помещений.

Котельная должна иметь дневное освещение и вентиляцию.

§ 43. ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ
ОТ РАЙОННЫХ КОТЕЛЬНЫХ И ТЭЦ

В настоящее время котельная может служить источником теплоснабжения целых кварталов и промышленных площадок, что позволяет снизить расход топлива, уменьшить загрязнение городов, сократить численность обслуживающего персонала, снизить пожарную опасность и повысить КПД систем теплоснабжения.

Экономия средств при эксплуатации систем централизованного теплоснабжения окупает дополнительные расходы на устройство тепловых сетей от источника теплоснабжения до отдельных зданий.

Особенно выгодным источником тепла для централизованного теплоснабжения являются теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) — тепловые электрические станции, пар которых, использованный в турбинах для выработки электроэнергии, нагревает воду в системах отопления или непосредственно идет на нужды теплоснабжения. Первая теплофикационная система в СССР появилась в Ленинграде в 1924 г., когда электростанция № 3 была реконструирована в ТЭЦ. В Москве в 1928 г. от ТЭЦ Теплотехнического института осуществили подачу тепла на заводы «Парострой», «Динамо» и др.

Особенно интенсивно начала развиваться теплофикация в нашей стране с 1931 г. Уже в 1940 г. СССР был на первом месте в мире по развитию централизованного теплоснабжения и теплофикации.

Централизованное теплоснабжение от ТЭЦ более экономично, чем от районных котельных. При ее использовании расход топлива для целей теплоснабжения в 2—3 раза меньше, чем при использовании районных котельных. Принципиальная схема ТЭЦ приведена на рис. IX.1. При этой схеме для теплоснабжения служит горячая вода с параметрами $t_{г.т} = 150^\circ \text{C}$ (возможно и выше) и $t_{о.т} = 70^\circ \text{C}$. При увеличении разности температур воды $t_{г.т} - t_{о.т}$ при одной и той же нагрузке тепловой сети уменьшается количество циркулирующей в ней воды, а в соответствии с этим уменьшаются и диаметры ее трубопроводов.

Из котла 1 пар высокого давления (до 24 МПа) поступает в теплофикационную турбину 2 электрогенератора 4. Давление пара в турбине снижается до 0,2 МПа, и он поступает в камеру отбора 3, от-

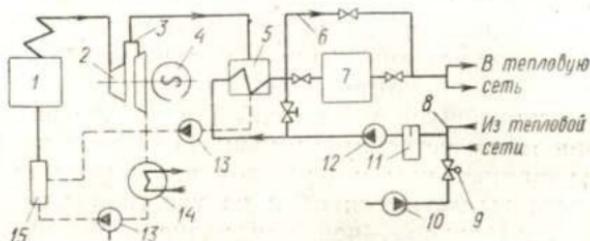


Рис. IX.1. Принципиальная схема ТЭЦ

куда часть его направляется в водоподогреватель 5, где обратная вода, подаваемая из сети, подогревается до 110—115° С, а часть — во вторую ступень турбины. Здесь, расширившись до 0,004—0,06 МПа, пар совершает дополнительную механическую работу по выработке электроэнергии. Отработавший пар поступает в конденсатор 14, где отдает свое тепло охлаждающей воде (из водоема, градирни и пр.).

Конденсат из подогревателя и конденсатора перекачивается насосами 13 в регенеративный подогреватель и деаэратор 15, а отсюда в котел. Вода, возвратившаяся из тепловой сети, пройдя грязевик 11, насосом 12 подается в подогреватель 5 и по трубе 6 — в тепловую сеть. При понижении наружной температуры вода дополнительно нагревается в пиковом котле 7 с 110—115° С до требуемой температуры. В обратный трубопровод теплосети 8 с помощью подпиточного насоса 10, устанавливаемого после регулятора давления 9, подается подпиточная вода из водоподготовки.

На таких станциях, производящих электроэнергию и тепло для нужд теплоснабжения, используется 95—97% тепла, вырабатываемого котлами

§ 44. ВИДЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Тепловые сети подразделяют:

по назначению — на *магистральные* — от источника тепла до кварталов населенных мест и площадок промышленных предприятий; *распределительные* — от магистральных тепловых сетей до узловых ответвлений к отдельным зданиям; *ответвления к отдельным зданиям* — от распределительных тепловых сетей до ввода в здание;

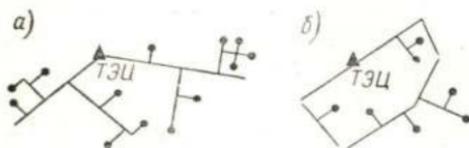


Рис. IX.2. Схемы тепловых сетей
а — радиальная; б — кольцевая

по взаимному расположению источников тепла и потребителей — на *радиальные* (рис. IX.2, а) — с радиальной прокладкой магистралей от источника тепла в районы размещения потребителей; такие сети отличаются простотой и дешевой, но в случае аварии не могут обеспечить питания части обслуживаемых ими абонентов; *кольцевые* (рис. IX.2, б) — с прокладкой в район потребителей от источника тепла двух магистралей, соединяющихся между собой в районе размещения потребителей; при таком устройстве в каждую из двух ветвей сети теплоноситель может поступать с двух сторон, что весьма важно в случае аварии, когда выключается один из участков сети. При кольцевой схеме система дороже, чем при радиальной, поэтому она применяется

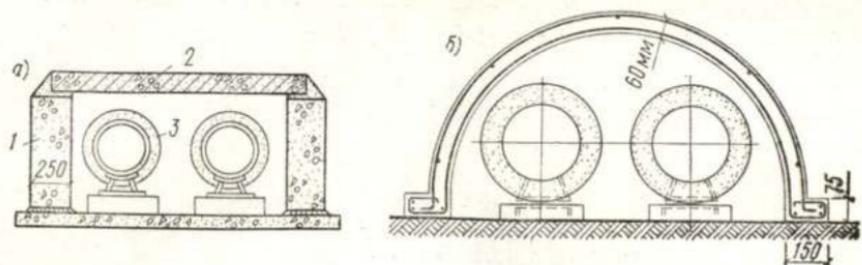


Рис. IX.3. Непроходные каналы

а — прямоугольный; б — сводчатый; 1 — боковые стенки; 2 — перекрытие канала; 3 — набивная изоляция

лишь в том случае, когда не допускается даже кратковременный перерыв в подаче тепла абонентам;

по виду теплоносителя — на *водяные* и *паровые*. Водяные тепловые сети в зависимости от способа питания теплом систем горячего водоснабжения отдельных зданий могут быть *закрытыми* (с нагреванием воды для горячего водоснабжения в водоводяных подогревателях, установленных на вводе тепловой сети в здание) и *открытыми* (с отбором воды для системы горячего водоснабжения непосредственно из тепловой сети на ее вводе в здание). Системы отопления могут присоединяться к водяным тепловым сетям непосредственно, а также через элеваторы или теплообменники.

§ 45. СПОСОБЫ ПРОКЛАДКИ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Теплопроводы должны быть долговечны и надежны в работе. В связи с этим при их прокладке необходимо обеспечивать их защиту от коррозии, хорошую термоизоляцию и отсутствие возникновения больших механических напряжений. Прокладывают теплопроводы подземным или надземным способом.

Подземная прокладка осуществляется в проходных, полупроходных (доступных для обслуживания) и непроходных каналах либо без каналов (бесканальная прокладка). Тепловые сети можно прокладывать и в общих коллекторах совместно с другими коммуникациями, а также в технических коридорах подвалов и технических подпольях зданий.

Надземная прокладка применяется в тех случаях, когда в связи с особо тяжелыми грунтовыми условиями (например, районы вечномёрзлых грунтов) не представляется возможным применить подземную прокладку. В этом случае трубы прокладывают на эстакадах, мачтах, низких опорах и по стенам зданий снаружи или внутри их.

Наиболее часто теплопроводы прокладывают в непроходных каналах, выполненных в основном из железобетона. На рис. IX.3, а приведен прямоугольный, на рис. IX.3, б — сводчатый канал.

Для обеспечения дренажа вод, проникающих в каналы, предусматривают уклон дна их не менее 0,002. Дренажные трубы прокла-

дывают в гравии или щебне. Швы между блоками и плитами перекрытий заполняют цементным раствором.

Теплопроводы следует прокладывать выше уровня грунтовых вод, в противном случае дренажные трубы необходимо укладывать на 200—250 мм ниже дна канала.

Прокладка теплопроводов в проходных каналах (рис. IX.4) обеспечивает удобство их обслуживания и ремонта. Трубы в этом случае меньше подвергаются наружной коррозии, чем при прокладке в непроходных каналах.

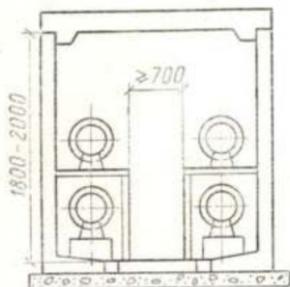


Рис. IX.4. Проходной канал

Проходные каналы применяют при прокладке большого числа труб.

Для уменьшения первоначальных затрат при прокладке теплопроводов под зданиями или другими сооружениями, а также под центральными проездами могут быть применены полупроходные каналы (рис. IX.5) и проходные туннели.

Бесканальная прокладка применяется при отсутствии грунтовых вод, достаточно прочном грунте и температуре транспортируемого теплоносителя не более 180° С. Бесканальную прокладку не следует применять в сейсмических районах с расчетной сейсмичностью 7 баллов и более, а также в районах вечной мерзлоты,

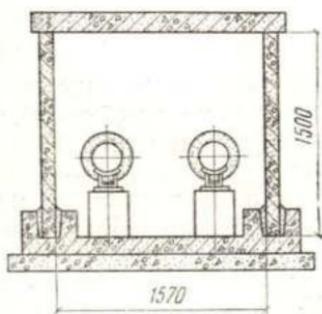


Рис. IX.5. Полупроходной канал

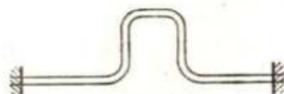


Рис. IX.6. П-образный компенсатор

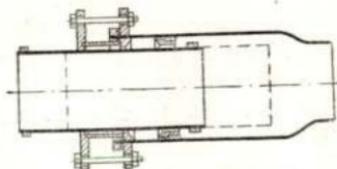


Рис. IX.7. Сальниковый компенсатор

при наличии просадочных грунтов и в местах горных выработок. Преимущества бесканальной прокладки заключаются в значительно меньших капитальных вложениях и затратах времени на ее осуществление.

При бесканальной прокладке необходимо применение механически прочной цилиндрической изоляционной конструкции, способной воспринимать давление грунта и передавать его на поверхность трубы.

Глубина заложения тепловых сетей, м, от поверхности земли при подземной прокладке:

до верха перекрытий каналов и конструкций бесканальной прокладки:	
при наличии дорожного покрытия . . .	$\geq 0,5$
при отсутствии дорожного покрытия . . .	$\geq 0,7$
до верха перекрытий смотровых камер:	
при наличии дорожного покрытия . . .	$\geq 0,2$
при отсутствии дорожного покрытия . . .	$\geq 0,5$

В общих коллекторах тепловые сети могут быть проложены совместно с трубопроводами систем водоснабжения, ливневой канализации, силовыми и осветительными кабелями с напряжением до 35 кВ и кабелями связи.

Не допускается прокладка тепловых сетей в непроходных каналах и туннелях предприятий совместно с кислотопроводами, с трубопроводами легковоспламеняющихся и ядовитых жидкостей, с трубопроводами сжатого воздуха с давлением выше 1,6 МПа и ливневой и бытовой канализацией.

При прокладке теплопроводов для восприятия температурных удлинений применяют компенсаторы или используют естественные повороты труб. Для строительства тепловых сетей могут быть применены П-образные (рис. IX.6), сальниковые (рис. IX.7) и линзовые компенсаторы. П-образные компенсаторы размещают в нишах (рис. IX.8).

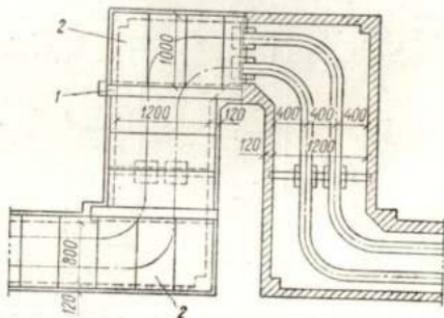


Рис. IX.8. Ниша для размещения П-образного компенсатора

1 — железобетонная балка; 2 — железобетонные плиты

§ 46. ПРИСОЕДИНЕНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ К ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

Тепловые пункты. Для присоединения потребителей (отдельных зданий) к тепловым сетям в зданиях предусматривают тепловые пункты высотой 2,5 м и площадью, м:

в жилых домах и учреждениях:	
при отсутствии горячего водоснабжения . . .	1,5×4
при наличии горячего водоснабжения . . .	5×8
в школах и детских учреждениях . . .	4×6

Для промышленных предприятий, больниц с несколькими корпусами и для кварталов новой застройки следует предусматривать

центральные тепловые пункты, в которых учитывают расход теплоносителя и осуществляют контроль за его параметрами.

Присоединение систем водяного отопления к водяным тепловым сетям. Системы водяного отопления могут присоединяться к тепловым водяным сетям по зависимой схеме (система отопления гидравлически связана с тепловыми сетями) и по независимой схеме.

К зависимой схеме относятся присоединения:

а) непосредственно без подмешивания (рис. IX.9, а) при температуре воды в системе отопления, равной температуре воды в наружной тепловой сети;

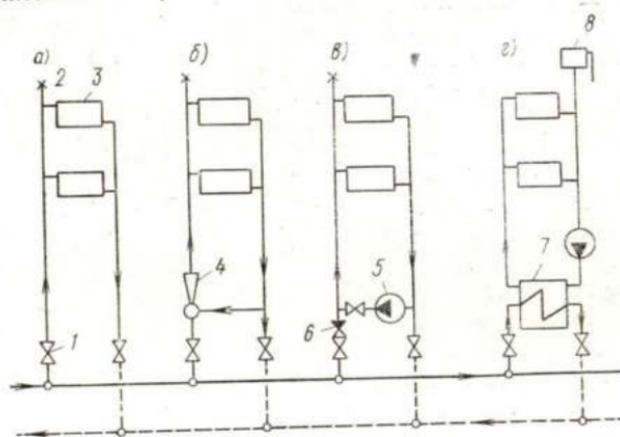


Рис. IX.9. Схемы присоединения систем водяного отопления к водяным тепловым сетям

а — без подмешивания; б — с подмешиванием; в — с установкой насоса на перемычке; г — с установкой водоподогревателя; 1 — задвижка; 2 — воздушный кран; 3 — нагревательный прибор; 4 — элеватор; 5 — насос; 6 — обратный клапан; 7 — водонагреватель; 8 — расширительный бак

б) с подмешиванием к сетевой воде обратной воды из системы отопления элеватором (рис. IX.9, б). Эта схема предложена проф. В. М. Чаплиным, применяется при температуре воды в тепловых сетях более высокой, чем в системах отопления;

в) с подмешиванием к сетевой воде обратной воды из системы отопления насосом, устанавливаемым на перемычке между подающей и обратной трубами (рис. IX.9, в). Эта схема применяется при недостаточном давлении в тепловой сети, когда элеватор не обеспечивает подмешивания необходимого количества обратной воды к горячей.

К независимой схеме относится присоединение с установкой водоподогревателя (рис. IX.9, г); эта схема применяется для защиты местной системы отопления от недопустимо высокого давления в наружной тепловой сети или для защиты тепловой сети от недопустимо высокого давления в системах отопления отдельных зданий.

Следует отметить, что при присоединении систем водяного отопления к тепловым сетям по зависимой схеме расширительный бак в системах отопления не устанавливают, и воздух удаляется через воздухоотборники. Подпитка водой осуществляется в тепловую сеть.

Присоединение систем парового отопления к паровым тепловым сетям. Системы парового отопления присоединяют к паровым тепловым сетям непосредственно или через редукционный клапан (рис. IX.10, а). Конденсат поступает из системы отопления в конденсатный бак и насосом перекачивается в конденсатопровод тепловой сети; при избыточном давлении конденсат может поступать из системы отопления в конденсатопровод тепловой сети без установки в зданиях конденсатных баков и насосов. Системы пароводяного отопления присоединяются к паровым тепловым сетям по схеме, приведенной на рис. IX.10, б.

Присоединение систем вентиляции и систем горячего водоснабжения к водяным тепловым сетям. Калориферы вентиляционных систем присоединяются к водяным тепловым сетям непосредственно с использованием перегретой воды. Присоединение с подмешиванием допускается только при расположении калориферов на большой высоте.

Системы горячего водоснабжения при открытой схеме теплоснабжения присоединяются к водяным тепловым сетям непосредственно, при закрытой схеме теплоснабжения — через водоподогреватель.

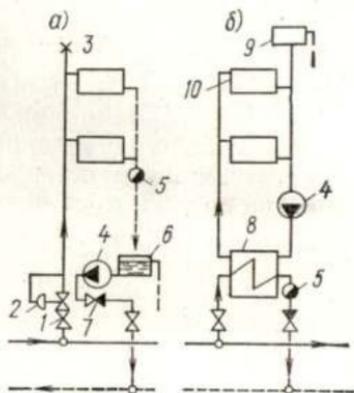


Рис. IX.10. Схемы присоединения систем парового (а) и пароводяного (б) отопления к паровым тепловым сетям

1 — задвижка; 2 — регулятор давления; 3 — воздушный кран; 4 — насос; 5 — конденсатоотводчик; 6 — бак; 7 — обратный клапан; 8 — водонагреватель; 9 — расширительный бак; 10 — нагревательный прибор

§ 47. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВВОДОВ

Водоструйный элеватор. На рис. IX.11 показан стальной элеватор ВТИ. Высокотемпературная вода из наружных тепловых сетей насосом, установленным в тепловой станции, нагнетается через сопло. В смесительный конус горячая вода поступает с большой скоростью, и в кольцевом пространстве между соплом и смесительным конусом создается разрежение. Под влиянием разрежения вода из обратной линии поступает в камеру всасывания, а затем — в смесительный конус, где смешивается с горячей водой. Смешанная вода через диффузор направляется в подающую магистраль системы отопления. Разность давлений за диффузором и в камере всасывания и обеспечивает циркуляцию в местной системе отопления.

Рис. IX.11. Стальной элеватор ВТИ

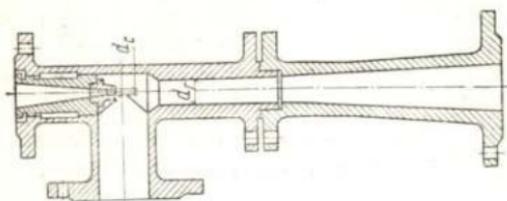


Схема установки элеватора приведена на рис. IX 12.

Водоструйные элеваторы применяют для систем отопления с потерями давления в них не более 15 кПа. Одним элеватором можно обслуживать группу зданий при суммарном расходе тепла до 350 000 Вт, причем потери давления в трубопроводах отдельных зданий не должны превышать 10 кПа. Коэффициент полезного действия элеватора низкий, поэтому давление в тепловой сети перед элеватором должно быть больше давления, расходуемого в местной системе отопления, в 5—10 раз.

Размеры элеватора можно подбирать, пользуясь номограммой, приведенной на рис. IX 13.

Определяют количество циркулирующей в местной системе смешанной воды по формуле

$$G_{см} = \frac{3,6 Q_{с.о}}{4,187 (t_r - t_o)} \quad (IX.1)$$

где $Q_{с.о}$ — расход тепла в местной системе, Вт; t_r — температура горячей воды, °С; t_o — температура обратной воды, °С.

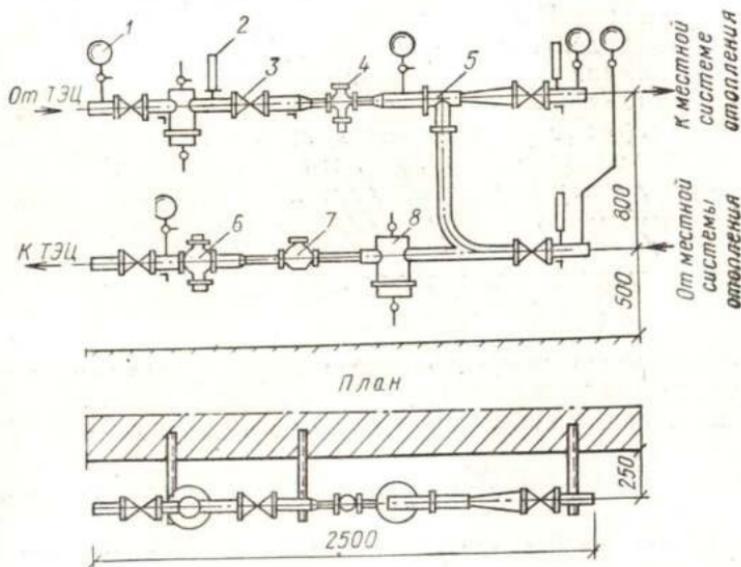


Рис. IX.12. Схема установки элеватора

1 — манометр; 2 — термометр; 3 — обратный клапан; 4 — регулятор расхода; 5 — элеватор; 6 — клапан подпора; 7 — водомер; 8 — грязевик

Находят коэффициент смещения элеватора:

$$q = \frac{t_{г.т} - t_{г}}{t_{г} - t_{о}}, \quad (IX.2)$$

где $t_{г.т}$ — температура в горячем трубопроводе тепловой сети.

Приведенный расход воды $G_{пр}$, т/ч, подсчитывают по формуле

$$G_{пр} = \frac{G_{см}}{10\sqrt{\Delta p_с}}, \quad (IX.3)$$

где $\Delta p_с$ — гидравлическое сопротивление местной системы отопления, Па.

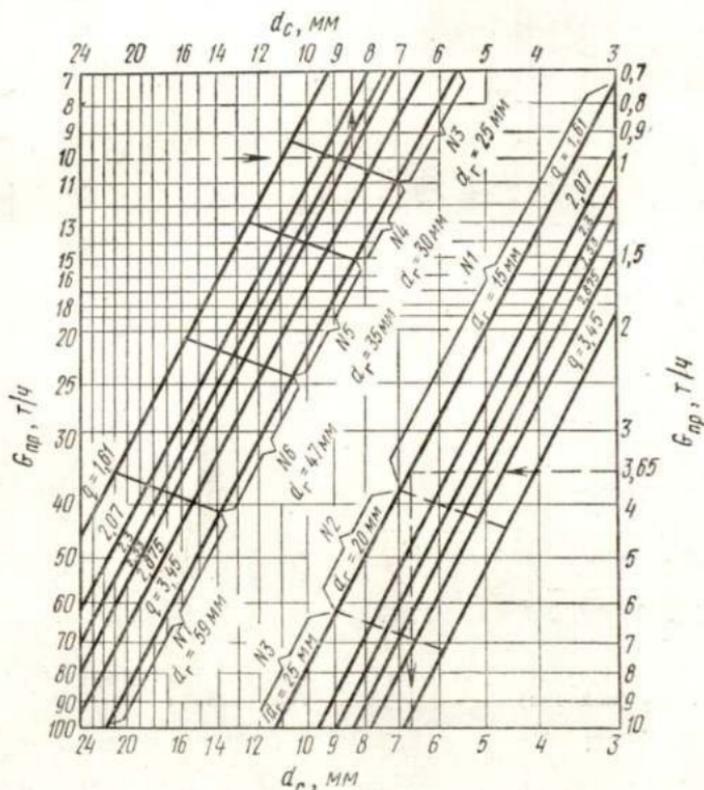


Рис. IX.13. Номограмма для подбора элеватора ($G_{пр}$ — приведенный расход воды, d_c — диаметр сопла)

Примеры пользования номограммой. При $G_{пр}=10$ т/ч и $q=2,53$ находим элеватор № 3 с $d_c=8,5$ мм; при $G_{пр}=3,65$ т/ч и $q=1,61$ находим элеватор № 1 с $d_c=6,7$ мм

По номограмме на рис. IX.13 находят по $G_{пр}$ и q номер элеватора и диаметр сопла d_c .

Местная автоматическая регулировка. В дополнение к центральному регулированию параметров теплоносителя предусматривают в абонентских вводах местную автоматическую регулировку с помощью установки регуляторов давления «до себя» и «после себя».

Необходимость такой регулировки вызывается тем или иным режимом местной системы.

Задача местного регулирования заключается:

а) в поддержании минимума давления в обратной трубе ввода, определяемого статическим давлением местной системы, установкой авторегулятора давления «до себя»;

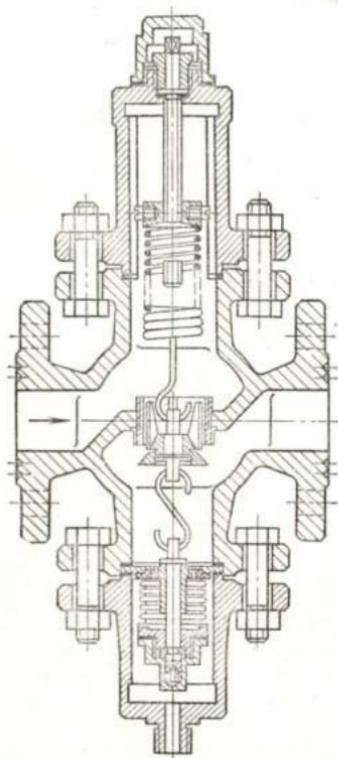


Рис. IX.14. Регулятор давления «до себя» (подпора)

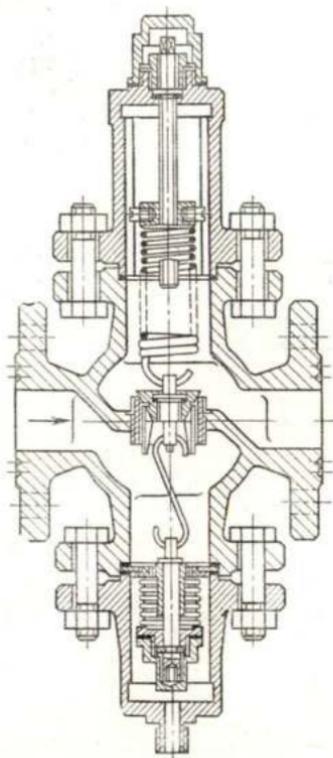


Рис. IX.15. Регулятор постоянства расхода

б) в поддержании постоянства расхода сетевой воды через местную систему установкой на подающем и обратном трубопроводах регулятора расхода (давления), поддерживающего постоянную разность давлений;

в) в поддержании средней температуры в отапливаемых помещениях установкой регулятора температуры;

г) в защите местной системы от повышения давления в сети установкой регулятора давления «после себя»;

д) в защите системы от опорожнения при аварии в тепловых сетях установкой на подающем трубопроводе обратного клапана.

Регулятор давления «до себя» приведен на рис. IX.14. Клапан, расположенный снизу, притягивается к седлу пружиной и откры-

вается только тогда, когда давление на него преодолет натяжение пружины.

На рис. IX.15 приведен регулятор постоянства расхода. В нем клапан размещен сверху, и пружина оттягивает его от седла, а не притягивает. На сильфон с нижней стороны воздействует давление за системой. Назначение пружины — уравнивать силу, пропорциональную гидравлическому сопротивлению местной системы. Потребное постоянное гидравлическое сопротивление местной системы и соответствующий пропуск воды через нее получают при том или ином натяжении пружины.

Местная система может быть защищена от повышения давления в сети регулятором постоянства давления.

Глава X. СВОЙСТВА ВОЗДУХА И ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО СОСТОЯНИЯ

§ 48. ВОЗДУХ И ЕГО СВОЙСТВА

В помещениях гражданских и промышленных зданий должна поддерживаться определенная климатическая обстановка, которая в большой мере зависит от состояния воздушной среды. Воздух должен быть достаточно нагретым, умеренно влажным и чистым.

Бытовые и технологические процессы связаны с выделением различных вредностей. Под вредностями собирательно понимается избыточное поступление в помещение тепла, влаги, газов, паров и пыли. В связи с этим цель вентиляции — удалить из помещения загрязненный воздух и подать в него чистый воздух.

Качество воздуха определяется его тепловлажностным состоянием, газовым составом и содержанием вредных паров и пыли. Атмосферный воздух практически всегда влажный. Водяной пар в отличие от других составляющих может находиться в воздухе как в пересыщенном, так и в насыщенном состоянии. Сухая часть влажного воздуха обычно содержит по массе 78% азота, около 21% кислорода, около 0,03% углекислоты и другие газы.

Для технических расчетов влажный воздух можно считать смесью газов, для которой справедлив закон Дальтона и характеристическое уравнение Клапейрона.

Согласно закону Дальтона, каждый газ в смеси, занимая весь объем, имеет свое парциальное давление p_i , а сумма этих давлений равна полному (барометрическому) давлению B смеси:

$$B = \sum p_i. \quad (X.1)$$

Характеристическое уравнение Клапейрона для 1 кг любого газа может быть записано в виде:

$$p_i v_i = R_i T, \quad (X.2)$$

где p_i — давление газа, Па; v_i — удельный объем, м³/кг (объем, м³, занимаемый 1 кг газа при данном давлении p_i и абсолютной температуре T , К); R_i — удельная газовая постоянная, Дж/(кг · К).

Во многих расчетах влажный воздух удобно рассматривать как бинарную смесь (смесь двух газов), состоящую из водяного пара (газа с молярной массой $M = 18$ кг/моль) и сухого воздуха (условно однородного газа с молярной массой $M = 29$ кг/моль). Удельная газовая постоянная R для водяного пара равна 461 Дж/(кг · К), для сухого воздуха — 287,5 Дж/(кг · К).

Барометрическое давление B в этом случае равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_{с.в}$ и водяного пара $p_{п}$:

$$B = p_{с.в} + p_{п} \quad (X.3)$$

Плотность газа ρ , кг/м³, — величина, обратная удельному объему v в формуле (X.2). Для сухого воздуха при атмосферном давлении 101 325 Па (см. прил. 18) плотность, кг/м³, равна:

$$\rho_{с.в} = \frac{p_{с.в}}{R_{с.в} T} = \frac{101\,325}{287,5 T} = \frac{353}{T} \quad (X.4)$$

При стандартных условиях, за которые в вентиляции приняты $B = 101\,325$ Па и $t_{в} = 20^{\circ} \text{C}$ ($T = 273 + 20 = 293$ К), плотность сухого воздуха равна примерно 1,2 кг/м³. При другом давлении p , Па, и другой температуре T , К, плотность воздуха $\rho_{с.в}$ равна:

$$\rho_{с.в} \approx 1,2 \frac{293}{T} \frac{p_{с.в}}{101\,325} = 3,5 \cdot 10^{-3} \frac{p_{с.в}}{T} \quad (X.5)$$

Доля влаги во влажном воздухе невелика, поэтому плотность влажного воздуха $\rho_{в}$ мало отличается от плотности сухого воздуха $\rho_{с.в}$. Величина $\rho_{в}$ равна:

$$\rho_{в} = \frac{353}{T} - \frac{1,32 \cdot 10^{-3} p_{п}}{T} \quad (X.6)$$

Из формулы (X.6) видно, что при одном и том же барометрическом давлении влажный воздух всегда легче сухого, но разница эта крайне невелика. Действительно, при обычных условиях в помещении, когда, например, давление $p_{п} = 2000$ Па, доля второго члена равенства (X.6), учитывающего разницу плотности влажного и сухого воздуха при прочих равных условиях, составит всего лишь 0,75% величины $\rho_{с.в}$. Поэтому в инженерных расчетах вторым членом в формуле (X.6) обычно можно пренебречь и считать $\rho_{в} \approx \rho_{с.в}$.

При обработке воздуха и изменениях его свойств в вентиляционном процессе количество сухого воздуха остается неизменным, поэтому при рассмотрении тепловлажностного состояния воздуха все показатели относят к 1 кг сухой части влажного воздуха.

Влажный воздух характеризуется количеством содержащегося в нем водяного пара. Количество водяного пара в килограммах, при-

ходящегося на 1 кг сухой части влажного воздуха, называют *влажносодержанием воздуха* x , кг/кг. Величина x равна:

$$x = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{с.в}}} = \frac{R_{\text{с.в}} p_{\text{п}}}{R_{\text{п}} p_{\text{с.в}}} = \frac{287,5}{461} \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{с.в}}} = 0,623 \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}}. \quad (\text{X.7})$$

Численные значения x обычно являются малой дробью, поэтому в расчетах удобнее пользоваться *влажносодержанием* d в граммах влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха, для которого формула (X.7) принимает такой вид:

$$d = 1000x = 623 \frac{p_{\text{п}}}{B - p_{\text{п}}}. \quad (\text{X.8})$$

Влагосодержание воздуха может быть различным, однако его максимальное значение при заданных давлении и температуре строго определено насыщенным состоянием водяного пара. В связи с этим для характеристики степени увлажненности воздуха удобно пользоваться показателем *относительной влажности воздуха* φ . Величина φ показывает степень насыщенности воздуха водяным паром в % (или долях) по отношению к состоянию полного насыщения при той же температуре, выраженную относительным давлением:

$$\varphi = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{п.н}}} 100. \quad (\text{X.9})$$

Удельные теплоемкости сухого воздуха $c_{\text{с.в}}$ и пара $c_{\text{п}}$ в обычном для вентиляционного процесса диапазоне температур можно считать постоянными и равными:

$$c_{\text{с.в}} = 1,005 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)} \text{ и } c_{\text{п}} = 1,8068 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}.$$

В связи с этим если энтальпию сухого воздуха при $t = 0^\circ \text{C}$ принять за нуль, то его *энтальпия* при произвольной температуре t будет равна:

$$i_{\text{с.в}} = c_{\text{с.в}} t. \quad (\text{X.10})$$

Удельная теплота парообразования r для воды при $t = 0^\circ \text{C}$ равна 2500 кДж/кг, поэтому энтальпия пара $i_{\text{п}}$ во влажном воздухе при этой температуре (0°C) равна r . Энтальпия водяного пара в воздухе $i_{\text{п}}$, кДж/кг, при произвольной температуре равна:

$$i_{\text{п}} = 2500 + 1,8068 t. \quad (\text{X.11})$$

Энтальпия влажного воздуха i складывается из энтальпии сухой его части и энтальпии водяного пара. Величина i , отнесенная к 1 кг сухой части воздуха, при произвольной температуре t и влагосодержании d равна:

$$i = 1,005 t + (2500 + 1,8068 t) d \cdot 10^{-3}. \quad (\text{X.12})$$

Если ввести характеристику удельной теплоемкости влажного воздуха $c_{в}$, которая равна:

$$c_{в} = 1,005 + \frac{1,8068 d}{1000}, \quad (X.13)$$

то

$$i = c_{в} t + r \frac{d}{1000}. \quad (X.14)$$

На основе уравнения (X.12) проф. Л. К. Рамзиным была составлена так называемая $i - d$ -диаграмма, широко используемая при расчетах вентиляции, кондиционирования, сушки и других процессов, связанных с изменением состояния влажного воздуха. В $i - d$ -диаграмме графически связаны все параметры, определяющие тепловлажностное состояние воздуха: i , d , t , φ , $p_{п}$.

Диаграмма $i - d$ приведена на рис. X.1. Она построена в косоугольной системе координат. Такая система позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает диаграмму удобной для графических построений. По оси ординат отложены значения энтальпии i , кДж/кг сухой части влажного воздуха, по оси абсцисс, направленной под углом 135° к оси i , отложены значения влагосодержания d , г/кг сухой части влажного воздуха. На поле диаграммы нанесены линии постоянных значений температуры $t = \text{const}$ и линии постоянных значений относительной влажности φ . Внизу расположен график, имеющий самостоятельное значение. Он связывает влагосодержание d , г/кг, с упругостью водяного пара $p_{п}$, кПа. Все поле диаграммы разделено линией $\varphi = 100\%$ на две части. Выше этой линии расположена интересующая нас область влажного воздуха. Линия $\varphi = 100\%$ соответствует состоянию полного насыщения воздуха водяным паром. Ниже этой линии расположена область воздуха, находящегося в перенасыщенном состоянии (образование тумана, микрокапельки воды во взвешенном состоянии), которая обычно в расчетах мало используется.

Каждая точка в поле верхней части диаграммы соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха. Положение точки может быть определено любыми двумя из пяти (i , d , t , φ , $p_{п}$) параметров состояния. Остальные три могут быть определены по $i - d$ -диаграмме как производные.

Диаграмма удобна не только для определения параметров состояния воздуха, но и для построений изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, осушке, смешении и сочетании этих процессов.

Пользуясь $i - d$ -диаграммой, легко получить еще два очень важных параметра тепловлажностного состояния воздуха: температуру точки росы $t_{т.р}$ и температуру мокрого термометра $t_{м.т}$.

Температура точки росы $t_{т.р}$ соответствует температуре воздуха, насыщенного водяными парами, при данном влагосодержании. Для получения этой температуры нужно в $i - d$ -диаграмме от точки,

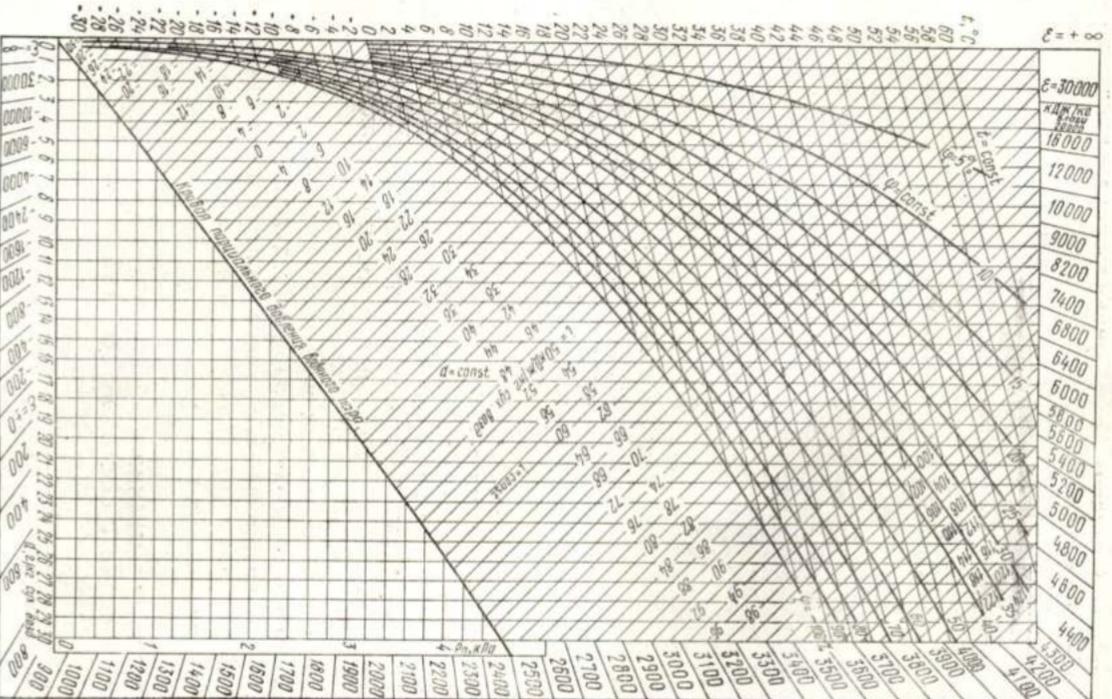


Рис. XI. Диаграмма $t-d$ тепловлажностного состояния воздуха

соответствующей данному состоянию воздуха, провести линию $d = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$. Проходящая через точку пересечения линия $t = \text{const}$ будет соответствовать значению $t_{т.р.}$.

Температура мокрого термометра равна температуре воздуха, насыщенного водяными парами, при данной энтальпии. В $i-d$ -диаграмме значению $t_{м.т.}$ соответствует линия $t = \text{const}$, проходящая через точку пересечения линии $i = \text{const}$ при данном состоянии воздуха с кривой $\varphi = 100\%$.

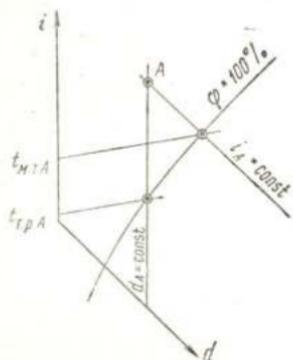


Рис. X.2. Определение в $t-d$ диаграмме температуры мокрого термометра $t_{м.т.}$ и температуры точки росы $t_{т.р.}$ при состоянии воздуха, соответствующем точке А

На рис. X.2 приведены построения для определения этих температур при состоянии воздуха, соответствующем на $i-d$ -диаграмме точке А.

Кроме параметров тепловлажностного состояния свойства воздуха, как было сказано выше, определяются содержанием в нем вредных газов, паров и пыли.

Содержание вредных газов и паров в литрах обычно относят к 1 м^3 воздуха, а в обозначении их концентрации приводят индекс, указывающий наименование примеси. Содержание пыли в воздухе обычно измеряют в миллиграммах на 1 м^3 воздуха.

При расчете современных вентиляционных систем могут представлять интерес также содержание в воздухе пахнущих примесей, степень озонирования воздуха, содержание в нем положительно и отрицательно заряженных ионов и пр. Ответы на эти вопросы можно найти в специальной литературе по вентиляции.

§ 49. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА

В вентиляционном процессе постоянно происходит переход влажного воздуха из одного состояния в другое. Воздух, подаваемый в помещения приточной вентиляцией, предварительно подвергают обработке в специальных камерах. Ему придают определенные кондиции (параметры) нагреванием или охлаждением, осушкой или увлажнением, а также смешиванием воздушных масс различного состояния. Приточный воздух имеет параметры, отличные от воздуха помещения. В связи с этим, вытесняя загрязненный воздух помещения и перемешиваясь с ним, приточный воздух способен ассимилировать избыточное тепло, влагу или подогреть и увлажнить воздух помещения.

Все возможные процессы изменения состояния воздуха могут быть изображены и прослежены в $i - d$ -диаграмме.

Процессы нагревания и охлаждения. Простейшим является процесс нагревания, при котором воздух получает только так называемое явное, или сухое тепло в результате контакта с сухой нагретой поверхностью. В этом процессе влагосодержание воздуха остается неизменным, поэтому в $i - d$ -диаграмме процесс нагревания прослеживается снизу вверх по линиям $d = \text{const}$. Если воздух с параметрами точки 1 (t_1, φ_1) нагревать в калорифере, то этот процесс изобразится прямой, проведенной вертикально вверх из точки 1 по линии $d_1 = \text{const}$ (рис. X.3). Чем больше тепла передается воздуху, тем больше он нагревается и тем выше по линии $d_1 = \text{const}$ будет расположена точка, соответствующая конечному состоянию нагретого воздуха. Это может быть, например, точка 2 на рис. X.3, если каждому килограмму сухой части воздуха будет передано Δi_1 кДж тепла.

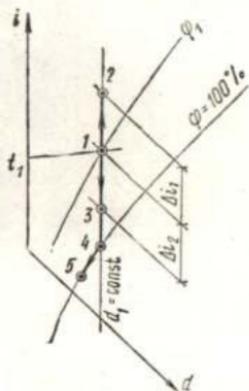


Рис. X.3. Изображение в $i - d$ -диаграмме процессов нагревания и охлаждения воздуха

В процессе охлаждения воздух отдает только явное тепло в результате контакта с сухой холодной поверхностью. В $i - d$ -диаграмме этот процесс будет соответствовать направлению сверху вниз по линиям $d = \text{const}$, например, от точки 1 до точки 3 при отдаче воздуху в процессе охлаждения Δi_2 кДж тепла на каждый килограмм сухой его части. Процесс охлаждения воздуха при теплообмене, когда он отдает только явное тепло, может протекать до точки 4 пересечения линии $d_1 = \text{const}$ с линией $\varphi = 100\%$. Эта точка соответствует температуре точки росы. При дальнейшем охлаждении воздуха содержащийся в нем водяной пар будет выпадать в виде конденсата, и процесс изменения его тепловлажностного состояния будет прослеживаться вниз по линии $\varphi = 100\%$, например до точки 5, как это показано на рис. X.3. Охлаждение по линии $\varphi = 100\%$ связано с отдачей не только явного (сухого), но и скрытого тепла — тепла конденсации водяного пара, поэтому этот процесс относят не к простейшему процессу охлаждения, а к более сложному процессу тепло- и влагообмена.

Таким образом, простейший процесс охлаждения воздуха практически осуществляется при контакте с холодной поверхностью до температуры $t_{т.р.}$

Процессы нагревания и охлаждения являются изовлажностными процессами. Они протекают при $d = \text{const}$ и могут быть приближенно рассчитаны по формуле

$$\Delta t / \Delta i = 0,98, \quad (X.15)$$

где Δt — изменение температуры воздуха, °С, при изменении его энтальпии на Δi , кДж/кг.

Процесс адиабатического увлажнения. Тонкий слой воды или ее мелкие капельки при контакте с воздухом приобретают температуру, равную температуре мокрого термометра. При контакте воздуха с водой, имеющей такую температуру, происходит процесс адиабатического увлажнения воздуха. В этом процессе энтальпия воздуха остается неизменной. В $i-d$ -диаграмме этот процесс можно проследить по линиям $i = \text{const}$ (рис. X.4). Если воздух, состояние которого соответствует точке 1, будет находиться в контакте с водой, имеющей температуру мокрого термометра $t_{\text{м.т.}}$, то его состояние

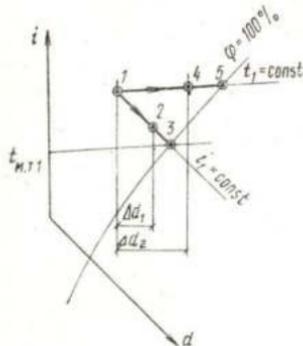


Рис. X.4. Изображение в $i-d$ -диаграмме процессов адиабатического и изотермического увлажнения

будет изменяться по линии $i_1 = \text{const}$, например до точки 2, если воздух ассимилирует Δd_1 влаги на 1 кг сухой части воздуха. Предельное состояние воздуха в этом процессе соответствует его насыщению влагой в точке 3 пересечения луча процесса с кривой $\phi = 100\%$. В вентиляции часто используют способ адиабатического увлажнения воздуха. Для этого в оросительной камере разбрызгивают одну и ту же воду, забираемую из ее поддона. Вода, непрерывно находясь в контакте с воздухом, имеет температуру, близкую к температуре мокрого термометра. Она в небольшой части (около 3%) испаряется и увлажняет воздух, проходящий через камеру. Реальный луч процесса несколько отклоняется от линии $i = \text{const}$, но это отклонение незначительно. Увлажнение воздуха в камере орошения практически протекает до $\phi = 90-95\%$.

Процесс адиабатического увлажнения, протекающий по линии $i = \text{const}$, может быть приближенно рассчитан по формуле

$$\Delta t / \Delta d = 2,45, \quad (\text{X.16})$$

где Δt — изменение температуры воздуха, °С, при изменении его влагосодержания на Δd , г/кг.

Процесс изотермического увлажнения. Если в воздух подавать пар, имеющий температуру воздуха по сухому термометру, то воздух будет увлажняться, не изменяя своей температуры. Процесс изотермического увлажнения воздуха паром в $i-d$ -диаграмме можно проследить по линиям $t = \text{const}$. При подаче пара в воздух с параметрами, определяемыми точкой 1 (см. рис. X.4), его состояние будет изменяться по линии $t_1 = \text{const}$. После увлажнения его состояние может соответствовать произвольной точке на этой изотерме, например точке 4 при ассимиляции Δd_2 влаги (см. рисунок). При увлажнении воздуха паром с температурой t_1 его предельное состояние будет соответствовать точке 5 пересечения линии $t_1 = \text{const}$ с линией $\phi = 100\%$.

В вентиляционной практике используют способ увлажнения воздуха острым паром. В этом случае пар обычно имеет температуру более 100°C , но это почти не изменяет направления луча процесса. В текстильном производстве применяют способ местного доувлажнения. В воздухе помещения пневматическими форсунками распыляют воду, мелкие капли которой полностью испаряются, находясь во взвешенном состоянии в воздухе. На адиабатическое испарение капель расходуется избыточное тепло помещения. В результате температура воздуха помещения остается неизменной, поэтому можно считать, что такой процесс местного доувлажнения идет по линии, соответствующей изотерме помещения.

Реальные процессы увлажнения воздуха паром при их изображении в $i-d$ -диаграмме могут отклоняться от линии $t = \text{const}$, но эти отклонения обычно незначительны.

Процесс изотермического увлажнения, протекающий по линии $t = \text{const}$, можно приближенно рассчитывать по формуле

$$\Delta i / \Delta d = 2,53, \quad (\text{X.17})$$

где Δi — изменение энтальпии воздуха, кДж/кг, при изменении его влагосодержания на Δd , г/кг.

Политропический процесс тепло- и влагообмена. Изменение состояния воздуха в вентиляционном процессе часто связано с одновременным поступлением в воздух или отбором от него тепла и влаги. Такое изменение состояния воздуха происходит в помещениях, где одновременно выделяются явное тепло и водяной пар, а также в специальных установках, где воздух одновременно охлаждается и осушается, и во многих других случаях. При произвольном соотношении ассимилированных количеств тепла и влаги изменение состояния воздуха можно изобразить в $i-d$ -диаграмме линиями, имеющими то или иное направление. Если потоку воздуха, содержащему сухую часть в количестве G , кг/ч, передать Q , Вт, тепла и W , кг/ч, влаги, то его энтальпия изменится на Δi , кДж/кг:

$$Q = G\Delta i, \quad (\text{X.18})$$

а влагосодержание — на Δd , кг/кг:

$$W = G\Delta d. \quad (\text{X.19})$$

Отношение правых и левых частей уравнений (X.18) и (X.19) есть показатель направления луча процесса изменения состояния воздуха в $i-d$ -диаграмме, обычно обозначаемый ε , т. е.

$$\frac{Q}{W} = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \varepsilon. \quad (\text{X.20})$$

Отношение Q к W в этом уравнении связано с определенным отношением Δi к Δd . Последнее соответствует приращению ординаты и абсциссы в $i-d$ -диаграмме, а поэтому их отношение определяет угол наклона прямой, по которой будет протекать процесс изменения состояния воздуха. Эта прямая называется *лучом про-*

цесса, а ее угол наклона к оси абсцисс определяет *показатель направления* или *угловой коэффициент* луча процесса ϵ .

Если на $i-d$ -диаграмме провести два параллельных между собой отрезка 1—2 и 3—4, то, как это видно из подобия треугольников (рис. X.5), для них будут одинаковыми отношения

$$\frac{\Delta i_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} = \frac{\Delta i_{3-4}}{\Delta d_{3-4}} \quad (X.21)$$

а следовательно, и показатель направления луча процесса ϵ . Отсюда можно сделать вывод, что одному и тому же углу наклона прямой в $i-d$ -диаграмме соответствуют процессы изменения теп-

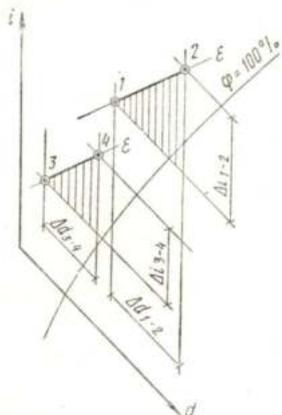


Рис. X.5. К определению показателя ϵ направления луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в $i-d$ -диаграмме

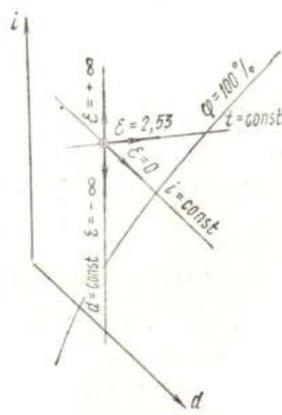


Рис. X.6. Значения показателя ϵ направления лучей характерных процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в $i-d$ -диаграмме

ловлажностного состояния воздуха с одним и тем же количеством ассимилированного тепла Q на 1 кг ассимилированной влаги W . Для удобства построений на $i-d$ -диаграмме обычно применяют угловые масштабы. По границам диаграммы (см. рис. X.1) нанесены деления с указанием значений ϵ . Для нахождения положения определенного луча процесса нужно деление с соответствующим численным значением ϵ соединить с нулем отсчета на оси ординат. И, наоборот, если в $i-d$ -диаграмме нанесены и соединены линией точки, соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха, то направление луча процесса изменения состояния воздуха можно определить, проведя параллельную этой линии прямую через начало координат. Отсчет ϵ нужно снять по делению, через которое пройдет эта параллельная прямая.

Изменения состояния воздуха в помещении при его обработке в оросительной камере и во всех других случаях сводятся к изменению его энтальпии и влагосодержания. Зная начальное состояние воздуха, количество G его сухой части, полные теплопоступления

Q и влагопоступления W в воздух, можно, пользуясь показателем ε и $i-d$ -диаграммой, определить конечные параметры воздуха. В другом случае неизвестным, при прочих известных данных, может быть: количество воздуха или полное количество тепла, или количество влаги и т. д. Политропический процесс с произвольным показателем ε включает в себя все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха. Нетрудно видеть (рис. X.6), что изовлажностный процесс нагревания соответствует значению

$$\varepsilon = \frac{+\Delta i}{0} = +\infty; \quad (\text{X.22})$$

изовлажностный процесс охлаждения

$$\varepsilon = \frac{-\Delta i}{0} = -\infty. \quad (\text{X.23})$$

Процесс адиабатического увлажнения имеет

$$\varepsilon = \frac{0}{+\Delta d} = 0. \quad (\text{X.24})$$

Величина ε для изотермического процесса

$$\varepsilon = \Delta i / \Delta d = 2,53 \text{ Дж/кг}. \quad (\text{X.25})$$

Произвольное значение ε в политропическом процессе приближенно можно рассчитать, пользуясь формулой

$$\Delta t / \Delta i = 0,98 - 2,45/\varepsilon. \quad (\text{X.26})$$

Процесс смешивания. В вентиляционном процессе часто к наружному воздуху, подаваемому в помещение, подмешивается внутренний (происходит рециркуляция внутреннего воздуха). Возможны и другие случаи, связанные со смешиванием масс воздуха разного состояния. Процесс смешивания воздуха в $i-d$ -диаграмме изображается прямой, соединяющей точки, соответствующие состоянию воздуха смешиваемых масс. Точка, соответствующая состоянию смеси, всегда располагается на этой прямой и делит ее на отрезки, обратно пропорциональные смешиваемым количествам воздуха. Если смешать воздух в количестве G_1 , состояние которого соответствует точке 1 (рис. X.7), с воздухом в количестве $G_2 = G_1/n$, состояние которого соответствует точке 2, то точка смеси 3 разделит отрезок 1-2 или его проекции Δi_{1-2} и Δd_{1-2} на части 1-3 и 3-2 или Δi_{1-3} , Δi_{3-2} и Δd_{1-3} , Δd_{3-2} , отношение которых будет равно:

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta i_{1-3}}{\Delta i_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{G_1}{nG_1} = \frac{1}{n}. \quad (\text{X.27})$$

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно прямую 1-2 или ее проекции разделить на $n + 1$ частей и отложить от точки 1 одну часть, оставив n частей до точки 2. Такое построение определит положение точки смеси. Возможен случай, когда точка смеси ока-

жется в области ниже линии $\varphi = 100\%$. Это значит, что при смешивании будет образовываться туман (конденсация водяного пара, содержащегося в воздухе).

Процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой. Для увлажнения или осушки, а часто и для охлаждения или нагревания воздух вводят в контакт с водой. Для этого его пропускают через оросительные камеры, в которых разбрызгивается вода, или продувают через специальные пористые слои или оребренные поверхности, которые орошаются водой. В процессе обработки используется специально приготовляемая вода, имеющая температуру, отлич-

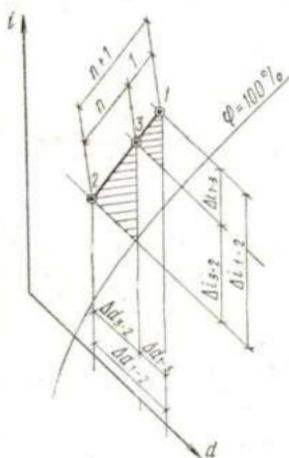


Рис. X.7. Изображение в $i-d$ -диаграмме процесса смешивания воздуха

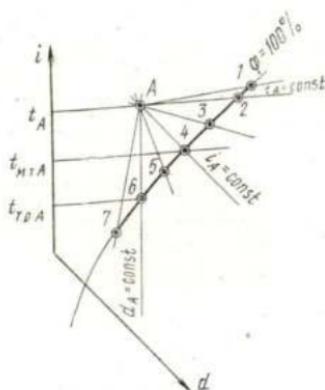


Рис. X.8. Изображение в $i-d$ -диаграмме процессов тепло- и влагообмена между воздухом и водой с различной температурой

ную от $t_{м.т.}$. Размеры капель и толщина пленок воды в таком процессе достаточно велики. Этими двумя условиями данный процесс отличается от ранее рассмотренного процесса адиабатического увлажнения.

Обычно предполагают, что тонкий слой воздуха на поверхности воды оказывается полностью насыщенным водяным паром, а температура воздуха равна температуре воды. Следовательно, при разбрызгивании воды тонкий слой воздуха на поверхности капель имеет температуру разбрызгиваемой воды и относительную влажность $\varphi = 100\%$.

При таком предположении процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой рассматривают как процесс смешения основного потока воздуха с воздухом в тонком слое на контакте с поверхностью воды, который считается полностью насыщенным водяным паром. В процессе теплообмена температура слоя или капель воды несколько изменяется. Для расчета берут некоторую промежуточную (близкую к конечной) температуру. Положение точки смеси в $i-d$ -

диаграмме на прямой, соединяющей точку, соответствующую начальному состоянию воздуха, с точкой, определенной температурой воды на линии $\varphi = 100\%$, зависит от площади поверхности соприкосновения и его продолжительности, а также от параметров воздуха и воды.

В расчетах обычно используют так называемый коэффициент орошения μ , равный количеству разбрызгиваемой воды в килограммах, приходящейся на 1 кг воздуха. Учитывают также показатель направления луча процесса и конструктивные особенности камеры. Обычно принимают, что точка смеси устойчиво может находиться на линии $\varphi = 90-95\%$, и из этого условия рассчитывают режим процесса орошения.

Состояние воздуха, обменивающегося с водой теплом и влагой, может претерпевать различные изменения в зависимости от соотношения параметров воды и воздуха. Можно рассмотреть несколько характерных случаев изменения состояния воздуха при контакте его с водой, имеющей разную температуру. Проведем рассмотрение для воздуха, начальное состояние которого соответствует точке A в $i-d$ -диаграмме, представленной на рис. X.8.

При температуре воды, соответствующей точке 1 ($t_{\text{воды}} > t_A$), происходит увлажнение и нагрев воздуха. Испарение воды осуществляется целиком за счет ее собственной энтальпии. При температуре воды, соответствующей точке 2 ($t_{\text{воды}} = t_A$), воздух увлажняется, не изменяя своей температуры. На испарение расходуется тепло воды. При температуре воды, соответствующей точке 3 ($t_{\text{м.т.А}} < t_{\text{воды}} < t_A$), происходит увлажнение и некоторое охлаждение воздуха. Тепло на испарение поступает от воздуха и частично от воды. Если вода имеет температуру мокрого термометра ($t_{\text{воды}} = t_{\text{м.т.А}}$) (точка 4), происходит адиабатическое увлажнение воздуха. Тепло для испарения отнимается только от воздуха. В точке 5 температура воды соответствует условию ($t_{\text{т.р.А}} < t_{\text{воды}} < t_{\text{м.т.А}}$). Воздух несколько увлажняется и заметно охлаждается. Тепло воздуха идет на испарение и на нагрев воды. В точке 6 ($t_{\text{воды}} = t_{\text{т.р.А}}$) происходит охлаждение воздуха. Явное тепло воздуха отдается воде при неизменном его влагосодержании. При $t_{\text{воды}} < t_{\text{т.р.А}}$ (точка 7) происходит охлаждение и осушка воздуха. Вода охлаждает воздух и забирает скрытое тепло, выделяющееся при конденсации водяного пара на ее поверхности, а также тепло явного теплообмена с воздухом.

В расчете обычно нужно знать параметры воздуха после его контакта с водой и температуру воды, которая обеспечит заданное направление луча процесса. Конечные параметры воздуха, как было сказано, определяются точкой пересечения луча процесса изменения состояния воздуха, характеризуемого параметрами i, d и направлением луча e , с линией $\varphi = 95\%$. Температура (промежуточная, условная) воды определится точкой пересечения этого луча с линией $\varphi = 100\%$. Параметры точек пересечения легко определить графическими построениями в $i-d$ -диаграмме, как это показано

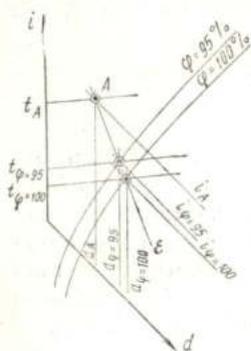


Рис. X.9. К аналитическому определению параметров точек пересечения луча процесса ε при изменении состояния воздуха, соответствующего точке A , с линиями $\varphi = 95\%$ и $\varphi = 100\%$

на рис. X.9 на примере $\varphi = 95\%$ и $\varphi = 100\%$. Они могут быть легко определены и по приближенным формулам.

Энтальпия i_φ этих точек пересечения, где индекс φ относит величину i к пересечению с линией $\varphi = 90\%$, $\varphi = 95\%$ или $\varphi = 100\%$, может быть определена по формуле

$$i_\varphi = \frac{i - (C/D - d)\varepsilon}{1 - \varepsilon/D}. \quad (X.28)$$

Влажностное содержание d_φ и температура t_φ этих точек пересечения могут быть определены по формулам:

$$d_\varphi = \frac{i_\varphi - C}{D}; \quad (X.29)$$

$$t_\varphi = \frac{i_\varphi - A}{B}. \quad (X.30)$$

Численные значения коэффициентов A , B , C , D , входящих в формулы (X.28) — (X.30), приведены в табл. X. 1.

Таблица X.1. Значения коэффициентов A , B , C и D

φ. %	A	B	C	D
При t_φ от 0 до 10° C				
100	9,42	1,97	-9,46	5,11
95	9,25	1,97	-9,67	5,32
90	8,37	1,88	-10,55	5,53
При t_φ от 10 до 20° C				
100	1,26	2,85	-0,63	3,95
95	0,84	2,27	-0,5	4,02
90	0,84	2,64	0,08	4,02
При t_φ от 20 до 30° C				
100	-28,05	4,27	7,41	3,39
95	-27,22	4,1	6,95	3,47
90	-26,38	3,98	6,47	3,52

Расчет всех процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха очень упрощается и становится наглядным при пользовании графическим методом построения в $i - d$ -диаграмме. Однако в некоторых случаях удобнее воспользоваться приближенными формулами, приведенными в конце каждого пункта данного параграфа. Погрешность расчета по ним не выходит за пределы 3%, что вполне допустимо в инженерной практике, например при расчете на ЭВМ.

Глава XI. ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 50. ВРЕДНЫЕ ВЫДЕЛЕНИЯ И ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ИХ В ПОМЕЩЕНИЯХ

В зависимости от назначения помещений и технологических процессов, осуществляемых в них, меняется и характер загрязняющих воздух вредных выделений. В жилых и общественных помещениях источниками вредных выделений являются в основном люди, а в промышленных помещениях, кроме того, — производственные установки (печи, ванны, станки и пр.).

В жилых и общественных зданиях основными вредными выделениями являются углекислота, теплоизбытки, влагоизбытки, в промышленных помещениях — газы, теплоизбытки, влагоизбытки и пыль.

Вентиляция должна обеспечивать в помещениях метеорологические условия в полном соответствии с требованиями «Санитарных норм проектирования промышленных предприятий» (СН 245-71).

Газовыделения. Содержание газов, паров и пыли не должно превышать предельно допустимых концентраций (ПДК). *Предельно допустимой концентрацией называется такое количество тех или иных вредных выделений в воздухе помещения, которое не вызывает неблагоприятного воздействия на организм человека.* Предельно допустимые концентрации CO_2 , л/м³, в воздухе помещений составляют:

При постоянном пребывании людей (жилые комнаты)	1
При периодическом пребывании людей (учреждения)	1,25
При кратковременном пребывании людей (например, кинотеатры)	2
Детские учреждения и больницы	0,7

Предельно допустимые концентрации других газов и пыли следует принимать по СН 245-71.

При расчете необходимого воздухообмена в помещении по выделяемой в них углекислоте количество углекислоты, выделяемой одним человеком, принимают по табл. XI.1.

Таблица XI.1. Количество углекислоты, выделяемой одним человеком

Возраст людей и характер выполняемой работы	Расход CO_2	
	объемный, л/ч	массовый, г/ч
Взрослые люди при выполнении работы:		
умственной (или в состоянии покоя)	23	45
физической:		
легкой	30	60
тяжелой	45	90
Дети до 12 лет	12	24

Углекислота сама по себе не является вредной, но концентрация ее в воздухе свыше 2 л/м^3 служит указанием о наличии недопустимого загрязнения воздуха сопутствующими ей газами, являющимися продуктом распада белковых веществ.

Содержание CO_2 в наружном воздухе больших городов можно принимать равным $0,5 \text{ л/м}^3$, небольших городов — $0,4 \text{ л/м}^3$.

Тепловыделения. Организм человека выделяет тепло. Количество тепла, выделяемого человеком, зависит от метеорологических параметров окружающего воздуха и характера выполняемой им работы. Выделение тепла происходит в основном с поверхности тела путем конвекции, излучения и испарения влаги.

Количество тепла, выделяемого одним человеком, указано в табл. XI.2.

Таблица XI.2. Количество тепла и влаги, выделяемых одним человеком при температуре воздуха в помещении 10 и 35°C

Характер выполняемой работы	Тепло, Вт				Влага, г/ч	
	полное		явное		при 10°C	при 35°C
	при 10°C	при 35°C	при 10°C	при 35°C		
Состояние покоя	160	93	140	12	30	115
Физическая:						
легкая	180	145	150	5	40	200
средней тяжести	215	195	165	5	70	280
тяжелая	290	290	195	10	135	415

Количество тепла, Вт, поступающего в помещение от солнечной радиации, определяют по формулам:

для остекленных поверхностей

$$Q_{\text{ост.рад.}} = F_{\text{ост}} q_{\text{ост}} A_{\text{ост.}}; \quad (\text{XI.1})$$

для покрытий

$$Q_{\text{п.рад.}} = F_{\text{п}} q_{\text{п}} K_{\text{п}}, \quad (\text{XI.2})$$

где $F_{\text{ост}}$ и $F_{\text{п}}$ — площади поверхности остекления и покрытия, м^2 ; $q_{\text{ост}}$ и $q_{\text{п}}$ — теплопоступления от солнечной радиации через 1 м^2 поверхности остекления, зависящие от его ориентации по странам света (табл. XI.3), и через 1 м^2 поверхности покрытия при коэффициенте теплопередачи $1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, (табл. XI.4), $\text{Вт}/\text{м}^2$; $A_{\text{ост.}}$ — коэффициент, зависящий от характера остекления и солнцезащитных устройств (табл. XI.5); $K_{\text{п}}$ — коэффициент теплопередачи покрытия. $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$.

При подсчете теплопоступлений в помещение от солнечной радиации следует принимать большую из двух величин: теплопоступления через остекление, расположенное в одной стене, в сумме с теплопоступлениями через покрытие и фонарь или теплопоступления через остекление, расположенное в двух взаимно перпендикулярных стенах с коэффициентом $0,7$ в сумме с теплопоступлениями через покрытие и фонарь.

Т а б л и ц а X1.3. Теплопоступления от солнечной радиации через остекленные поверхности

Характер остекления	$q_{ост}$, Вт/м ² , при ориентации остекления и географической широте, град с. т.															
	Ю				ЮВ и ЮЗ				В и З				СВ и СЗ			
	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65
Окна с двойным остеклением (две рамы) с переплетами:																
деревянными	128	145	145	170	100	128	145	170	145	145	170	170	75	75	75	70
металлическими	165	185	185	210	128	165	185	210	185	185	200	210	95	95	95	95
Фонари с двойным вертикальным остеклением с переплетами:																
деревянными	140	170	170	175	115	145	175	175	170	170	185	185	87	7	87	80
металлическими	150	185	185	200	128	165	200	200	185	185	210	210	100	100	100	95

Примечание. Для остекленных поверхностей, ориентированных на север, $q_{ост}=0$.

Таблица XI.4. Теплопоступления от солнечной радиации через покрытие q_n (средние значения)

Покрытие	q_n , Вт/м ² , при географической широте град. с. ш.			
	35	45	55	65
Плоское бесчердачное	24	21	17	14
С чердаком	6	6	6	6

Таблица XI.5. Значения коэффициента $A_{ост}$

Характер остекления, его состояние и солнцезащита	$A_{ост}$
Двойное остекление в одной раме	1,15
Одинарное остекление	1,45
Обычное загрязнение	0,8
Сильное загрязнение	0,7
Забелка окон	0,6
Остекление с матовыми стеклами	0,7
Внешнее зашторивание окон	0,25

Теплопоступления от солнечной радиации учитывают в тепловом балансе помещений при наружной температуре 10° С и выше. Теплопоступления от солнечной радиации через стены не учитывают. Полный расчет летнего теплового режима здания дан в пособиях по строительной теплофизике.

Количество тепла Q , Вт, поступающего в помещение вследствие перехода механической энергии в тепловую, определяют по формуле

$$Q = 1000 N \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4, \quad (X1.3)$$

где N — номинальная (установочная) мощность электродвигателей кВт; η_1 — коэффициент использования установочной мощности электродвигателей, равный 0,7—0,9; η_2 — коэффициент загрузки — отношение средней потребляемой мощности к максимально необходимой, равный 0,5—0,8; η_3 — коэффициент одновременности работы электродвигателей, равный 0,5—1; η_4 — коэффициент, характеризующий долю израсходованной механической энергии, которая превратилась в тепловую и осталась в данном помещении, равный 0,1—1.

Для приближенного определения теплопоступлений в механических и механосборочных цехах при работе станков без охлаждающей эмульсии можно принимать $\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0,25$, при работе станков с применением охлаждающей эмульсии — $\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0,2$ и при наличии местных отсосов — $\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0,15$.

Тепловыделения Q , Вт, поступающие в цех от печей, работающих на твердом, жидком и газообразном топливе, определяют по формуле

$$Q = 0,278 Q_n^p B a n, \quad (X1.4)$$

а от электрических печей и ванн — по формуле

$$Q = 1000 N \alpha n, \quad (X1.5)$$

где $Q_{н}^p$ — низшая рабочая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг; B — расход топлива, кг/ч; α — коэффициент, показывающий, какая доля затраченного тепла выделилась в цех; ориентировочные значения α могут быть приняты по табл. X1.6; n — коэффициент одновременности работы печей; N — установочная мощность электрических печей и ванн, кВт.

Таблица X1.6. Значения коэффициента α

Печи и ванны	α
Печи:	
камерные с подом:	
подвижным	0,45
неподвижным	0,5
методические	0,5
щелевые и шахтные	0,4
электрические	0,7
Электрованны	0,3

Если над оборудованием имеются вытяжные зонты, то тепловыделения в цех учитывают в размере 30% подсчитанных по формулам (X1.4) и (X1.5).

В результате работы паровых молотов выделяется количество тепла Q , Вт, определяемое по формуле

$$Q = 0,278 G_{п} (i_1 - i_2), \quad (X1.6)$$

где $G_{п}$ — масса пара, расходуемого молотами (табл. X1.7), кг/ч; i_1 и i_2 — энтальпия пара поступающего в молоты и отработавшего кДж/кг.

Таблица X1.7. Масса пара, расходуемого молотами, $G_{п}$

Масса падающих частей, т	$G_{п}$, кг/ч, при молотах		
	штамповочных		свободнойковки
	для работы	для обдува	
0,5	680	14	600
1	970	14	920
2	1400	8	1320
3	1700	8	1600
4	2000	8	1850
5	2250	5	2100
10	2300	5	—

Тепловыделения кузнечных горнов, снабженных дымоотводящими зонтами, Q , Вт, определяют по формуле

$$Q = 0,278 B Q_{нф}^p, \quad (X1.7)$$

где B — расход топлива, кг/ч; Q_n^p — низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг; ϕ — коэффициент, учитывающий количество тепла, выделяемого в цех, равный 0,2—0,3.

Тепловыделения от источников искусственного освещения Q , Вт, определяют по формуле

$$Q = 1000 N \eta, \quad (X1.8)$$

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

В производственных помещениях расход электроэнергии на освещение сравнительно небольшой, поэтому выделение тепла от источников искусственного освещения не учитывают.

Влаговыведения. Выделение влаги людьми в помещениях зависит от выполняемой ими работы, а также от метеорологических условий в помещении.

Количество влаги W , г/ч, выделяемой людьми, определяют по формуле

$$W = ng, \quad (X1.9)$$

где n — число людей; g — количество влаги, г/ч, выделяемой одним человеком, зависящее от характера выполняемой им работы (см табл X1.2)

Большое количество влаги может выделиться в отдельных производственных помещениях от оборудования (кожевенная и пищевая промышленности, бани, прачечные).

Количество влаги, кг/ч, испаряющейся с открытой поверхности воды при обычном барометрическом давлении, можно определить по формуле

$$W = (a + 0,131 v) (p_n^H - p_n) F, \quad (X1.10)$$

где a — фактор гравитационной подвижности окружающего воздуха, зависящий от его температуры:

Температура воздуха, °C	≤30	40	50	60	70	80	90
a	0,16	0,206	0,243	0,272	0,303	0,348	0,383

v — скорость движения воздуха над зеркалом испарения, м/с; p_n^H — давление насыщенного водяного пара при температуре поверхности воды, кПа; p_n — давление водяного пара, содержащегося в воздухе помещения, кПа; F — площадь зеркала испарения, м².

При определении количества влаги, испаряющейся со смоченных поверхностей ограждений, фактор a принимают равным 0,23.

В механических цехах при охлаждении резцов металлорежущих станков с помощью эмульсии количество влаги W , кг/ч, испаряющейся в помещении, определяют по формуле

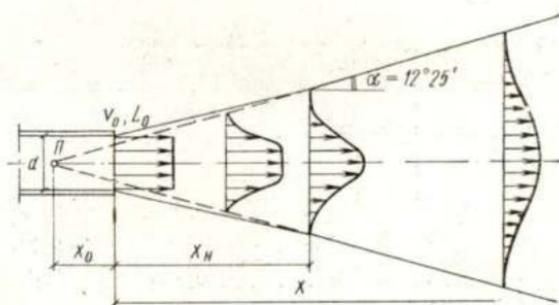
$$W = 0,15 N_{уст}, \quad (X1.11)$$

где $N_{уст}$ — установочная мощность оборудования, кВт.

Эффективность вентиляции зависит от величины и правильности организации воздухообмена в помещении.

Воздухообмен, создаваемый в помещениях вентиляционными устройствами, сопровождается циркуляционным движением воздушной среды, объем которой в несколько раз больше объема вентиляционного воздуха, поступающего в помещение и удаляемого из него. Возникающая циркуляция воздушных масс имеет чрезвычайно важное значение для эффективности вентиляции, так как она является основной причиной распространения по помещению вредных выделений, поступающих откуда-либо в воздух, и создания в разных участках помещения различных концентраций вредных примесей.

Рис. XI.1. Схема приточной изотермической струи, вытекающей из круглого отверстия



Приточная струя, входя в помещение, заполненное воздухом, увлекает в движение окружающие массы воздуха, в результате чего масса струи в направлении движения будет возрастать, а скорость движущегося воздуха — уменьшаться. Однако скорость эта уменьшается сравнительно медленно. Так, на расстоянии 15 диаметров трубы, из которой истекает воздух, сохраняется скорость, равная $\frac{1}{5}$ начальной скорости, а объем перемещаемого воздуха увеличивается в 4,6 раза.

На рис. XI.1 представлена схема изотермической воздушной струи, вытекающей из круглого отверстия. В струе различают два участка — *начальный* и *основной*. В пределах начального участка на оси струи сохраняется неизменной начальная скорость истечения. В основном участке скорость как на оси струи, так и в периферийной части по мере удаления от выпускного отверстия непрерывно уменьшается. Профили скоростей движущегося воздуха в различных поперечных сечениях основного участка струи подобны и описываются одними и теми же безразмерными характеристиками. Границы основного участка струи при их продолжении пересекаются в точке *П*, называемой *полюсом струи*. Положение полюса струи и граница начального участка зависят от степени турбулентности струи. Угол бокового расширения основного участка струи

составляет $12^{\circ}25'$. Расчетные формулы для круглой струи приведены в табл. XI.8.

Т а б л и ц а XI.8. Расчетные формулы для круглой струи

Расчетная величина	Расчетная формула
Относительная осевая скорость струи $\bar{v}_{0c} = v_{0c}/v_0$	$\bar{v}_{0c} = \frac{12,4 \sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0}$
Относительный объемный расход $\bar{L}_x = L_x/L_0$	$\bar{L}_x = 0,155 \sqrt{\beta_0} (\bar{x} - \bar{x}_0)$
Относительная средняя скорость по расходу $\bar{v}_M = v_M/v_0$	$\bar{v}_M = \frac{6,45 \sqrt{\beta_0}}{\bar{x} - \bar{x}_0}$

Примечание. В формулах приняты следующие условные обозначения: β_0 — поправочный коэффициент, равный $(\zeta+2)/3$ (здесь ζ — коэффициент местного сопротивления насадка); \bar{x} — относительное расстояние, равное отношению x/R (здесь x — расстояние от выпускного отверстия до рассматриваемого сечения; R — радиус выпускного отверстия); \bar{x}_0 — относительное плюсовое расстояние, принимаемое в зависимости от β_0 :

β_0 1,04	1,04—1,1	1,1—1,2
$\bar{x}_0 = x_0/R$ 0	0—(-4)	(-4)—(-5,2)

Сечение струи воздуха, выпущенной из прямоугольного отверстия, сначала приобретает форму эллипса, а затем переходит в круг.

Если температура выходящей горизонтальной приточной струи отличается от температуры окружающего воздуха, то ось ее искривляется. Ось нагретой струи загибается вверх, а ось охлажденной струи — вниз.

Действительная скорость затухания движения воздуха зависит от диаметра выпускного отверстия: чем больше отверстие, тем дальше от него сохраняются большие скорости движущегося воздуха. В связи с этим, если нужно скорее погасить скорость приточных струй, подаваемый воздух должен быть разбит на большое число мелких струй, и, наоборот, для сохранения скорости воздушного потока дальше от места выпуска воздух следует выпускать сосредоточенно из больших отверстий.

Воздушный поток в зоне всасывающего отверстия ведет себя иначе. К всасывающему отверстию воздух притекает со всех сторон, как это показано схематически на рис. XI.2. Вследствие этого и падение скоростей движущегося воздуха около всасывающего отверстия происходит весьма быстро. Так, скорость всасывания на расстоянии одного диаметра от отверстия круглой трубы равна 5% скорости в плоскости всасывания (рис. XI.2, б). Для уяснения явления всасывания воздуха рассмотрим чисто теоретическое поня-

тие точечного и линейного стоков. Представим точку в пространстве (рис. XI.2, а), через которую в единицу времени удаляется количество воздуха L . Очевидно, что воздух к точке подтекает из всего окружающего пространства по радиусам. Через сферические поверхности радиусом R_1, R_2, \dots, R_n в единицу времени будет протекать такое же количество воздуха, какое удаляется через точку, т. е. L . Сферические поверхности будут поверхностями равных скоростей v_1, v_2, \dots, v_n . Расход воздуха через точку можно выразить через расходы на сферических поверхностях

$$L = 4\pi R_1^2 v_1 = 4\pi R_2^2 v_2,$$

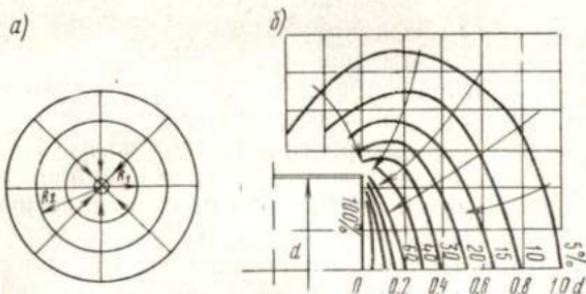
откуда

$$v_1/v_2 = R_2^2/R_1^2,$$

т. е. при точечном стоке скорости изменяются обратно пропорционально квадратам радиусов.

Рис. XI.2. Движение воздуха около всасывающего отверстия

а — схема точечного стока; б — спектр скоростей всасывания у круглого отверстия



При линейном стоке удаление воздуха происходит через линию бесконечной длины. В этом случае поверхностями равных скоростей будут боковые поверхности цилиндров с радиусами R_1, R_2, \dots, R_n . Расход воздуха через линию равен расходу через любую цилиндрическую поверхность:

$$L = 2\pi R_1 l v_1 = 2\pi R_2 l v_2,$$

откуда

$$v_1/v_2 = R_2/R_1,$$

т. е. при линейном стоке скорости изменяются обратно пропорционально радиусам.

Спектр всасывания у квадратного отверстия мало отличается от спектра всасывания у круглого отверстия. Зона всасывания у прямоугольного отверстия оказывается более активной, чем у круглого или квадратного, так как такие отверстия приближаются по форме к линейному стоку и тем больше, чем больше соотношение их сторон.

Эти специфические особенности приточных и всасывающих струй должны учитываться и использоваться в вентиляции.

Основные принципы организации воздухообмена заключаются в следующем.

1. Местная вытяжная вентиляция локализует вредные выделения в местах их образования, предотвращая распространение их по помещению.

2. Общеобменная вентиляция разбавляет и удаляет вредные выделения, поступающие в помещение, обеспечивая в обслуживаемой зоне допустимые значения параметров — температуры, относительной влажности, скорости движения воздуха и концентрации вредных веществ в нем.

3. Приточный воздух подается так, чтобы при поступлении в зону дыхания людей (обслуживаемую зону помещений) он был чистым и имел температуру и скорость движения в соответствии с требованиями санитарных норм

Организацию воздухообмена можно основывать на следующих общих рекомендациях:

а) траектория подачи приточного воздуха не должна пересекать загрязненных участков помещения, обеспечивая обслуживаемую зону чистым воздухом;

б) в теплый период года во всех случаях предпочтительней подавать приточный воздух в обслуживаемую зону;

в) при решении воздухозадачи необходима проверка уровня температуры и скорости движения воздуха на рабочих местах, при этом следует учитывать взаимное влияние струйных течений, стесненность струй ограждениями и технологическим оборудованием;

г) при значительных избытках явного тепла в помещении приточный воздух в холодный период года следует подавать с минимально допустимой температурой, имея в виду его подогрев за счет избыточного тепла;

д) при недостатках тепла в помещении и совмещении вентиляции с отоплением приточный воздух следует подавать в обслуживаемую зону.

§ 52. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМЫХ ВОЗДУХООБМЕНОВ

Определение необходимого воздухообмена при борьбе с вредными газами и парами. Воздухообмен L , м³/ч, рассчитывают по формуле

$$L = \frac{U}{k_2 - k_1}, \quad (X1.12)$$

где U — количество вредных газов и паров, выделяющихся в помещении в течение 1 ч, мг/ч; k_2 — предельно допустимая концентрация вредных выделений в воздухе помещения, мг/м³; k_1 — концентрация вредных выделений в приточном воздухе, мг/м³.

При одновременном выделении в воздух нескольких раздражающих газов (серный и сернистый ангидрид, хлористый водород и др.) или при выделении окислов азота совместно с окисью углерода необходимый воздухообмен определяют суммированием объемов воздуха, потребных для разбавления каждого вредного выделения до нормы. При одновременном выделении других газов количество

вентиляционного воздуха принимают по тому вредному выделению, которое требует наибольшего объема воздуха.

Пример XI.1. Определить необходимый воздухообмен по CO_2 в зрительном зале кинотеатра объемом 2000 м^3 и вместимостью 500 человек. Количество CO_2 , выделяемого зрителями, $U = 23 \cdot 500 = 11\,500 \text{ л/ч}$. Предельно допустимая концентрация CO_2 в воздухе помещения при кратковременном пребывании людей $k_2 = 2 \text{ л/м}^3$.

Решение. Примем содержание CO_2 в наружном воздухе $0,5 \text{ л/м}^3$. Тогда необходимый воздухообмен по формуле (XI.12) составит:

$$L = \frac{11\,500}{2 - 0,5} = 7670 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Отношение количества удаляемого или вводимого воздуха в помещении в течение 1 ч к внутреннему объему помещения называется кратностью обмена n .

В примере XI.1

$$n = 7670/2000 \approx 3,9.$$

Большинство помещений жилых и общественных зданий, а также вспомогательных зданий заводских площадок характеризуется постоянным составом и интенсивностью вредных выделений. Поэтому для них установлены нормы кратности обмена, которыми и пользуются при определении необходимых воздухообменов. Нормы кратности для некоторых помещений приведены в прил. 19.

Определение необходимого воздухообмена для удаления избыточного тепла. Можно считать, что в летнее время все тепло, которое поступает в помещение $Q_{\text{изб}}$, является суммой тепловыделений в помещении.

В зимнее время часть тепловыделений в помещении расходуется на компенсацию теплопотерь.

Теплоизбытки $Q_{\text{изб}}$, кДж/ч, в зимнее время равны:

$$Q_{\text{изб}} = \Sigma Q_{\text{т}} - Q_{\text{пот}},$$

где $\Sigma Q_{\text{т}}$ — тепловыделения в помещении; $Q_{\text{пот}}$ — потери тепла через наружные ограждения при расчетной температуре наружного воздуха, принимаемой в холодный период года по СНиП II-33-75 (расчетные параметры Б).

Необходимый воздухообмен L , $\text{м}^3/\text{ч}$, для борьбы с явными теплоизбытками определяют по формуле

$$L = \frac{Q_{\text{изб}}}{c_{\text{ср}} (t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})}, \quad (\text{XI.13})$$

где $Q_{\text{изб}}$ — теплоизбытки в помещении, кДж/ч; c — массовая удельная теплоемкость воздуха, равная $1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; ρ — плотность воздуха, поступающего в помещение, $\text{кг}/\text{м}^3$; t_{yx} и $t_{\text{пр}}$ — температура удаляемого и приточного воздуха, $^\circ\text{C}$.

Температуру наружного воздуха в теплый период года принимают равной средней температуре самого жаркого месяца в 13 ч.

Расчетные температуры для теплого и холодного периодов года приводятся в СНиП II-33-75. Температуру удаляемого из помещений с теплоизбытками воздуха t_{yx} , °С, можно определить по формуле

$$t_{yx} = t_{p,z} + a(H - 2), \quad (X1.14)$$

где $t_{p,z}$ — температура в рабочей зоне (на высоте 2 м от пола), °С; a — нарастание температуры в °С на каждый метр высоты выше 2 м; для помещений с небольшими тепловыделениями можно принять $a=0,5^\circ$ С/м, с большими тепловыделениями — $a = 0,7 \dots 1,5^\circ$ С/м; H — высота помещения, м.

Температура в рабочей зоне производственных помещений принимается по СН 245-71 (табл. I.1).

Определение необходимого воздухообмена для удаления избыточной влаги. В зимнее время повышенная влажность воздуха в помещении недопустима, поскольку при повышенной влажности водяной пар будет конденсироваться на внутренних поверхностях наружных ограждений. В общественных и жилых помещениях относительная влажность не должна превышать 65%.

Необходимый воздухообмен L , м³/ч, при наличии только влагоизбытков определяется по формуле

$$L = \frac{W}{(d_{yx} - d_{np}) \rho}, \quad (X1.15)$$

где W — количество водяного пара, выделяющегося в помещении, г/ч; d_{yx} — допустимое содержание водяного пара в воздухе помещения при установленной средней температуре и относительной влажности воздуха, г/кг; d_{np} — влажосодержание наружного воздуха, г/кг; ρ — плотность поступающего в помещение воздуха, кг/м³.

Определение необходимого воздухообмена при одновременном поступлении в помещение тепла и влаги. В этом случае можно использовать графоаналитический метод с применением $i-d$ -диаграммы, рассмотренной в гл. X.

Определив тепло- и влагоизбытки в помещении, находят угловой коэффициент луча процесса e . Затем наносят на $i-d$ -диаграмму точку $П$, соответствующую состоянию приточного воздуха, поступающего в помещение, и проводят через нее луч процесса, характеризующего изменение состояния воздуха, ассимилирующего тепло и влагу.

Конечное состояние воздуха, удаляемого из помещения, принимают по его температуре или предельной относительной влажности.

Точка B , соответствующая состоянию воздуха, удаляемого из помещения, определяется как точка пересечения луча процесса с заданной изотермой t_{const} .

Пример X1.2. Определить необходимый воздухообмен для помещения с тепловыделениями 210 000 кДж/ч и влажовыделениями 60 кг/ч. Приточный воздух поступает в помещение с температурой 21°С и энтальпией 44 кДж/кг. Температура удаляемого воздуха не должна превышать 26°С, а относительная влажность не должна превышать 65%.

Решение. 1. На $i-d$ диаграмме находим точку P с заданными параметрами приточного воздуха и графически определяем соответствующее им значение влагосодержания $d_{пр} = 9$ г/кг и значение относительной влажности $\varphi_{пр} = 57,5\%$.

2. Определяем угловой коэффициент луча процесса:

$$\varepsilon = Q/W = 210\,000/60 = 3\,500.$$

3. Через точку P проводим луч процесса $\varepsilon = 3500$, пересекающий кривую относительной влажности $\varphi = 65\%$ в точке B_1 и изотерму $t = 26^\circ\text{C}$ в точке B_2 (рис. XI.3).

Определяющей в данном примере является относительная влажность, так как параметры точки B_1 удовлетворяют заданным условиям, а в точке B_2 они нарушаются — относительная влажность больше 65% .

4. Графически определяем параметры точки B_1 : $t_{yx} = 25^\circ\text{C}$; $d_{yx} = 13$ г/кг; $i_{yx} = 58$ кДж/кг; $\varphi_{yx} = 65\%$.

5. Определяем массу вентиляционного воздуха:
а) по разности энтальпий

$$G = \frac{Q}{i_{yx} - i_{пр}} = \frac{210\,000}{58 - 44} = 15\,000 \text{ кг/ч};$$

б) по разности влагосодержания

$$G = \frac{W}{d_{yx} - d_{пр}} = \frac{60 \cdot 1000}{13 - 9} = 15\,000 \text{ кг/ч},$$

откуда потребный воздухообмен

$$L = \frac{G}{\rho} = \frac{15\,000}{1,201} = 12\,500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Здесь ρ — плотность воздуха при $t_{пр} = 21^\circ\text{C}$.

Определение необходимого воздухообмена для борьбы с пылью. Эту задачу, как и все задачи по борьбе с производственными вредными выделениями, следует решать, применяя прежде всего герметизацию пылящего оборудования, различные укрытия, а также увлажнение. Для локализации пылевывделяющих очагов применяют в основном кожухи-ограждения.

Необходимый расход воздуха для обеспыливающей вентиляции определяется данными технологов и нормами проектирования. Предельно допустимое содержание пыли в воздухе рабочей зоны помещения регламентируется СН 245-71 в зависимости от степени ее воздействия на организм человека.

Среднее содержание пыли в наружном воздухе зависит от степени благоустройства населенных пунктов, характера промышлен-

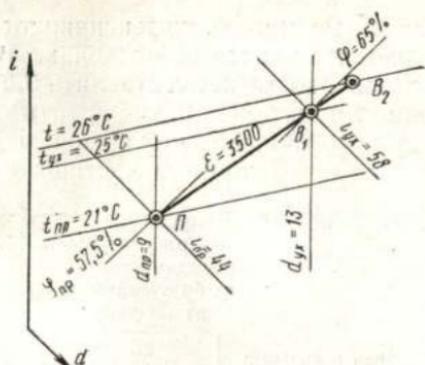


Рис. XI.3. Определение воздухообмена при одновременном поступлении в помещение тепла и влаги с применением $i-d$ диаграммы

ных предприятий, интенсивности транспортного движения и колеблется в широких пределах. В центральных районах больших городов оно может составлять $0,5 \text{ мг/м}^3$ и более, в небольших населенных пунктах — $0,3\text{--}0,4 \text{ мг/м}^3$.

Частицы пыли, находящейся в воздухе, имеют разные форму и плотность. Крупные частицы пыли оседают с различными скоростями, а менее крупные становятся, укрупняются и после этого оседают.

Таблица XI.9. Допустимое содержание пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу

Предельно допустимая концентрация пыли в воздухе рабочей зоны помещения, мг/м^3	Допустимое содержание пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу, мг/м^3
≤ 2	30
2—4	60
4—6	80
6—10	100

В соответствии с указаниями СНиП 11-33-75 и СН 245-71 перед выбросом в атмосферу воздуха, удаляемого системами местных отсосов, следует предусматривать его очистку. Степень очистки выбросов, содержащих пыль, установлена в зависимости от предельно допустимой концентрации пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений (табл. XI.9).

Концентрация пыли в приточном воздухе систем вентиляции не должна превышать 30% допустимой концентрации для рабочей зоны.

Глава XII. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 53. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Задачей любого вентиляционного устройства является создание в жилых, общественных и производственных помещениях воздушной среды, удовлетворяющей санитарно-гигиеническим требованиям и условиям производства, что достигается удалением из помещений загрязненного воздуха и заменой его свежим (наружным), т. е. обеспечением необходимого воздухообмена.

Наиболее простой способ вентиляции — естественное проветривание, т. е. смена воздуха в помещениях через неплотности в ограждениях благодаря возникающей разности давлений снаружи и внутри помещений (неорганизованная вентиляция). Указанный воздухообмен зависит от случайных факторов — силы и направления ветра, температур снаружи и внутри здания и пр. Кроме того, неорганизованная вентиляция осуществима в небольшом объеме. Для обеспечения постоянного воздухообмена, требуемого по условиям поддержания чистоты воздуха в помещении, необходима организованная вентиляция.

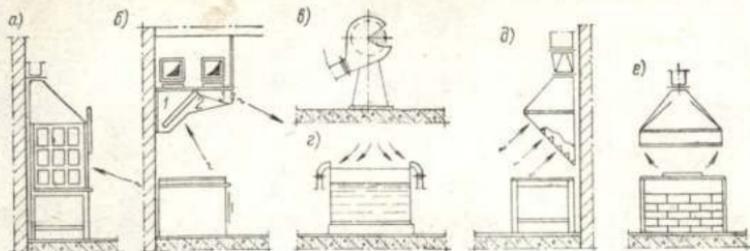


Рис. XII.1. Схемы конструктивных решений местной вентиляции

а — вытяжной шкаф; б — приточно-вытяжное локализирующее устройство к модульному кухонному оборудованию: 1 — вытяжной отсек; 2 — фильтр; 3 — приточный отсек; в — кожух-отсос от заточного станка; г — двухбортовой отсос от ванны; д — местный отсос от сварочного поста; е — зонт над термической печью

Организованная естественная вентиляция — это открывание фрагм окон и фонарей (аэрация) или применение каналов (канальная система вентиляции). При этом перемещение воздуха, как и при неорганизованной вентиляции, происходит благодаря разности давлений, обусловленной разностью плотностей наружного и внутреннего воздуха. В связи с незначительностью располагаемого давления радиус действия канальной системы ограничен.

Системы вентиляции, в которых воздух перемещается при помощи вентилятора, называются системами с механическим побуждением.

Системы вентиляции, с помощью которых загрязненный воздух удаляется из помещения, называются *вытяжными*. Системы вентиляции, обеспечивающие подачу в помещение наружного воздуха, подогреваемого в холодный период года, называются *приточными*. Вытяжные системы вентиляции в зависимости от места удаления вредных выделений, а приточные системы вентиляции в зависимости от места подачи наружного воздуха подразделяются на *местные*, *общеобменные* и *комбинированные*.

При местной вытяжной вентиляции загрязненный воздух удаляется прямо из мест его загрязнения. Примеры такой вентиляции приведены на рис. XII.1. При общеобменной вытяжной вентиляции

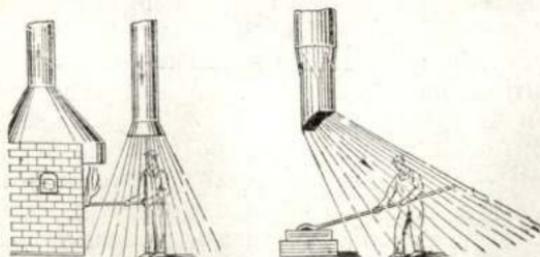


Рис. XII.2. Воздушный душ

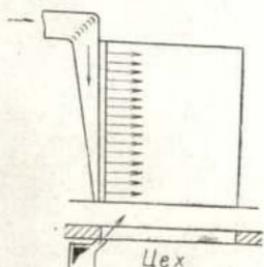


Рис. XII.3. Воздушная завеса

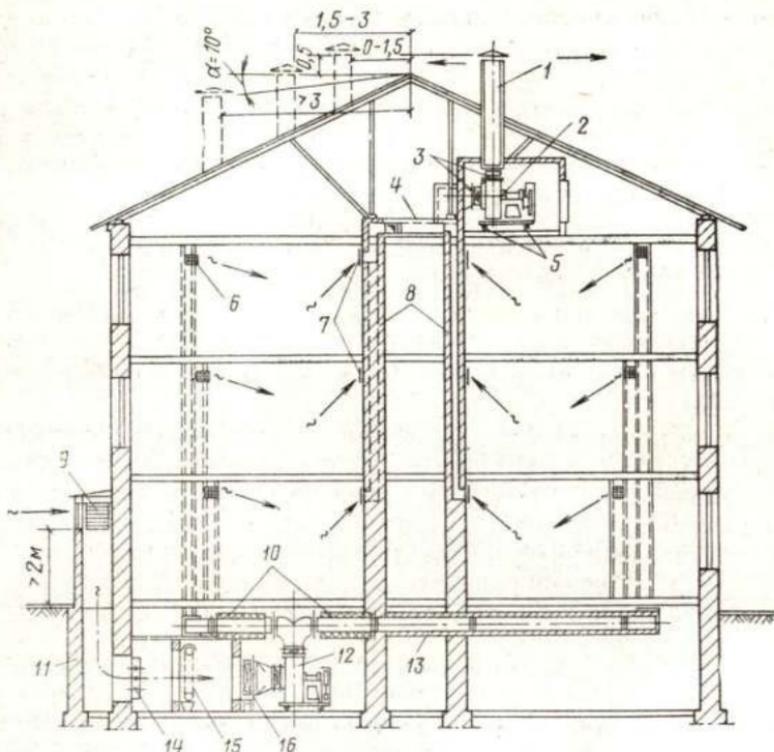


Рис. XII.4. Разрез общественного здания, оборудованного общеобменной приточно-вытяжной системой вентиляции с механическим побуждением

1 — вытяжная шахта; 2 — вытяжной вентилятор; 3 — гибкие соединительные вставки; 4 — сборный канал; 5 — виброоснование; 6 — приточные решетки; 7 — вытяжные решетки; 8 — вытяжные каналы; 9 — воздухоприемная неподвижная жалюзийная решетка; 10 — ячейковый глушитель; 11 — воздухоприемная шахта; 12 — приточный радиальный вентилятор; 13 — приточный воздуховод; 14 — утепленный клапан; 15 — фильтр; 16 — калорифер

воздух удаляется независимо от мест образования вредных выделений. При комбинированной вытяжной вентиляции используется как местная, так и общеобменная вытяжка. При местной вытяжке обеспечивается надежный эффект вентиляции при меньших объемах удаляемого воздуха, поэтому она является более экономичной, чем общеобменная, но ее устройство не всегда возможно.

Местная приточная вентиляция может быть выполнена в виде воздушного душа — струи воздуха, направленной на человека (рис. XII.2). К местной приточной вентиляции относят и так называемые «воздушные оазисы» — приточный воздух подается на отгороженную боковыми щитами часть рабочей площадки. Как местную приточную вентиляцию можно рассматривать и воздушную завесу, предназначенную для защиты помещения от поступления в него в холодное время года наружного воздуха (рис. XIII.3). Канал, через который поступает воздух, размещают снизу или сбоку ворот.

Вентиляцию, обеспечивающую организованный приток и удаление воздуха, называют *приточно-вытяжной* (рис. XII.4). В холодное время года приточный воздух подогревают. В отдельных случаях с целью сокращения эксплуатационных расходов на нагревание воздуха применяют так называемые *системы вентиляции с частичной рециркуляцией*, в которых к поступающему снаружи воздуху подмешивают внутренний

§ 54. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ, ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Приточные системы организованной вентиляции состоят из следующих конструктивных элементов:

1) воздухоприемного устройства, через которое наружный воздух поступает в систему;

2) приточной камеры, в которой размещаются вентилятор с электродвигателем и предназначенные для соответствующей обработки воздуха устройства (для изменения его влажности, температуры, очистки от пыли);

3) сети воздухопроводов, по которым воздух от вентилятора направляется в отдельные помещения;

4) приточных отверстий или насадков, через которые воздух поступает в помещение;

5) жалюзийных решеток или сеток, устанавливаемых при выходе воздуха из приточных отверстий;

6) регулирующих устройств (дроссель-клапанов или задвижек), устанавливаемых в воздухоприемных отверстиях и на ответвлениях воздухопроводов.

Вытяжные системы с механическим побуждением состоят из следующих конструктивных элементов:

1) вытяжных отверстий, снабженных жалюзийными решетками или сетками, через которые удаляется воздух из помещений;

2) воздухопроводов, по которым воздух, удаляемый из помещений, транспортируется в вытяжную камеру;

3) вытяжной камеры, в которой устанавливается вентилятор с электродвигателем;

4) устройств для очистки воздуха, если таковые необходимы (удаляемый воздух подвергают очистке при особом загрязнении его или при подаче его на рециркуляцию);

5) вытяжной шахты, через которую воздух удаляется в атмосферу;

6) регулирующих устройств (дроссель-клапанов или задвижек).

Отдельные установки организованной вентиляции могут не включать всех указанных выше элементов. Например, приточные системы не всегда оборудуются фильтрами и устройствами для изменения влажности воздуха, а иногда приточные и вытяжные установки могут не иметь сети воздухопроводов. В системах вентиляции с естественным побуждением отсутствуют вентиляторы с электродвигателями.

Как правило, вытяжные отверстия должны располагаться ближе к местам загрязнения воздуха. В общественных зданиях приточные и вытяжные, а в жилых зданиях вытяжные отверстия располагаются на расстоянии 0,5—0,7 м от потолка.

Для регулирования количества воздуха, поступающего и удаляемого через отверстия, необходимо предусматривать соответствующие регулирующие устройства. Наиболее часто в приточных и вытяжных отверстиях устанавливают решетки с подвижными жалюзи (рис. XII.5). Клапаны-перья, установленные сзади решетки, приводят в движение шнуром, прикрепленным к ручке.

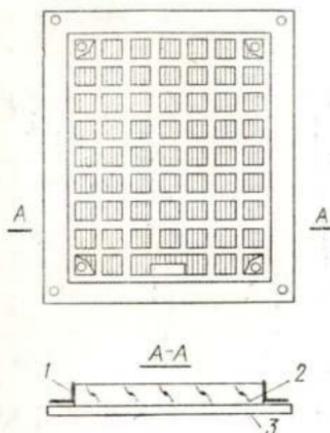


Рис. XII.5. Решетка с подвижными жалюзи

1 — рамка; 2 — вертикальные подвижные клапаны-перья; 3 — неподвижная решетка

меньше периметр, тем меньше сопротивление трению. Таким образом, наиболее рациональной формой сечения воздуховодов следует считать круглую, затем квадратную и прямоугольную. Прямоугольная форма сечения наименее выгодна в отношении сопротивления трению, но она более удобна в строительстве, так как позволяет осуществить лучшую увязку со строительными конструкциями. Металлические воздуховоды отличаются наиболее гладкой поверхностью и тем самым наименьшим сопротивлением трению. Они изготавливаются из кровельной стали и применяются главным образом в зданиях промышленного назначения.

Если в воздухе, транспортируемом по воздуховодам, имеются химически агрессивные пары или газы, воздуховоды должны изготавливаться из материалов, стойких против вредного действия таких паров и газов, например из керамики, нержавеющей стали, винилпласта и пр.

В жилых и общественных зданиях применение металлических воздуховодов ограничено, и поэтому их выполняют, как правило,

Воздуховоды изготовляют из различных материалов с различной формой поперечного сечения (прямоугольной, круглой и др.). Сопротивление движению воздуха в воздуховоде зависит от состояния его внутренней поверхности, числа изгибов и формы перехода от одного сечения к другому. При гладкой поверхности обеспечивается меньшее сопротивление движению воздуха и, кроме того, более легкая очистка стенок воздуховода от пыли.

Воздуховоды должны быть мало-теплопроводными, воздухонепроницаемыми и огнестойкими.

Наиболее рациональной формой сечения воздуховодов является та, которая при одинаковой площади имеет минимальный периметр. Чем

из неметаллических материалов, используя обычно те строительные материалы, из которых возводится здание.

В современных крупнопанельных зданиях вентиляционные каналы изготовляют в виде специальных блоков или панелей из бетона, железобетона и других материалов. Вентиляционные блоки для зданий с числом этажей до пяти изготовляют с индивидуальными каналами для каждого этажа (рис. XII.6, а), а для зданий с числом этажей пять и более с целью сокращения площади, занимаемой каналами, выполняют по схеме с перепуском через один или несколько этажей. Такие блоки имеют сборный канал большого

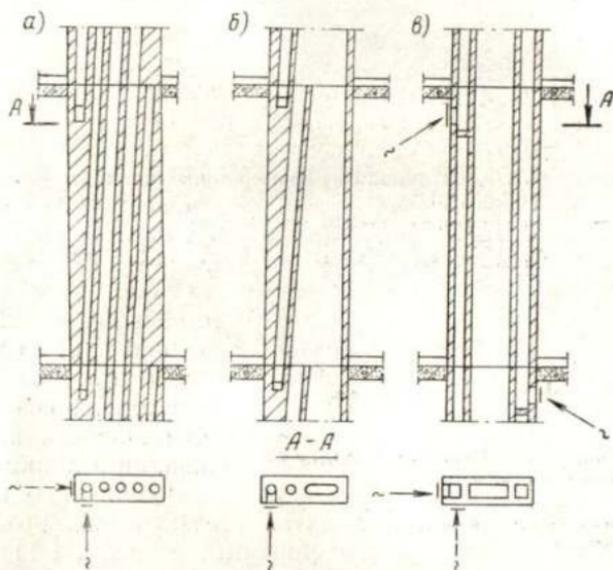


Рис. XII.6. Индустриальные вентиляционные блоки

а — с обособленными наклонными каналами; б — с наклонным перепусковым каналом; в — с двумя каналами-спутниками

сечения, к которому подключаются вертикальные каналы из этажей (рис. XII.6, б и в). Устройство самостоятельных каналов из каждого помещения обеспечивает пожарную безопасность вентиляционных систем, звукоизоляцию и выполнение санитарно-гигиенических требований.

В кирпичных зданиях вертикальные каналы прокладывают в толще внутренних капитальных стен (рис. XII.7, а). Минимально допустимый размер кирпичных каналов $\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$ кирпича. В наружных стенах во избежание конденсации водяного пара устраивать вентиляционные каналы не следует. Если прокладка каналов в стенах невозможна, применяют приставные вентиляционные каналы (рис. XII.7, б), выполняемые из шлакогипсовых, асбестоцементных или шлакобетонных плит, а также из листовой стали, либо горизонтальные каналы — подвесные или подшивные (рис. XII.7, в, г).

Вытяжные вентиляционные каналы объединяют на чердаке сборным коробом, из которого воздух отводится в атмосферу через шахту (рис. XII.8), или выводят в виде самостоятельного коренника

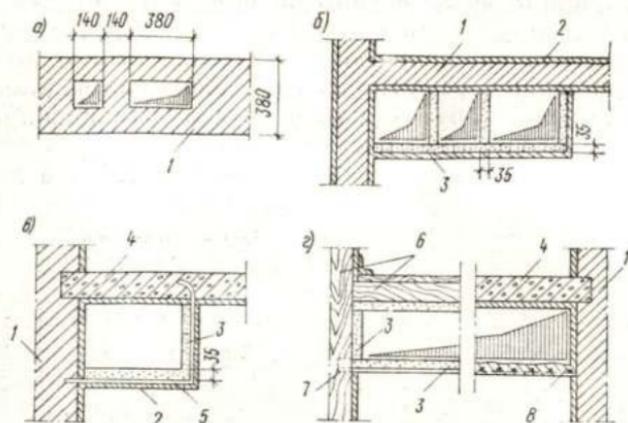


Рис. XII.7. Конструкции вентиляционных каналов

a — в кирпичной стене; *б* — приставные вертикальные; *в* — подвесные горизонтальные; *г* — подшивные горизонтальные; 1 — кирпичная стена; 2 — штукатурка; 3 — шлакогипсовые плиты; 4 — несгораемое перекрытие; 5 — подвеска стальная; 6 — деревянные конструкции; 7 — тавровая сталь; 8 — штукатурка по сетке

(рис. XII.9). В системах с естественной вентиляцией ввиду незначительного гравитационного давления длину сборных каналов принимают не более 8 м. В пределах неотапливаемых помещений вентиляционные каналы изолируют. Сборные вентиляционные каналы на чердаке обычно выполняют из двойных шлакогипсовых плит, между которыми имеется воздушная прослойка (рис. XII.10, *a*), или из гипсовых перегородочных многопустотных плит (рис. XII.10, *б*). Сборные вытяжные шахты, через которые воздух удаляется в атмосферу, делают утепленными. На рис. XII.11 показана вытяжная шахта, сделанная из деревянных досок. Для пожарной безопасности шахта изнутри и снаружи обита кровельной сталью по войлоку, смоченному в глине. Над шахтой устанавливают зонтик для предотвращения попадания в нее атмосферных осадков.

Воздухоприемные устройства следует располагать таким образом, чтобы поступающий в них наружный воздух по возможности не был загрязнен. Конструктивное оформление воздухоприемных устройств должно быть увязано с архитектурой здания.

Чтобы предназначенный для вентиляции воздух был достаточно чист, необходимо располагать воздухоприемное устройство на расстоянии 10—12 м от загрязненных мест (котельных, уборных, столовых и пр.) и осуществлять воздухозабор на высоте не менее 2 м от поверхности земли (см. рис. XII.4, где показан воздухоприемник при расположении приточной камеры в подвале).

Если прилегающая непосредственно к зданию территория загрязнена, воздухоприемные устройства выполняют в виде отдельно стоящей шахты, соединенной с приточной камерой подземным каналом. Воздухоприемник располагают не ближе 10 м от вытяжных

шахт, чтобы при воздухозаборе в зоне выше крыши избежать захвата загрязненного воздуха. Можно забирать воздух и через воздухоприемник, расположенный рядом с вытяжной шахтой, но в этом случае она должна быть выведена выше воздухоприемника не менее чем на 2,5 м. Забор воздуха выше крыши осуществляется через от-

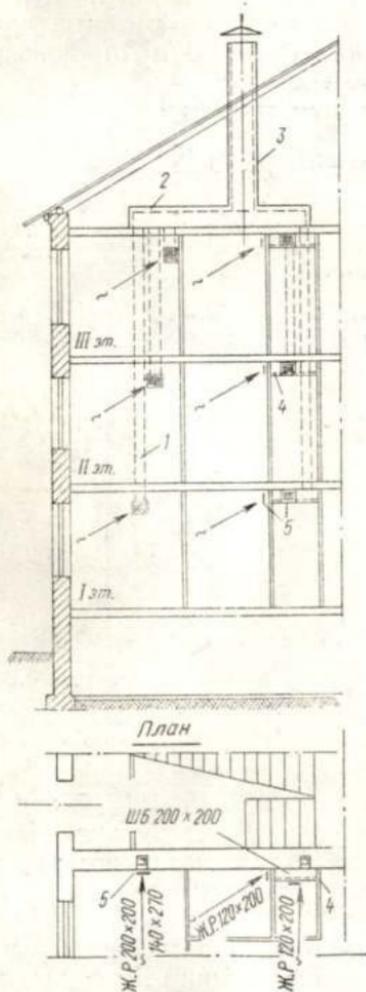


Рис. XII.8. Схема решения естественной вытяжной вентиляции кухонь и санитарных узлов в кирпичном трехэтажном здании

1 — обособленные каналы в кирпичной стене; 2 — сборный короб; 3 — вытяжная шахта; 4 — подвесной короб; 5 — жалюзийная решетка

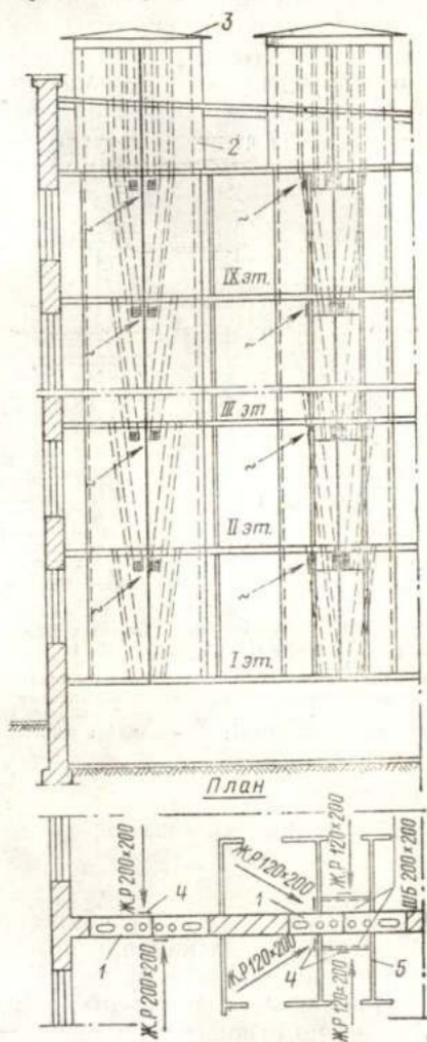


Рис. XII.9. Схема решения естественной вытяжной вентиляции кухонь и санитарных узлов девятиэтажного жилого дома

1 — вентиляционные блоки со сборными и перепускными каналами; 2 — утепленные вентиляционные блоки; 3 — зонт; 4 — жалюзийные решетки; 5 — подвесной короб из шлакогипсовых плит

верстия в шахте, снабженные жалюзи или зонтом для защиты от дождя. В промышленных зданиях рекомендуется забор наружного воздуха через боковые ограждения (окна и проемы в стенах).

Вытяжные шахты для выброса воздуха должны быть выведены выше конька крыши не менее чем на 0,5 м при расположении шахты на расстоянии до 1,5 м от конька; не ниже конька при расположении шахты на расстоянии от 1,5 до 3 м от конька; не ниже линии, проведенной от конька вниз под углом 10° к горизонту, при расположении шахты на расстоянии более 3 м от конька (см. рис. XII.4).

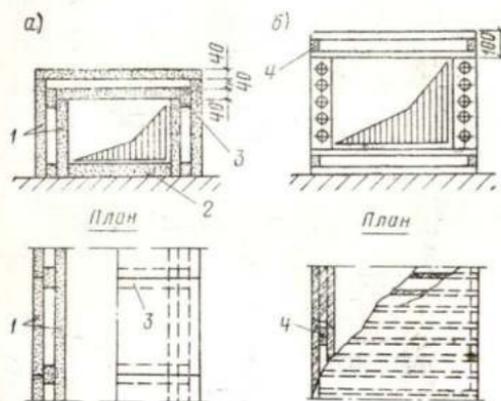
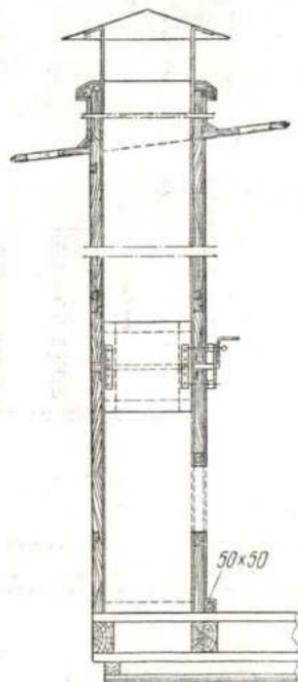


Рис. XII.10. Устройство сборных вентиляционных каналов на чердаке

a — из двойных шлакогипсовых плит; *b* — из многослойных плит; 1 — шлакогипсовая плита; 2 — заливка гипсовым раствором; 3 — прокладки из шлакогипсовых плит; 4 — заделка гипсовым раствором

Рис. XII.11. Вытяжная шахта



При механическом побуждении скорость движения воздуха в воздухоприемных каналах принимают в пределах 2—5 м/с, а в вытяжных шахтах — в пределах 1,5—8 м/с.

Приточные и вытяжные камеры желательно располагать центрально по отношению к обслуживаемым помещениям. Размеры камер назначают из условия возможного размещения вентиляционного оборудования, удобства производства монтажных работ и эксплуатации. Высота приточных камер должна быть не менее 1,8 м, ширина проходов между оборудованием — не менее 0,7 м. Стенки камер выполняют из огнестойкого материала с гладкими поверхностями для облегчения удаления пыли и грязи. Желательно, чтобы камеры имели естественное освещение.

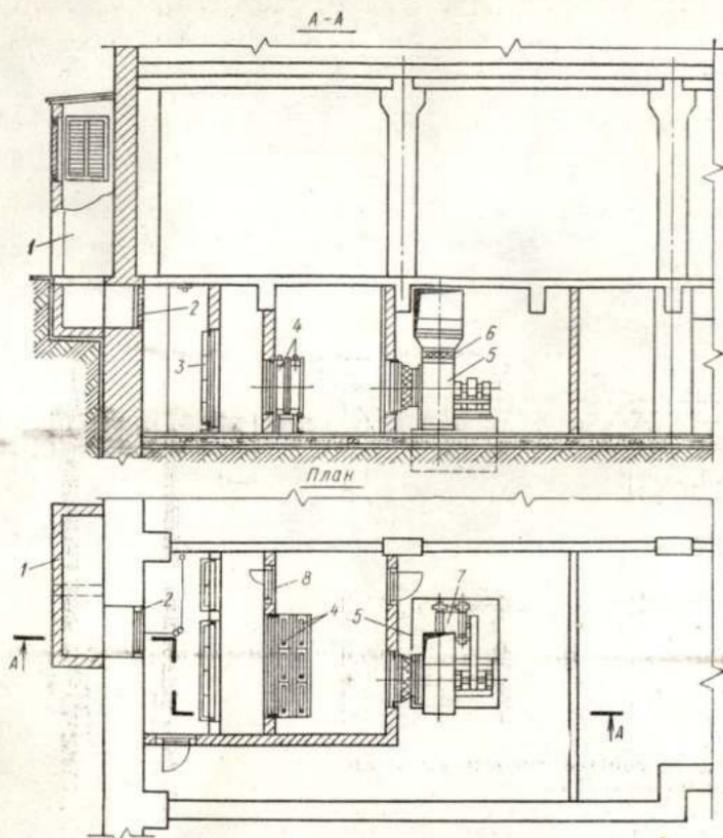


Рис. XII.12. Приточная камера в подвале

1 — воздухоприемная шахта; 2 — утепленный клапан; 3 — масляный фильтр; 4 — калорифер; 5 — вентилятор; 6 — брезентовая вставка; 7 — электродвигатель; 8 — обводной клапан

Приточные камеры систем вентиляции с естественным побуждением располагают в подвальных помещениях, а систем вентиляции с механическим побуждением — в подвалах или на чердаках здания, а также в специальных помещениях.

В производственных помещениях камеры размещают в цехах, в основном на площадках, у наружных стен, если это возможно.

На рис. XII.12 приведена компоновка приточной камеры, находящейся в подвале. Наружный воздух через неподвижную жалюзийную решетку поступает в воздухоприемник, проходит через отверстие с утепленным клапаном, очищается в масляных фильтрах, подогревается в калориферах и при помощи вентилятора, приводимого в движение электродвигателем, нагнетается через каналы в помещения. Для регулирования температуры подаваемого в помещения воздуха предусматривается обводной клапан. Через обводной

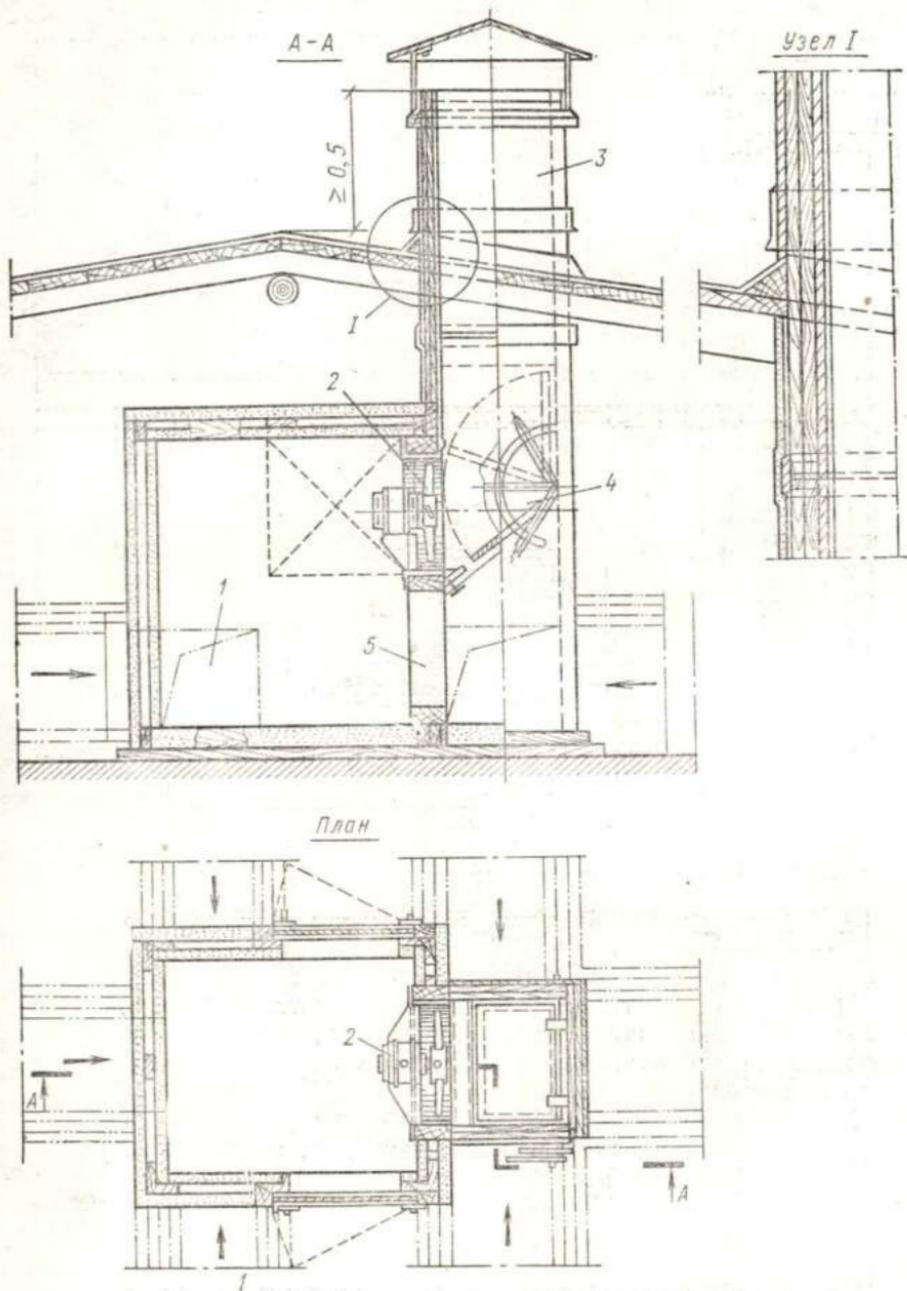


Рис. XII.13. Вытяжная камера

1 — каналы; 2 — осевой вентилятор; 3 — шахта; 4 — клапан; 5 — отверстие

A-A

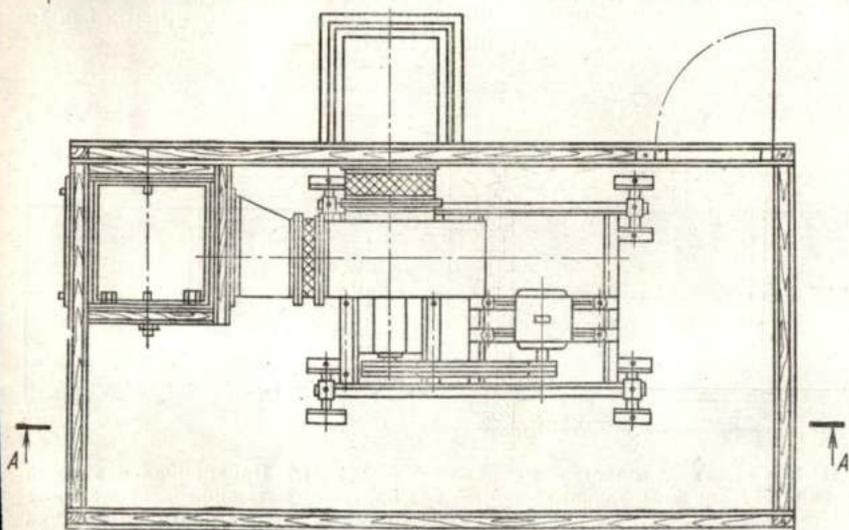
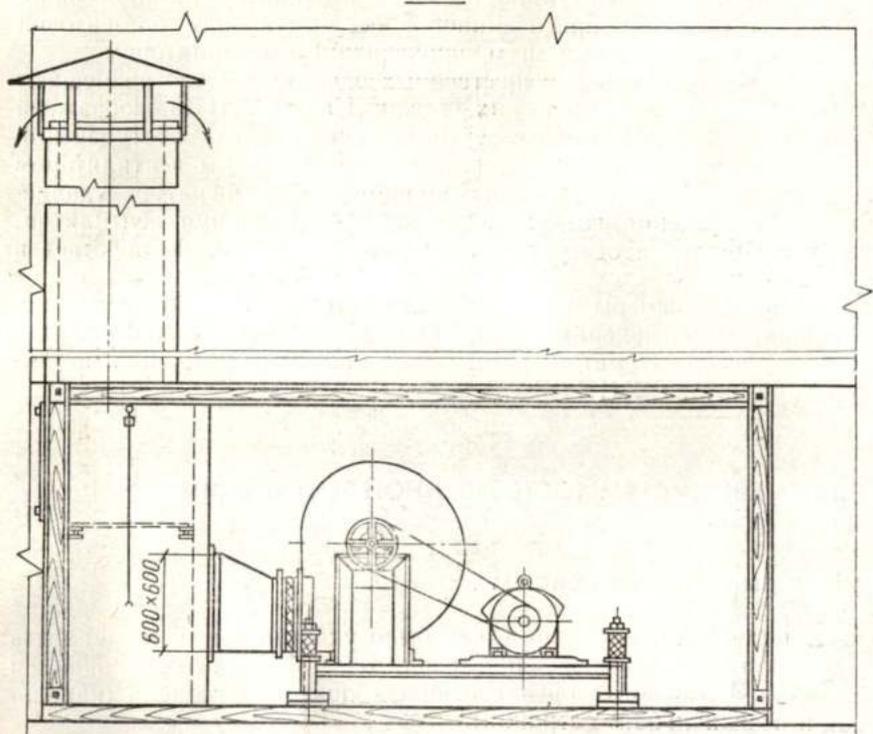


Рис. XII.14. Вытяжная камера с радиальным (центробежным) вентилятором

клапан наружный воздух поступает к вентилятору, минуя калорифер. Вентилятор присоединяется к воздуховоду брезентовой вставкой, что уменьшает шум, производимый вентилятором.

Вытяжные камеры в общественных зданиях обычно размещают на чердаке или в технических этажах. На рис. XII.13 изображена вытяжная камера с осевым вентилятором. Воздух, поступающий из помещения через каналы, выбрасывается осевым вентилятором через шахту наружу. При низкой наружной температуре удаляемый из помещения воздух может проходить, минуя вентилятор, через специальное отверстие, при этом вентилятор не работает и клапан открыт.

Вытяжные камеры с осевыми вентиляторами применяют при небольших сопротивлениях сети. При повышенном сопротивлении сети следует предусматривать вытяжные камеры с радиальными вентиляторами (рис. XII.14).

Глава XIII. СИСТЕМЫ ЕСТЕСТВЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И ИХ РАСЧЕТ

§ 55. ВИДЫ УСТРОЙСТВА СИСТЕМ

Естественная вентиляция, как было указано выше, может быть вытяжной без организованного притока воздуха (канальная) и приточно-вытяжной с организованным притоком воздуха (канальная и бесканальная — аэрация).

Схема устройства вентиляции без организованного притока воздуха (канальной) показана на рис. XIII.1.

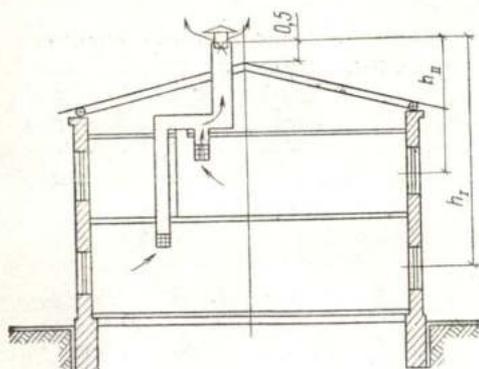


Рис. XIII.1. Схема устройства вытяжной вентиляции без организованного притока воздуха

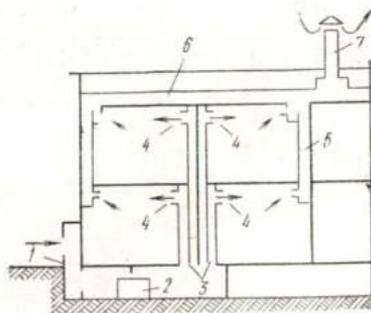


Рис. XIII.2. Принципиальная схема приточно-вытяжной вентиляции с организованным притоком воздуха

1 — воздухоприемник; 2 — калорифер; 3 — приточные каналы; 4 — жалюзийные решетки; 5 — вытяжные каналы; 6 — сборный канал; 7 — шахта

Схема устройства приточно-вытяжной вентиляции с организованным притоком воздуха (канальной) приведена на рис. XIII.2. Наружный воздух поступает через воздухоприемник в камеру, размещенную в подвале, нагревается в калорифере (воздухонагревателе) до необходимой температуры и по каналам через приточные отверстия, снабженные жалюзийными решетками, поступает в помещение (такую вентиляцию можно совмещать с воздушным отоплением). Из помещений загрязненный воздух через вертикальные каналы, сборный канал и шахту удаляется наружу. В каналах для регулирования количества перемещаемого воздуха устанавливают регулирующие приспособления.

§ 56. МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Приведенная на рис. XIII.1 схема канальной естественной вытяжной вентиляции без организованного притока воздуха широко применяется в жилых зданиях. Расчетное гравитационное давление для таких систем вентиляции определяют при температуре наружного воздуха 5°C , считая, что все оно расходуется на тракте вытяжного канала, без учета сопротивления входу воздуха в здание.

Расчетное гравитационное давление Δp , Па, определяют по формуле

$$\Delta p = gh (\rho_n - \rho_v), \quad (\text{XIII.1})$$

где h — вертикальное расстояние от центра оконного проема соответствующего этажа до устья вытяжной шахты (см. рис. XIII.1), м; ρ_n и ρ_v — плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м^3 (см. прил. 18)

Расчет сети каналов естественной вытяжной вентиляции обычно начинают с ветви, для которой расчетное гравитационное давление имеет наименьшее значение — это каналы из помещений верхнего этажа здания.

При расчете сети воздуховодов жилых и общественных зданий прежде всего производят ориентировочный подбор их сечений исходя из допустимых скоростей движения воздуха по ним. Для систем с естественным побуждением можно предварительно принимать в каналах верхнего этажа скорость $v = 0,5 \dots 0,8$ м/с, в каналах нижнего этажа и сборных каналах на чердаке $v = 1$ м/с и в вытяжной шахте $v = 1 \text{—} 1,5$ м/с.

Вентиляционные каналы для упомянутых зданий могут выполняться в виде вентиляционных блоков (см. рис. XII.9), прокладываться в толще стен, а также быть приставными и подшивными, что находится в тесной зависимости от конструктивного оформления зданий и внутренней отделки помещений. По ориентировочно принятым размерам сечений на участках сети воздуховодов с помощью таблиц (прил. 20, 21) определяют суммарные потери давления на трение, а также в местных сопротивлениях (прил. 22). Если их сумма на 10% (учитывая необходимый запас) менее располагаемого расчетного давления (в соответствии с тем этажом, для которого делается расчет воздуховодов), то данные сечения каналов прини-

маются как окончательные. В противном случае делается перерасчет одного или нескольких участков воздуховода.

Следует отметить, что прил. 20 составлено для расчета круглых стальных воздухопроводов, а для жилых и общественных зданий обычно применяют каналы прямоугольного сечения из различных материалов, следовательно, с различной степенью шероховатости их поверхности. В связи с этим при применении каналов прямоугольного сечения, прежде чем пользоваться этим приложением, необходимо определить соответствующее значение равновеликого диаметра воздуховода круглого сечения, потери давления на трение в котором равны потерям на трение в прямоугольном воздуховоде при той же скорости:

$$d_p = \frac{2ab}{a+b}, \quad (\text{XIII.2})$$

где a и b — размеры прямоугольного канала, м.

При применении неметаллического воздуховода в значение потерь давления на трение необходимо ввести поправку на шероховатость β , учитывающую абсолютную эквивалентную шероховатость принятого материала (см. прил. 21). Коэффициенты местных сопротивлений определяют по таблицам справочников по отоплению и вентиляции. В прил. 22 приведены значения коэффициентов местных сопротивлений для некоторых элементов воздухопроводов. Потери давления в местных сопротивлениях воздухопроводов, как и в системах отопления, определяют в зависимости от скорости движения воздуха и суммы коэффициентов местных сопротивлений:

$$Z = \sum \xi \frac{v^2}{2} \rho. \quad (\text{XIII.3})$$

Значения $\frac{v^2}{2} \rho$ даны в прил. 20.

Для увеличения располагаемого давления в системах естественной вентиляции на устья вытяжных шахт устанавливают насадки-дефлекторы. Усиление тяги происходит благодаря разрежению, возникающему при обтекании дефлектора ветром. На рис. XIII.3 приведена схема дефлектора ЦАГИ. Разрежение, создаваемое дефлектором, и количество удаляемого воздуха зависят от скорости ветра и могут быть определены при помощи графика, приведенного на рис. XIII.4. Зная скорость ветра v_v и принимая скорость в патрубке дефлектора $v_d = (0,2 \dots 0,4) v_v$, по графику находят величину p_d/p_v и по ней вычисляют разрежение, создаваемое дефлектором:

$$p_d = \frac{p_d}{p_v} \frac{v_v^2}{2} \rho. \quad (\text{XIII.4})$$

Пример XIII.1. Определить сечение каналов и жалюзийных решеток системы естественной вентиляции, обслуживающих кухни и санитарные узлы двухквартирной секции трехэтажного жилого здания. Из кухонь удаляется по $90 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха, из каждой уборной и ванной комнаты — по $25 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха.

Выкопировка из планов III этажа и чердака, а также расчетная аксонометрическая схема представлены на рис. XIII.5.

Вертикальные каналы проложены в кирпичных стенах, сборные каналы из двойных шлакогипсовых плит — на чердаке. Вытяжная шахта деревянная, обитая с двух сторон кровельной сталью по войлоку. Аксонометрическая схема каналов вычерчивается после размещения их и вытяжной шахты на планах этажей и чердака. На расчетной схеме нумеруются расчетные участки с указанием нагрузок и длин.

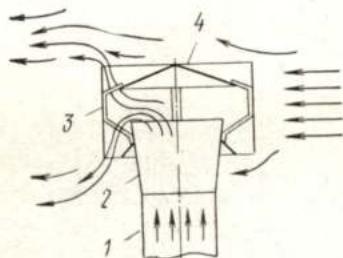


Рис. XIII.3. Дефлектор

1 — цилиндрический патрубок; 2 — диффузор; 3 — кольцо; 4 — зонт

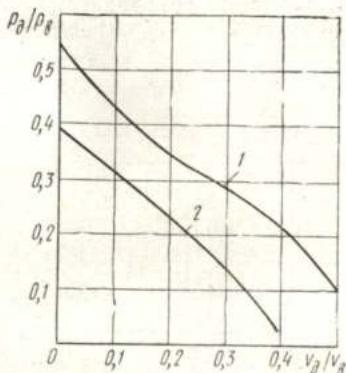


Рис. XIII.4. Вспомогательный график для определения разрежения, создаваемого дефлектором, и количества удаляемого воздуха

1 — при круглом сечении; 2 — при квадратном сечении

Решение. Определяем располагаемое давление для каналов каждого этажа по формуле (XIII.1):
для III этажа

$$\Delta p_{III} = 9,81 \cdot 5 (1,27 - 1,21) = 2,94 \text{ Па};$$

для II этажа

$$\Delta p_{II} = 9,81,8 (1,27 - 1,21) = 4,71 \text{ Па};$$

для I этажа

$$\Delta p_I = 9,81 \cdot 11 (1,27 - 1,21) = 6,47 \text{ Па},$$

где $\rho_n = 1,27 \text{ кг/м}^3$, $\rho_v = 1,21 \text{ кг/м}^3$.

Расчет начинаем с наиболее неблагоприятно расположенного канала. Таким каналом является канал из кухни III этажа.

При рекомендуемой скорости воздуха $v = 0,8 \text{ м/с}$ определим сечение жалюзийной решетки (участок 1) и канала (участок 2), по которым перемещается $90 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха:

$$f_{ж.р} = \frac{90}{3600 \cdot 0,8} = 0,0315 \text{ м}^2.$$

Принимаем жалюзийную решетку по прил. 23 размером $250 \times 250 \text{ мм}$ с площадью живого сечения $f_{ж.р} = 0,0361 \text{ м}^2$ и канал размером $1/2_{ж} \times$

$\times 1$ к с площадью сечения $f_k = 0,27 \times 0,14 = 0,0378 \text{ м}^2$. Тогда скорость на участках 1 и 2 составит:

$$v_1 = \frac{90}{3600 \cdot 0,0361} = 0,69 \text{ м/с};$$

$$v_2 = \frac{90}{3600 \cdot 0,0378} = 0,66 \text{ м/с}.$$

По прил. 22 коэффициент местного сопротивления вытяжной жалюзийной решетки $\zeta = 1,2$. Динамическое давление при скорости $v = 0,69 \text{ м/с}$

$$p_v = \frac{v^2}{2} \rho = \frac{0,69^2}{2} \cdot 1,21 = 0,288 \text{ Па}.$$

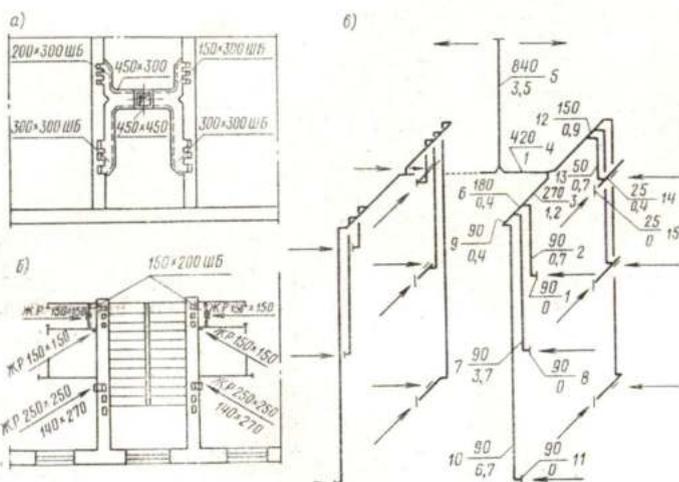


Рис. XIII.5. Система естественной вытяжной вентиляции кухонь и санитарных узлов двухквартирной секции жилого здания

a — выкопировка из плана чердака; *b* — выкопировка из плана III этажа; *в* — расчетная аксонометрическая схема

При этом потери давления в жалюзийной решетке составят:

$$Z = \zeta p_v = 1,2 \cdot 0,288 = 0,345 \text{ Па}.$$

Результаты расчета заносим в табл. XIII.1.

Канал на участке 2 имеет прямоугольное сечение, и поэтому для определения потерь давления на трение находим равновеликий по трению диаметр канала круглого сечения:

$$d_p = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 270 \cdot 140}{270 + 140} = 185 \text{ мм}.$$

По прил. 20 при скорости в канале $0,66 \text{ м/с}$ потери давления на трение в стальном воздуховоде $R = 0,05 \text{ Па/м}$. В кирпичном канале на участке 2, имеющем большую шероховатость, чем стальные воздуховоды, потери на трение, согласно прил. 21, где при $k_a = 4$ значение $\beta = 1,35$, составят:

$$\beta R l = 1,35 \cdot 0,05 \cdot 0,7 = 0,46 \text{ Па}.$$

Таблица XIII.1. Расчет вентиляционных каналов

№ участка	L, м ² /ч	l, м	a×b, мм	l, м ²	v, м/с	d _p , мм	R, Па/м	β	βRl, Па	Σ	p _в , Па	Z, Па	βRl+Z, Па
-----------	----------------------	------	---------	-------------------	--------	---------------------	---------	---	---------	---	---------------------	-------	-----------

Расчет канала из кухни III этажа. Располагаемое давление Δp_{III} = 2,94 Па

1	90	0	Ж. Р	250×250	0,0361	0,69	—	—	—	1,2	0,288	0,345	0,345
2	90	0,7		140×270	0,0378	0,66	185	0,05	1,35	0,046	3,1	0,8	0,846
3	270	1,2		300×300	0,09	0,83	300	0,04	1,19	0,057	0,64	0,265	0,322
4	420	1		450×300	0,135	0,865	360	0,03	1,19	0,036	0,64	0,45	0,324
5	840	3,5		450×450	0,203	1,15	450	0,03	1	0,105	1,3	1,026	1,131
												Σ (βRl+Z) = 2,968	

Определяем невязку: $\frac{2,94-2,968}{2,94} 100 = -1\%$.

Расчет канала из кухни II этажа. Расчетное давление Δp_{II} = 2,933 Па

6	180	0,4		300×300	0,09	0,56	300	0,03	1,08	0,014	0,6	0,188	0,113
7	90	3,7		140×270	0,0378	0,66	185	0,05	1,35	0,25	3,5	0,91	1,16
8	90	0	Ж. Р	150×200	0,0173	1,45	—	—	—	—	1,2	1,34	1,34
												Σ (βRl+Z) = 2,627	

Определяем невязку: $\frac{2,933-2,627}{2,933} 100 = 10,5\%$

Расчет канала из кухни I этажа. Расчетное давление Δp_I = 4,566 Па

9	90	0,4		300×300	0,09	0,28	300	0,006	1,06	0,003	1,6	0,052	0,085
10	90	6,7		140×270	0,0378	0,66	185	0,05	1,35	0,45	3,6	0,94	1,39
11	90	0	Ж. Р	150×150	0,013	1,92	—	—	—	—	1,2	2,69	2,69
												Σ (βRl+Z) = 4,168	

Определяем невязку: $\frac{4,566-4,168}{4,566} 100 = 8,7\%$.

Расчет канала из ванной комнаты III этажа. Расчетное давление Δp_{III} = 2,94 - 0,324 - 1,131 = 1,485 Па

12	150	0,9		150×300	0,045	0,925	230	0,07	1,12	0,07	0,64	0,515	0,35
13	50	0,7		140×140	0,0196	0,71	140	0,08	1,35	0,076	3,1	0,93	1,006
14	25	0,4		150×200	0,03	0,23	170	0,007	1,04	0,004	1,2	0,03	0,036
15	25	0	Ж. Р	150×150	0,013	0,53	—	—	—	—	1,2	0,204	0,204
												Σ (βRl+Z) = 1,67	

Определяем невязку: $\frac{1,485-1,67}{1,485} 100 = -12,5\%$.

По прил. 22 определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений для участка 2, имеющего два колена по 90° и тройник на ответвлении. Так как коэффициент местного сопротивления в тройнике зависит от соотношений сечений воздухопроводов и расходов воздуха, то предварительно определим сечение канала на участке 3:

$$f_{\text{н}} = \frac{270}{3600 \cdot 0,8} = 0,093 \text{ м}^2.$$

Принимаем канал размером 300×300 мм с площадью сечения $f = 0,09 \text{ м}^2$. Для двух колен прямоугольных $\zeta = 2 \cdot 1,2 = 2,4$. Для тройника ответвления при $f_0/f_{\text{н}} = 0,0378/0,09 = 0,42$ и $L_0/L_c = 90/270 = 0,33$ значение $\zeta = 0,7$, тогда $\Sigma \zeta = 3,1$

Потери давления в местных сопротивлениях составят:

$$Z = 3,1 \frac{0,66^2}{2} 1,21 = ,8.$$

Результаты расчета записываем в табл. XIII.1.

На участке 3 канал выполнен из шлакогипсовых плит с шероховатостью 1 мм; сумма коэффициентов местных сопротивлений (двух колен по 45° — между двумя встречными каналами делается рассечка) $\Sigma \zeta = 2 \cdot 0,32 = 0,64$. Аналогично выполнен канал на участке 4.

Вытяжная шахта (участок 5) обшита листовой сталью, поэтому $\beta = 1$; коэффициент местного сопротивления ее (выход воздуха из шахты под зонтом) $\zeta = 1,3$.

Общие потери давления на тракте от вытяжной жалюзийной решетки кухни III этажа до выхода воздуха из шахты $\Sigma (\beta Rl + Z) = 2,968 \text{ Па}$, а предполагаемое давление $\Delta p_{\text{III}} = 2,94 \text{ Па}$. Определяем невязку:

$$\frac{2,94 - 2,968}{2,94} 100 = -1\%.$$

Переходим к расчету канала для кухни II этажа, для которого гравитационное давление составляет $\Delta p_{\text{II}} = 4,71 \text{ Па}$.

На тракте движения воздуха из кухни II этажа до выхода воздуха из шахты участки 3, 4 и 5 уже рассчитаны, поэтому расчетное давление для участков 6, 7, 8 составит:

$$\Delta p_{\text{pII}} = \Delta p_{\text{II}} - (\beta Rl + Z)_{3,4,5} = 4,71 - 0,322 - 0,324 - 1,131 = 2,933 \text{ Па}.$$

Так как участки 6 и 9 короткие, то конструктивно размеры их сечения следует оставить такими же, как у участка 3, т. е. 300×300 мм.

На участке 6 коэффициент местного сопротивления (тройника на проходе) при $f_0/f_{\text{н}} = 0,0378/0,09 = 0,42$ и $L_0/L_c = 90/270 = 0,33$ составляет $\zeta_{\text{п}} = 0,6$.

Канал на участке 7 принимаем размером $1/2 \text{ к} \times 1 \text{ к}$. Сумма коэффициентов местных сопротивлений (двух колен прямоугольных с $\zeta = 2 \cdot 1,2 = 2,4$ и тройника ответвления с $\zeta_0 = 1,1$ при $f_0/f_{\text{н}} = 0,0378/0,09 = 0,42$ и $L_0/L_c = 90/180 = 0,5$) составляет $\Sigma \zeta = 3,5$.

Результаты расчета участков 6 и 7 приведены в табл. XIII.1.

На участках 6 и 7 потери давления составили: $(\beta Rl + Z)_{6,7} = 0,127 + 1,16 = 1,287 \text{ Па}$. Следовательно, для полной увязки в жалюзийной решетке необходимо израсходовать $\Delta p_{\text{ж.р}} = 2,933 - 1,287 = 1,646 \text{ Па}$.

Зная коэффициент местного сопротивления жалюзийной решетки $\zeta = 1,2$, определим необходимую скорость в живом сечении и по ней подберем по прил. 23 размер решетки:

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p_{ж.р}}{\zeta\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,646}{1,2 \cdot 1,21}} = 1,5 \text{ м/с}$$

$$f_{ж.р} = \frac{90}{3600 \cdot 1,5} = 0,0167 \text{ м}^2.$$

Принимаем жалюзийную решетку размером 150×200 мм с площадью живого сечения $f_{ж.р} = 0,0173 \text{ м}^2$.

Результаты расчета канала для кухни I этажа, для которого гравитационное давление $\Delta p_1 = 6,47$ Па, а расчетное давление

$$\Delta p_{р1} = \Delta p_1 - (\beta Rl + Z)_{3,4,5,6} = 6,47 - 0,322 - 0,324 - 1,131 - 0,127 = 4,566 \text{ Па},$$

приведены в табл. XIII.1. Все последующие расчеты каналов выполняются аналогично.

По завершении расчетов на планах этажей указываются размеры каналов, шахт и жалюзийных решеток.

§ 57. АЭРАЦИЯ ЗДАНИЙ

Аэрацией называется организованная общеобменная естественная вентиляция помещений в результате поступления и удаления воздуха через открывающиеся фрамуги окон и фонарей. Воздухообмен в помещении регулируют различной степенью открывания фрамуг в зависимости от температуры наружного воздуха, скорости и направления ветра.

Аэрация как способ вентиляции нашла широкое применение в промышленных зданиях, характеризующихся технологическим процессом с большими тепловыделениями (прокатные цехи, литейные, кузницы).

В теплый период года приток наружного воздуха организуют через нижний ярус окон с подачей его непосредственно в рабочую зону помещений. В холодный период года при температуре наружного воздуха ниже 10°C приток его организуют через верхний ярус окон, располагаемый на высоте не менее $4,5$ м от уровня пола, что обеспечивает поступление наружного воздуха не сразу в рабочую зону, а после смешивания его с внутренним воздухом, т. е. после некоторого подогрева.

При расчете аэрации учитывают гравитационное и ветровое давления, действующие на здание. Зная температуру воздуха внутри и снаружи здания, скорость и направление ветра, а также значения аэродинамических коэффициентов, определяют условные внешние давления в плоскости открываемых фрамуг по формуле

$$p_n = K_n \frac{v_n^2}{2} \rho_n - gh_n (\rho_n - \rho_b).$$

Количество воздуха, кг/ч, проходящего через любое отверстие, может быть определено по формуле

$$\pm G = 3600F \sqrt{\frac{2\rho |p_n - p_x|}{\zeta}}, \quad (\text{XIII.5})$$

где F — площадь проема, м²; p_x — давление внутри помещения, Па; ζ — коэффициент местного сопротивления проема.

Направление движения потока воздуха определяется знаком разности $p_n - p_x$: при положительном значении ее наблюдается приток воздуха в помещение ($+G$), при отрицательном — вытяжка воздуха из помещения ($-G$).

Давление внутри помещения p_x зависит от внешних давлений, а также от соотношения площадей открытых приточных и вытяжных проемов и определяется по воздушному и тепловому балансам помещения:

$$\Sigma G_{\text{пр}} - \Sigma G_{\text{yx}} = 0; \quad (\text{XIII.6})$$

$$3,6 Q_{\text{изб}} + \Sigma G_{\text{пр}} c t_{\text{пр}} - \Sigma G_{\text{yx}} c t_{\text{yx}} = 0, \quad (\text{XIII.7})$$

где $Q_{\text{изб}}$ — избыточные тепlopоступления, Вт; c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С); $t_{\text{пр}}$ — температура воздуха, поступающего в помещение, °С; t_{yx} — температура воздуха, удаляемого из помещения, °С.

Температура удаляемого воздуха t_{yx} принимается в зависимости от высоты расположения вытяжного проема относительно рабочей зоны $h_{\text{выт}}$ и определяется по формуле

$$t_{\text{yx}} = t_{\text{р.з}} + a(h_{\text{выт}} - 2), \quad (\text{XIII.8})$$

где a — градиент температуры (эмпирическая величина, принимаемая для горячих цехов в пределах 0,8—1,5°С/м).

При проектировании зданий определяют требуемую площадь открывающихся фрамуг, при этом рассматривают наиболее неблагоприятные условия, когда скорость ветра равна нулю. Площадь приточных проемов принимают возможно большей, чтобы обеспечить относительно невысокие скорости поступления воздуха в цех и устойчивость восходящих конвективных потоков. С этой целью рекомендуется в приточных проемах расходовать от 0,1 до 0,3 расчетной разности давлений.

Применяют фонари специальной конструкции — аэрационные или устанавливающие перед фрамугами ветрозащитные щиты, обеспечивающие незадуваемость при ветре.

Пример XIII.2. Определить площадь открывающихся фрамуг нижнего яруса окон и фонаря в однопролетном цехе (рис. XIII.6) для теплого периода года. Явные тепловыбросы $Q_{\text{изб}} = 8 \cdot 10^6$ Вт; температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = +20^\circ\text{C}$; температура воздуха в рабочей зоне $t_{\text{р.з}} = +25^\circ\text{C}$; градиент температур $a = 1,2^\circ\text{C/м}$. Окна нижнего яруса имеют среднеподвесные створки с углом открытия 60° и коэффициент местного сопротивления $\zeta_{\text{пр}} = 3,2$, фрамуги фонаря имеют верхнеподвесные створки с углом открытия 45° и коэффициент местного сопротивления $\zeta_{\text{выт}} = 3,7$.

Решение. Определяем температуру воздуха, уходящего через фанарь:

$$t_{yx} = 25 + 1,2(10 - 2) = 34,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем среднюю температуру воздуха в цехе:

$$t_{\text{ср}} = 0,5(25 + 34,6) = 29,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем плотность воздуха по формуле $\rho = 353/(273 + t)$ соответственно при $t_{\text{в}}$, $t_{\text{ср}}$, t_{yx} :

$$\rho_{\text{в}} = 1,205 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_{\text{ср}} = 1,165 \text{ кг/м}^3; \\ \rho_{\text{yx}} = 1,15 \text{ кг/м}^3$$

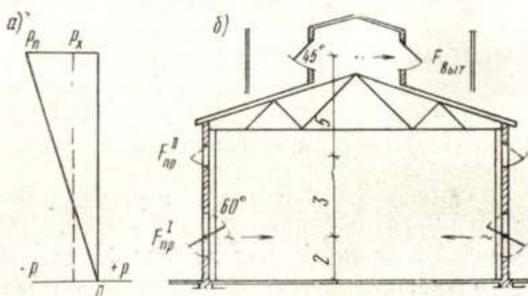


Рис. XIII.6. Аэрация однопролетного цеха

а — схема давлений; б — разрез цеха

Определяем необходимый воздухообмен:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{yx}} = \frac{3,6Q_{\text{изб}}}{c(t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})} = \frac{3,6 \cdot 8 \cdot 10^5}{1(34,6 - 20)} = 197 \cdot 10^3 \text{ кг/ч}.$$

Определяем условные давления на уровне середины приточных и вытяжных проемов, принимая за уровень отсчета отметку пола цеха:

$$p_{\text{пр}} = -gh_{\text{пр}}(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{ср}}) = -9,81 \cdot 2(1,205 - 1,165) = -0,785 \text{ Па};$$

$$p_{\text{выт}} = -gh_{\text{выт}}(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{ср}}) = -9,81 \cdot 10(1,205 - 1,165) = -3,92 \text{ Па}.$$

Определяем расчетную разность давлений между приточными и вытяжными проемами:

$$\Delta p = p_{\text{пр}} - p_{\text{выт}} = -0,785 - (-3,92) = 3,135 \text{ Па}.$$

Определяем потери давления в приточных проемах, принимая, что на преодоление их сопротивления израсходуем 20% расчетной разности давлений:

$$\Delta p_{\text{пр}} = 0,2 \Delta p = 0,2 \cdot 3,135 = 0,627 \text{ Па}.$$

Определяем давление в цехе $p_{\text{в}}$:

$$p_{\text{в}} = p_{\text{пр}} - \Delta p_{\text{пр}} = -0,785 - 0,627 = -1,412 \text{ Па}.$$

Определяем площадь открывающихся окон нижнего яруса:

$$F_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}}}{3600 \sqrt{\frac{2\rho_{\text{н}} |p_{\text{пр}} - p_{\text{в}}|}{\zeta_{\text{пр}}}}} = \frac{197 \cdot 10^3}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,205 |-0,785 - (-1,412)|}{3,2}}} = 60 \text{ м}^2.$$

Определяем площадь открывающихся фрамуг фонаря

$$F_{\text{внт}} = \frac{G_{\text{ух}}}{3600 \sqrt{\frac{2\rho_{\text{ух}} |\rho_{\text{внт}} - \rho_{\text{х}}|}{\zeta_{\text{внт}}}}} = \frac{197 \cdot 10^3}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,15 | -3,92 - (-1,412) |}{3,7}}} = 43 \text{ м}^2.$$

Глава XIV. СИСТЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И ИХ РАСЧЕТ

§ 58. ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА СИСТЕМ

В системах механической вентиляции перемещение воздуха обеспечивается работой вентиляторов.

Механическая вентиляция имеет по сравнению с естественной ряд преимуществ: большой радиус действия вследствие значительного давления, создаваемого вентилятором; возможность изменять или сохранять необходимый объем приточного или вытяжного воздуха независимо от метеорологических условий — температуры наружного воздуха и скорости ветра; возможность подвергать вводимый в помещения воздух предварительной обработке: очистке, подогреву или охлаждению, осушке или увлажнению; возможность организации оптимального воздухораспределения с подачей воздуха непосредственно к рабочим местам в заранее определенных количествах и со скоростью, соответствующей данным условиям работы; возможность улавливания вредных выделений непосредственно в местах их образования и предотвращения их распространения по всему объему помещения, а также возможность очистки загрязненного воздуха перед выбросом его в атмосферу.

К недостаткам механической вентиляции следует отнести: необходимость звукоизоляции, значительную стоимость сооружения и эксплуатации.

В системах общеобменной приточно-вытяжной вентиляции в общественных зданиях (клубы, кинотеатры, административные здания) воздуховоды выполняют, как правило, из неметаллических материалов в виде приставных каналов, подшивных потолков или в конструкции стен, сообразуясь с архитектурно-планировочными и конструктивными решениями и схемой организации воздухообмена; в промышленных зданиях воздуховоды обычно выполняют из листовой стали.

В системах местной вытяжной вентиляции материал для воздуховодов выбирают в зависимости от транспортируемой среды с учетом ее агрессивного воздействия и требований взрыво-пожарной безопасности.

§ 59. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

Требуемое давление определяют из расчета воздухопроводов по предварительно принятым в них скоростям движения воздуха. Скорости выбирают так, чтобы на перемещение воздуха затрачивалось наименьшее количество энергии и одновременно чтобы воздухопроводы не были дорогими при изготовлении и громоздкими для установки в помещении. Потери давления, возникающие от трения, при одной и той же скорости движения воздуха тем меньше, чем меньше периметр сечения воздухопровода на единицу перемещаемого объема, поэтому на участках, где перемещаются малые количества воздуха, принимают меньшие скорости, а на участках, где воздуха проходит много (вблизи вентиляторов), принимают большие скорости. Кроме того, такое распределение скоростей улучшает условия увязки ответвлений сети. Обычно для систем промышленных зданий принимают скорости 10—12 м/с на головных участках и 3—6 м/с на дальних концевых; для систем гражданских зданий принимают несколько меньшие скорости — до 8 м/с; для пневмотранспорта — 14 м/с и более. При расчете сети следует учитывать потери давления в вентиляционном оборудовании (калориферах, фильтрах и пр.). Естественным давлением в системах механической вентиляции обычно пренебрегают. При расчете сети воздухопроводов должен быть обеспечен запас давления в 10% на непредвиденные сопротивления.

Расчетное давление определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{мех}} = 1,1 \Sigma (Rl + Z) + \Delta p_{\text{об}},$$

где $\Delta p_{\text{мех}}$ — давление, создаваемое вентилятором, Па; $\Sigma (Rl + Z)$ — потери давления на трение и в местных сопротивлениях в наиболее протяженной ветви воздухопроводов, Па; $\Delta p_{\text{об}}$ — потери давления в оборудовании, Па.

Порядок расчета сети воздухопроводов систем приточной и вытяжной вентиляции с механическим побуждением не отличается от порядка расчета сети воздухопроводов систем вентиляции с естественным побуждением, если не считать, что в системах механической вентиляции, как правило, большие протяженности сети и большие скорости движения воздуха, которые создают и большие потери давления. Для расчета используют те же таблицы, что и для расчета круглых воздухопроводов.

Пример XIV.1. Рассчитать круглый стальной воздухопровод приточной системы механической вентиляции для промышленного здания (рис. XIV.1). Воздух в помещение подается через воздухораспределители ВП. Потери давления на участке 5 и в приточной камере, оборудованной калорифером, утепленным клапаном и жалюзийной решеткой, составляют 100 Па. Нагрузки на участках показаны на схеме.

Решение. Расчет начинаем с наиболее удаленного участка (в данном случае 1). Данные расчета заносим в табл. XIV.1. Задав скорости в пределах 5—10 м/с, определяем диаметры участков и отвечающие им потери на трение и динамические давления (для расчета использованы таблицы к расчету воздухопроводов из «Справочника проектировщика», ч. II, «Вентиляция и кондиционирование воздуха». Стройиздат, 1977). Подсчет коэффициентов местных сопротивлений сводим в табл. XIV.2.

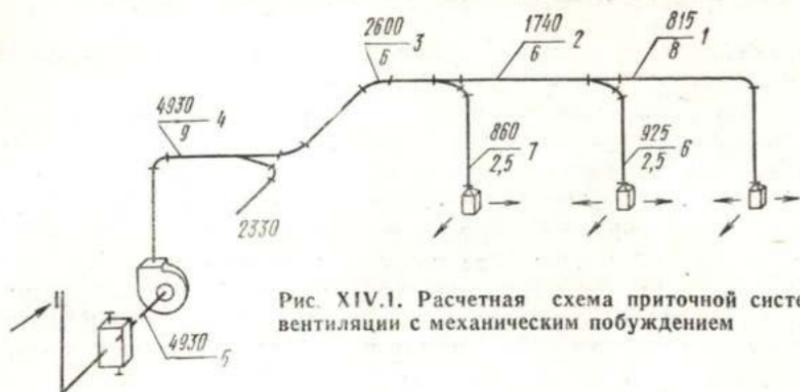


Рис. XIV.1. Расчетная схема приточной системы вентиляции с механическим побуждением

Таблица XIV.1. Расчет воздуховодов

№ участка	L , м ³ /ч	l , м	v м/с	d , мм	$\frac{v^3}{2} \rho$, Па	R , Па/м	Rl , Па	Σ	Z , Па	$Rl + Z$, Па	$\Sigma(Rl + Z)$, Па
1	815	8	4,8	250	13,8	1,15	9,2	1,9	26,2	35,4	35,4
2	1740	6	6,2	315	23	1,36	8,2	0,1	2,3	10,5	45,9
3	2600	6	7,2	355	31	1,6	9,6	0,9	27,9	37,5	83,4
4	4930	9	8,6	450	44,2	1,6	14,4	0,8	35,4	49,8	133,2
5	4930									100	233,2
										(по заданию)	

Расчетное давление для участка 6 $\Delta p_p = (Rl + Z)_1 = 35,4$ Па

6 | 925 | 2,5 | 5,25 | 250 | 16,5 | 1,35 | 3,8 | 2,4 | 39,5 | 43,3 |

$$\text{Навязка} \frac{43,3 - 35,4}{35,4} \cdot 100 = 22\% < 25\%.$$

Расчетное давление для участка 7 $\Delta p_p = (Rl + Z)_{1,2} = 45,9$ Па

7 | 860 | 2,5 | 4,9 | 250 | 14,5 | 1,2 | 3 | 3 | 43,5 | 46,5 |

$$\text{Навязка} \frac{46,5 - 45,9}{45,9} \cdot 100 = 1\%.$$

Отсюда полное требуемое давление с учетом запаса на непредвиденные сопротивления в сети в размере 10% составляет:

$$\Delta p_{\text{мех}} = 1,1 \cdot 233,2 = 256,5 \text{ Па}$$

Подача вентилятора с учетом утечек в размере 10% $L = 1,1 \cdot 4930 = 5400$ м³/ч.

К установке принимаем радиальный вентилятор ЦА-70 № 5 с колесом 1,05 $D_{\text{ном}}$, $L = 5400$ м³/ч; $\Delta p = 270$ Па; $\eta = 0,725$; $n = 930$ мин⁻¹ в комплектной поставке с электродвигателем АОЛ2-21-6 ($N = 0,8$ кВт).

Таблица XIV.2. Коэффициенты местных сопротивлений

№ участка	Элементы воздуховодов	ζ
1	Воздухораспределитель ВП Отвод 90° при $R/d=1,5$ Тройник на проходе при $d_0 < d_c$ на $2K^*$, $d_n < d_c$ на $2K$	1,4
		0,4
		0,1
		$\Sigma\zeta=1,9$
2	Тройник на проходе при $d_0 < d_c$ на $3K$, $d_n < d_c$ на K	$\Sigma\zeta=0,1$
3	Тройник на проходе Два отвода 90° при $R/d=1,5$	0,1
		$2 \cdot 0,4=0,8$
		$\Sigma\zeta=0,9$
4	Отвод 90° при $R/d=1,5$ Диффузор после вентилятора	0,4
		0,4
		$\Sigma\zeta=0,8$
6	Воздухораспределитель ВП Отвод 60° при $R/d=1,5$ Тройник на ответвлении	1,4
		0,2
		0,8
		$\Sigma\zeta=2,4$
7	Воздухораспределитель ВП Отвод 60° при $R/d=1,5$ Тройник на ответвлении	1,4
		0,2
		1,4
		$\Sigma\zeta=3$

* K — калибр воздуховода.

Глава XV. ОСНОВНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 60. ВЕНТИЛЯТОРЫ

Типы и исполнения вентиляторов. В системах механической вентиляции применяют вентиляторы *низкого давления* (до 1 кПа), *среднего давления* (от 1 до 3 кПа) и *высокого давления* (от 3 до 12 кПа). Вентиляторы низкого и среднего давления применяют в вентиляционных установках и установках кондиционирования воздуха, а вентиляторы высокого давления — в технологических установках.

В зависимости от условий их эксплуатации вентиляторы изготовляют в *обычном исполнении* — для перемещения чистого или мало-запыленного воздуха с температурой до 80°C ; в *антикоррозионном исполнении* (из винипласта и другого материала) — для перемещения воздуха с примесями, разрушающе действующими на обычную

сталь; в *искрозащищенном исполнении* — для перемещения горючих и взрывоопасных смесей. В последнем случае колеса и входные патрубки во избежание искрения выполняют из более мягкого, чем сталь, материала, например алюминия. Для перемещения воздуха с содержанием пыли более 100 мг/м^3 применяют *пылевые вентиляторы*, обладающие повышенной износостойкостью.

Схемы исполнения вентиляторов в зависимости от способа соединения их с электродвигателями приведены на рис. XV.1. Вентиляторы могут быть *правого вращения*, когда колесо их вращается по часовой стрелке (если смотреть на него со стороны всасывания), и *левого вращения*, когда колесо их вращается против часовой стрелки. Размеры вентиляторов характеризуются присвоенными им номерами, численно выражающими значение диаметра рабочего колеса в дм (например, вентилятор № 5 имеет колесо диаметром 500 мм).

На рис. XV.2 приведен общий вид радиального (центробежного) вентилятора. При вращении рабочего колеса в направлении разворота улиткообразного кожуха воздух всасывается через входное отверстие и под действием центробежной силы выбрасывается через выходное отверстие.

Лопатки колеса могут иметь различную форму (загнутые вперед, радиальные или загнутые назад). Наибольшее давление создается при лопатках, загнутых вперед, но больший КПД у вентиляторов

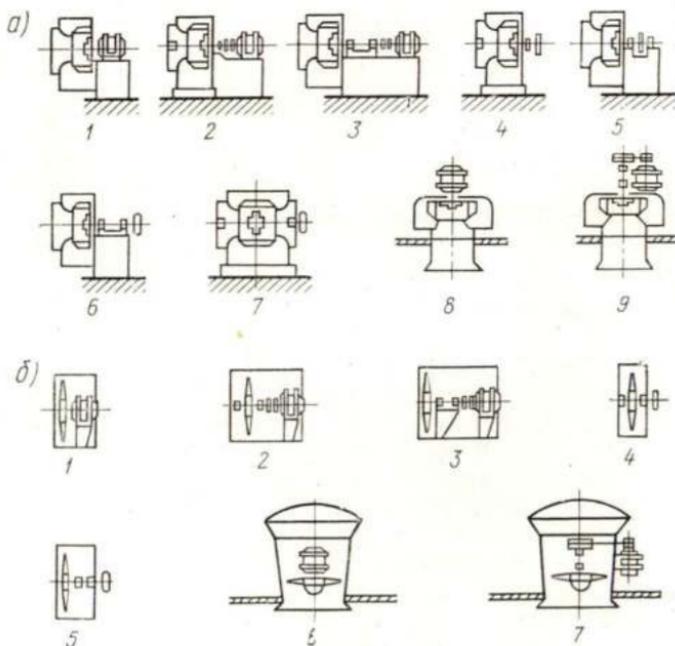
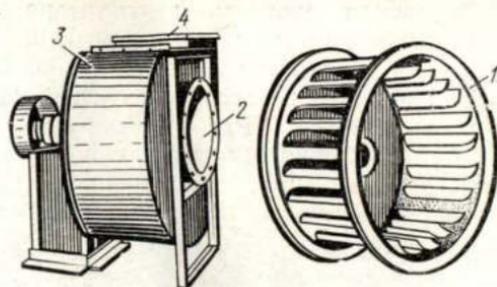


Рис. XV.1. Конструктивные схемы вентиляторов

а — радиальных (центробежных) исполнений 1—9; б — осевых исполнений 1—7

Рис. XV.2. Радиальный (центробежный) вентилятор

1 — рабочее колесо; 2 — входное отверстие; 3 — кожух; 4 — выходное отверстие



с лопатками, загнутыми назад, и, кроме того, они создают меньший шум.

Радиальные вентиляторы применяют при необходимости преодоления сопротивлений в сети выше 200 Па.

Лучшими аэродинамическими качествами обладают вентиляторы Ц4-70 и Ц4-76. У вентилятора Ц4-70 12 загнутых назад лопаток.

На рис. XV.3 приведена конструкция осевого вентилятора 0,6-300, представляющего собой лопаточное колесо, расположенное в цилиндрическом кожухе. При вращении колеса поток воздуха проходит через вентилятор вдоль его оси. Отсюда и наименование вентилятора — осевой. Осевые вентиляторы обычно применяют при относительно малых сопротивлениях сети (примерно до 200 Па). Размеры осевых вентиляторов как и радиальных характеризуются их номерами.

Подбор вентиляторов. Вентиляторы подбирают по их аэродинамическим характеристикам. Эти характеристики выражают зависимость между p и L при различных значениях n и u , где p — полное давление, развиваемое вентилятором; L — подача вентилятора, м³/ч; n — частота вращения колеса вентилятора, мин⁻¹; u — окружная скорость, м/с.

Окружную скорость определяют по формуле

$$u = \pi d n / 60, \quad (\text{XV.1})$$

где d — диаметр колеса вентилятора, м.

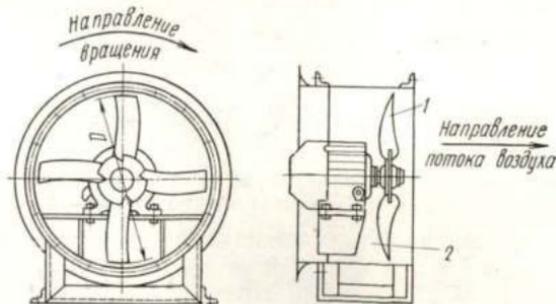


Рис. XV.3. Осевой вентилятор 0,6-300

1 — лопаточное колесо; 2 — кожух (обечайка)

Окружная скорость вентилятора ограничивается предельно допустимым уровнем шума в помещении. На рис. XV.4 дана характеристика центробежного вентилятора Ц4-70 № 5.

Тип и номер вентилятора следует выбирать из условия обеспечения высокого КПД его при окружной скорости в пределах допустимой из условия относительной бесшумности работы вентилятора и частоте вращения, позволяющей осуществить соединение вентилятора по возможности на одном валу с электродвигателем.

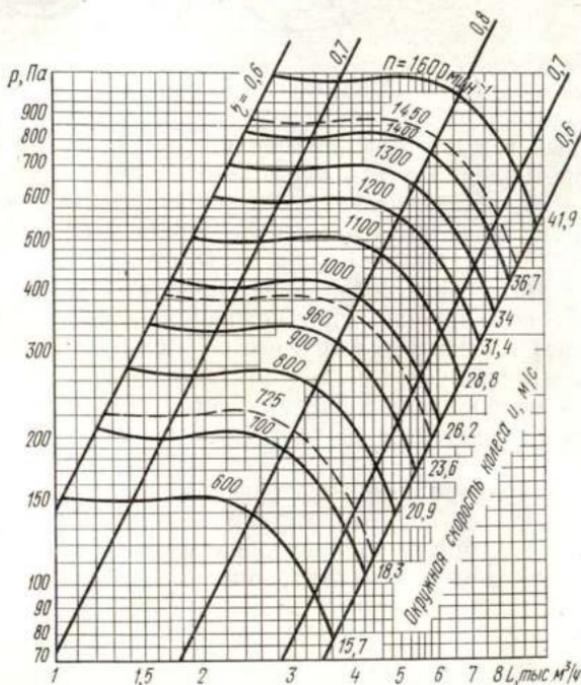


Рис. XV.4. Характеристика вентилятора Ц4-70 № 5

На заданную подачу вентиляционной установки принимают запас в пределах до 10% на возможные дополнительные потери или подсос воздуха в воздуховоды.

Мощность электродвигателя N , кВт, определяют по формуле:

$$N = \frac{Lp}{3,6\eta_v \eta_{р.п}} 10^{-6}, \quad (XV.2)$$

где L — подача вентилятора, $\text{м}^3/\text{ч}$; p — давление, создаваемое вентилятором, Па; η_v — КПД вентилятора; $\eta_{р.п}$ — КПД ременной передачи.

Установочную мощность определяют по формуле

$$N_y = K_1 N,$$

где K_1 — коэффициент запаса (см. гл. IV).

Определив установочную мощность, подбирают по каталогу тип электродвигателя, который зависит от условий эксплуатации. Значения L , p и N для любого вентилятора зависят от частоты вращения его колеса.

Подача вентилятора прямо пропорциональна частоте вращения колеса

$$L_1/L = n_1/n \quad (\text{XV.3})$$

Полное давление, создаваемое вентилятором, пропорционально квадрату частоты вращения колеса:

$$p_1/p = n_1^2/n^2. \quad (\text{XV.4})$$

Расходуемая мощность пропорциональна кубу частоты вращения колеса:

$$N_1/N = n_1^3/n^3 \quad (\text{XV.5})$$

Используя эти соотношения, подбирают размер шкивов при ременной передаче.

§ 61. УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАГРЕВАНИЯ ВОЗДУХА

Калориферы. Конструкции калориферов. В конструктивном отношении различают следующие типы калориферов: смонтированные из радиаторов, гладкотрубные, пластинчатые и оребренные.

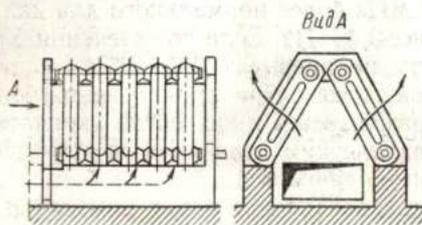


Рис. XV.5. Калорифер из радиаторов

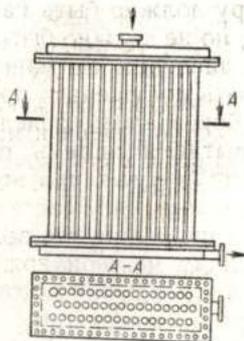


Рис. XV.6. Калорифер из гладких труб

Калориферы, смонтированные из радиаторов (рис. XV.5), могут быть использованы для нагревания небольших количеств воздуха. При малом сопротивлении движению воздуха они могут быть применены в системах вентиляции без механического побуждения.

Гладкотрубные калориферы (рис. XV.6) изготовляют из трубок диаметром 20—32 мм, располагаемых в шахматном порядке. Трубки вваривают в трубные доски. К последним на сварке или болтах присоединяют крышки со штуцерами. Теплоноситель, поступающий через верхний штуцер в трубки, нагревает их, а затем удаляется

через нижний штуцер. Воздух нагревается, проходя между трубками. Недостаток этих калориферов заключается в том, что при больших габаритах они имеют небольшую поверхность нагрева.

Поверхность нагрева можно увеличить, если надеть на трубки тонкие стальные пластины (пластинчатые калориферы, рис. XV.7) или навить на них стальную ленту толщиной 0,5 мм и шириной 10 мм (оребранные или спирально-навивные калориферы, рис. XV.8). При таком конструктивном исполнении достигается хороший контакт

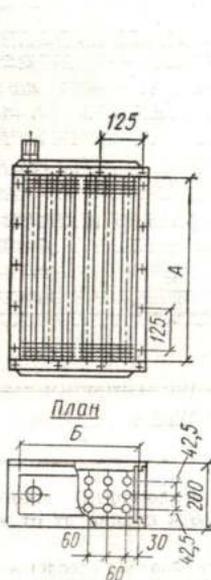


Рис. XV.7. Калорифер пластинчатый одноходовой

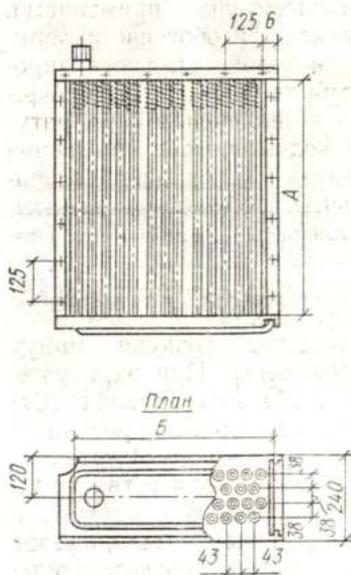


Рис. XV.8. Калорифер спирально-навивной одноходовой

ленты с трубками, что весьма важно, так как при плохом контакте теплоотдача калорифера значительно ухудшается. Концы трубок варивают в трубные доски, соединенные с распределительными коробками. Эти калориферы получили наибольшее распространение благодаря их компактности, удобству монтажа и обслуживания. Они изготавливаются различных размеров и тепловой мощности (по 10—12 типоразмеров каждой марки). Промышленность выпускает калориферы следующих марок: 1) одноходовые пластинчатые — КВБ, КЗПП, К4ПП; 2) одноходовые спирально-навивные — КФСО, КФБО; 3) многоходовые пластинчатые — КВС-П, КВБ-П, КЗВП, К4ВП.

Калориферы бывают двух моделей — средней марки КВБ, КЗПП, КЗВП, КВС-П, КФСО и большой марки К4ПП, К4ВП, КВБ-П, КФБО, имеющих по направлению движения воздуха соответственно три или четыре ряда трубок.

Одноходовые калориферы (см. рис. XV.7 и XV.8) могут применяться при теплоносителе паре и воде, многоходовые (рис. XV.9) — при теплоносителе воде.

Установка калориферов по отношению к проходу через них воздуха может быть как параллельной, так и последовательной.

Присоединение калориферов к паропроводам показано на рис. XV.10, а к водяным сетям — на рис. XV.11. Последовательное соединение калориферов по теплоносителю применяется только при обогреве калориферов водой. Для регулирования теплоотдачи калориферов и изменения температуры подаваемого в помещение воздуха устраивают специальные обводные каналы, снабженные клапанами. Температура воздуха регулируется открыванием клапана и пропуском того или иного количества воздуха минуя калориферы. При паре установка обводного клапана обязательна, при воде регулирование можно осуществлять изменением количества подаваемой воды. В конструкции многоходовых калориферов предусмотрено последовательное движение воды по трубкам (см. рис. XV.9). Коэффициент их теплопередачи больше при одних и тех же условиях, чем у одноходовых. Эти калориферы устанавливаются в горизонтальном положении.

Основные технические характеристики калориферов приведены в «Справочнике проектировщика», ч. II. «Вентиляция и кондиционирование воздуха».

Подбор калориферов. Расход тепла Q , Вт, на нагревание воздуха определяют по формуле

$$Q = 0,278 cG(t_k - t_n), \quad (XV.6)$$

где c — удельная теплоемкость воздуха, равная $1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; G — масса нагреваемого воздуха, кг/ч; t_k и t_n — температура воздуха после и до калорифера $^\circ\text{C}$.

Площадь поверхности нагрева F_n , м^2 , определяют по формуле

$$F_n = \frac{(1,1 \dots 1,2) Q}{K(t_{\text{ср.т}} - t_{\text{ср.в}})}, \quad (XV.7)$$

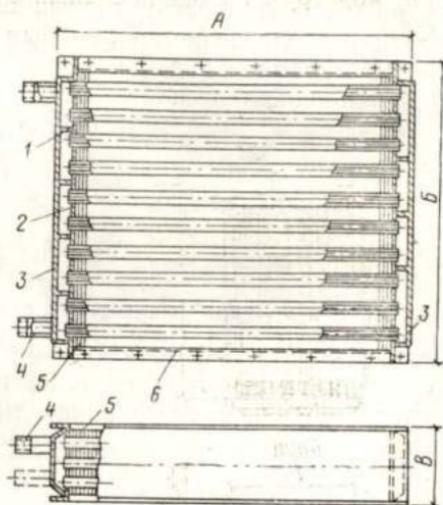


Рис. XV.9. Калорифер многоходовой (размеры A , B и B зависят от марки калорифера)

1 — трубки для прохода теплоносителя; 2 — трубная решетка; 3 — коллекторная крышка; 4 — присоединительный штуцер; 5 — пластинки ребрения; 6 — боковой шток

где Q — расход тепла на нагревание воздуха, Вт; K — коэффициент теплопередачи калорифера, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{\text{ср.т}}$ — средняя температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{ср.в}}$ — средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер, $^\circ\text{C}$; 1,1—1,2 — коэффициент запаса.

Коэффициент теплопередачи калорифера K зависит от вида теплоносителя, массовой скорости движения воздуха ($\nu\rho$) через калорифер, скорости движения воды по трубкам калорифера ω , геометрических размеров и конструктивных особенностей калорифера. Этот коэффициент определяется опытным путем и выражается следующими формулами:

при теплоносителе паре

$$K = A(\nu\rho)^n; \quad (\text{XV.8})$$

при теплоносителе воде

$$K = A_1(\nu\rho)^n\omega^p, \quad (\text{XV.9})$$

где A , A_1 , n и p — коэффициенты и показатели степени, зависящие от конструкции калориферов (табл. XV.1).

Средняя температура воздуха, проходящего через калорифер, определяется как среднее арифметическое начальной и конечной температур:

$$t_{\text{ср.в}} = \frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}. \quad (\text{XV.10})$$

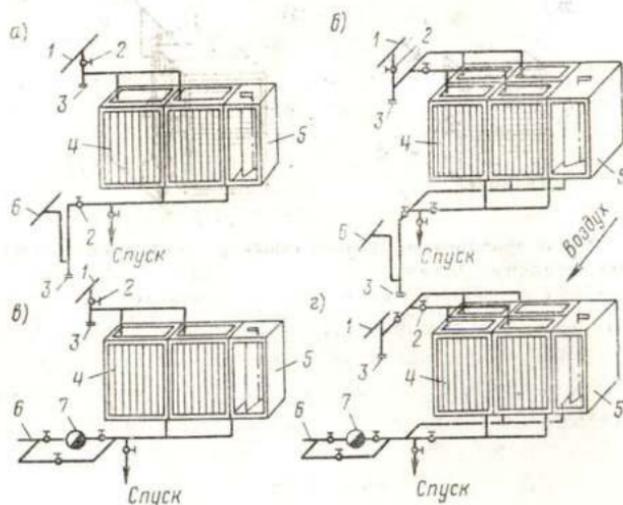


Рис. XV.10. Схемы присоединения калориферов к паропроводам при $p < 0,003$ МПа (а, б) и при $p > 0,003$ МПа (в, г)

а, в — однорядная установка; б, г — двухрядная установка; 1 — паропровод; 2 — вентиль; 3 — тройник с пробкой; 4 — калориферы; 5 — обводной канал; 6 — конденсатопровод; 7 — конденсатотводчик

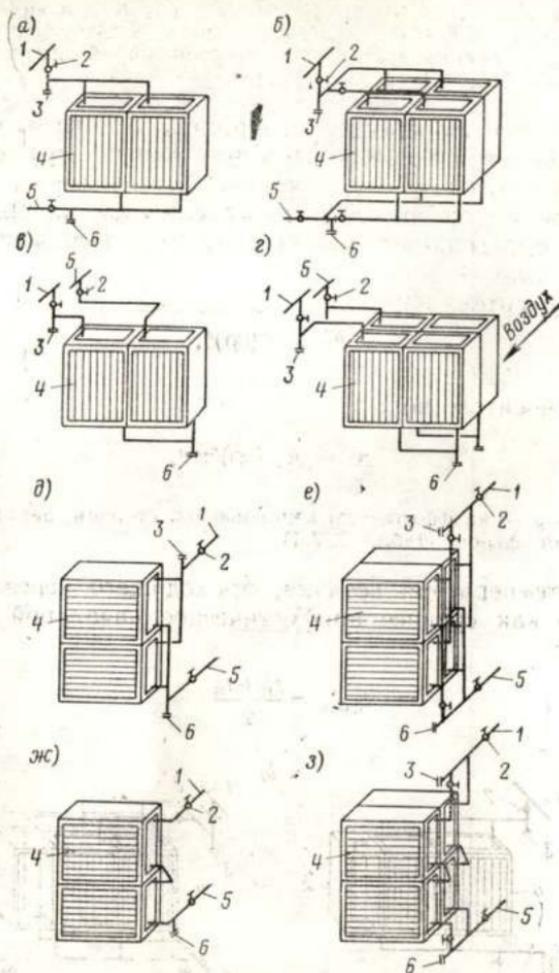


Рис. XV.11. Схемы присоединения одноходовых (а — г) и многоходовых (д — з) калориферов к водяным сетям

а, б, д, е — параллельное присоединение; ж, з, ж, з — последовательное присоединение; 1 — трубопровод горячей воды; 2 — вентиль; 3 — тройник с пробкой для выпуска воздуха; 4 — калорифер; 5 — трубопровод обратной воды; 6 — тройник с пробкой для спуска воды

Средняя температура теплоносителя при паре принимается равной температуре насыщения при соответствующем давлении пара:

$$t_{\text{ср.т}} = t_{\text{п}}. \quad (\text{XV.11})$$

Средняя температура теплоносителя при воде принимается равной средней арифметической температуре горячей и обратной воды:

$$t_{\text{ср.т}} = \frac{t_{\text{г}} + t_{\text{о}}}{2}. \quad (\text{XV.12})$$

Таблица XV.1. Расчетные формулы для коэффициента теплопередачи K и сопротивлений калориферов

Марка калорифера	K , Вт/(м ² ·°С), при теплоносителе:			Сопротивление одного ряда калориферов Δp , Па
	паре	воде, движущейся в трубках со скоростью, м/с		
		0,02—0,25	0,25—1	
КВБ	17,75 $(\nu\rho)^{0,351}$	21,22 $(\nu\rho)^{0,257} \omega^{0,192}$	17,75 $(\nu\rho)^{0,343} \omega^{0,143}$	1,485 $(\nu\rho)^{1,69}$
КЗПП	14,1 $(\nu\rho)^{0,366}$	16,4 $(\nu\rho)^{0,289} \omega^{0,158}$	12,9 $(\nu\rho)^{0,395} \omega^{0,108}$	1,2 $(\nu\rho)^{1,76}$
К4ПП	11,6 $(\nu\rho)^{0,42}$	14,4 $(\nu\rho)^{0,331} \omega^{0,14}$	10,5 $(\nu\rho)^{0,446} \omega^{0,034}$	1,72 $(\nu\rho)^{1,75}$
КФСО	18,55 $(\nu\rho)^{0,49}$	22,23 $(\nu\rho)^{0,384} \omega^{0,201}$	16,55 $(\nu\rho)^{0,501} \omega^{0,122}$	3,29 $(\nu\rho)^{2,01}$
КФБО	16,5 $(\nu\rho)^{0,455}$	20,75 $(\nu\rho)^{0,381} \omega^{0,178}$	14,75 $(\nu\rho)^{0,517} \omega^{0,138}$	4,23 $(\nu\rho)^{1,94}$
КВС-П	—	20,8 $(\nu\rho)^{0,32} \omega^{0,13}$	—	2,16 $(\nu\rho)^{1,62}$
КВБ-П	—	19,7 $(\nu\rho)^{0,32} \omega^{0,13}$	—	2,75 $(\nu\rho)^{1,65}$
КЗВП	—	16,4 $(\nu\rho)^{0,289} \omega^{0,158}$	12,9 $(\nu\rho)^{0,395} \omega^{0,108}$	1,2 $(\nu\rho)^{1,76}$
К4ВП	—	14,4 $(\nu\rho)^{0,331} \omega^{0,14}$	10,5 $(\nu\rho)^{0,446} \omega^{0,034}$	1,72 $(\nu\rho)^{1,75}$

Под массовой скоростью понимают массу воздуха, кг, проходящего за 1 с через 1 м² живого сечения калорифера. Массовую скорость v_p , кг/(с · м²), определяют по формуле

$$v_p = \frac{G}{3600F_{ж}}, \quad (\text{XV.13})$$

откуда

$$F_{ж} = \frac{G}{3600v_p}. \quad (\text{XV.14})$$

Понятие «массовая скорость» упрощает расчет, поскольку она остается постоянной в течение всего процесса нагревания воздуха. Линейная же скорость изменяется по мере нагревания воздуха, так как его объем изменяется. При выборе высоких значений массовой скорости увеличивается сопротивление проходу воздуха и расход электроэнергии, но уменьшается первоначальная стоимость установки вследствие уменьшения необходимой площади поверхности калорифера; при выборе низких значений массовой скорости увеличиваются размеры калориферной установки и ее первоначальная стоимость, однако несколько снижается расход электроэнергии и стоимость эксплуатации.

При подборе калориферов из экономических соображений массовую скорость принимают равной 7—10 кг/(с · м²).

Скорость движения воды в трубках калорифера ω , м/с, определяют по формуле

$$\omega = \frac{Q \cdot 10^{-3}}{c_p (t_r - t_0) f_{тр}}, \quad (\text{XV.15})$$

где Q — расход тепла для нагревания воздуха, Вт; c — удельная теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг · °С); ρ — плотность воды, равная 1000 кг/м³; $f_{тр}$ — площадь живого сечения для прохода теплоносителя, м².

Расчет калориферов ведут в следующем порядке: задаваясь ориентировочно массовой скоростью, оптимальные значения которой принимают в пределах 7—10 кг/(с · м²), определяют площадь живого сечения для прохода воздуха, подбирают модель, марку и число калориферов. После выбора калориферов уточняют по действительной площади живого сечения калорифера $F_{ж}$ принятой модели массовую скорость, а по площади живого сечения трубок для прохода теплоносителя $f_{тр}$ скорость теплоносителя и затем вычисляют коэффициент теплопередачи и площадь поверхности нагрева. Если принятая площадь поверхности нагрева соответствует расчетной, то на этом расчет заканчивают, если не соответствует, то расчет повторяют, выбирая другие калориферы.

Сопротивление калориферов проходу воздуха Δp , Па, выражается следующей формулой:

$$\Delta p = B (v_p)^z, \quad (\text{XV.16})$$

где B и z — коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции калорифера (см. табл. XV.1).

При подборе калориферов принимают запас на сопротивление по воздуху 10% и на сопротивление по воде 20%.

Пример XV.1. Подобрать калориферную установку из многоходовых калориферов марки КВС-П для нагревания 12000 кг/ч воздуха от $t_n = -35^\circ \text{C}$ до $t_{пр} = 25^\circ \text{C}$. Теплоноситель — перегретая вода ($t_r = 150^\circ \text{C}$, $t_o = 70^\circ \text{C}$).

Решение. Определяем по формуле (XV.6) необходимый расход тепла на подогрев приточного воздуха:

$$Q = 0,278 \cdot 1 \cdot 12\,000 [25 - (-35)] = 200\,000 \text{ Вт.}$$

Задаваясь массовой скоростью $w_p = 9 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2)$, определяем по формуле (XV.14) необходимую площадь живого сечения калориферной установки:

$$F_{ж} = \frac{12\,000}{3600 \cdot 9} = 0,37 \text{ м}^2.$$

Калорифера с такой площадью живого сечения нет, поэтому приходится поставить параллельно два калорифера КВС7-П с площадью живого сечения $f_{ж} = 0,172 \text{ м}^2$ каждый.

Определяем по формуле (XV.13) действительную массовую скорость движения воздуха:

$$w_p = \frac{12\,000}{3600 \cdot 2 \cdot 0,172} = 9,7 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2).$$

Определяем скорость движения воды в трубках калорифера ($f_{тр} = 0,00115 \text{ м}^2$) по формуле (XV.15) при последовательном присоединении

$$w = \frac{200\,000 \cdot 10^{-3}}{4,187 \cdot 1000 (150 - 70) 0,00115} = 0,524 \text{ м/с.}$$

Вычисляем коэффициент теплопередачи:

$$K = 20,8 (9,7)^{0,32} 0,524^{0,13} = 39,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Определяем суммарную тепловую мощность двух калориферов КВС7-П с площадью поверхности нагрева каждого $f_k = 14,16 \text{ м}^2$:

$$Q = 2 \cdot 14,16 \cdot 39,4 \left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{-35 + 25}{2} \right) = 128\,000 \text{ Вт.}$$

Из расчета видно, что одним рядом калориферов нагреть воздух от -35 до $+25^\circ \text{C}$, т. е. на 60°C , нельзя. Тогда принимаем четыре калорифера, установленных в два ряда последовательно, по два калорифера в ряду.

Теплоноситель подводим к установке по смешанной схеме (см. рис. XV.11, з), калориферы каждого ряда соединяем последовательно, а ряды — параллельно, при этом скорость движения воды в трубках калориферов будет в 2 раза меньше, чем принималась в начале расчета:

$$w = \frac{200\,000 \cdot 10^{-3}}{4,187 \cdot 1000 (150 - 70) 2 \cdot 0,00115} = 0,262 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплопередачи калориферной установки

$$K = 20,8 (9,7)^{0,32} 0,262^{0,13} = 36,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Определяем суммарную тепловую мощность установки из четырех калориферов:

$$Q = 4 \cdot 14,16 \cdot 36,1 \left(\frac{150 + 70}{2} + \frac{-35 + 25}{2} \right) = 234\,000 \text{ Вт.}$$

Запас будет равен:

$$\frac{234\,000 - 200\,000}{200\,000} 100 = 17\%.$$

Потери давления для двух рядов калориферов

$$\Delta p = 2 \cdot 2,16 (9,7)^{1,62} = 173 \text{ Па}.$$

Пример XV.2. Подобрать калориферы модели КВБ для приточной камеры с подачей 20 000 кг/ч при следующих условиях: температура наружного воздуха $t_n = -30^\circ \text{C}$; температура приточного воздуха $t_{пр} = +15^\circ \text{C}$; теплоноситель — пар давлением 0,3 МПа.

Решение. Определяем по формуле (XV.6) расход тепла на нагревание приточного воздуха:

$$Q = 0,278 \cdot 1 \cdot 20\,000 [15 - (-30)] = 250\,000 \text{ Вт}.$$

Задаваясь массовой скоростью $w_p = 9 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$, определяем необходимую площадь живого сечения для прохода воздуха по формуле (XV.14):

$$F_{ж} = \frac{20\,000}{3600 \cdot 9} = 0,615 \text{ м}^2.$$

Принимаем два параллельно устанавливаемых калорифера КВБ-6 с площадью поверхности нагрева каждого $f_k = 25,3 \text{ м}^2$ и площадью живого сечения каждого $f_{ж} = 0,295 \text{ м}^2$ и определяем действительную массовую скорость:

$$w_p = \frac{20\,000}{3600 \cdot 2 \cdot 0,295} = 9,4 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2).$$

Определяем коэффициент теплопередачи:

$$K = 17,75 (9,4)^{0,351} = 39 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}).$$

Определяем суммарную тепловую мощность двух калориферов КВБ-6:

$$Q = 2 \cdot 25,3 \cdot 39 \left(142,9 - \frac{-30 + 15}{2} \right) = 297\,000 \text{ Вт}.$$

Запас будет равен:

$$\frac{297\,000 - 250\,000}{250\,000} 100 = 18,8\%.$$

Сопротивление калориферов по воздуху

$$\Delta p = 1,485 (9,4)^{1,60} = 66 \text{ Па}.$$

Воздушно-отопительные агрегаты. В системах воздушного отопления могут быть применены воздушно-отопительные агрегаты, содержащие в качестве основных элементов калориферы, вентиляторы и электродвигатели.

Основные требования, предъявляемые к агрегатам: расход металла и электроэнергии на единицу тепла минимально возможный, уровень громкости шума при работе агрегата не больше максимального допустимого, конструкция агрегата компактная.

Для того или иного направления потока воздуха агрегаты снабжают направляющими лопатками.

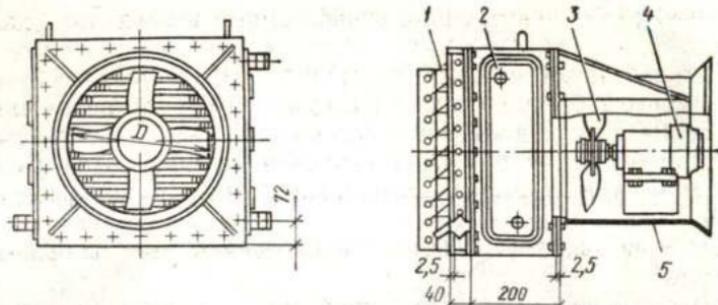


Рис. XV.12. Агрегат отопительный АПВС

1 — направляющие лопатки; 2 — калорифер; 3 — осевой вентилятор; 4 — электродвигатель; 5 — кожух

На рис. XV.12 показан отопительный агрегат АПВС с осевым вентилятором, а на рис. XV.13 — отопительный агрегат СТД-300М с радиальным вентилятором.

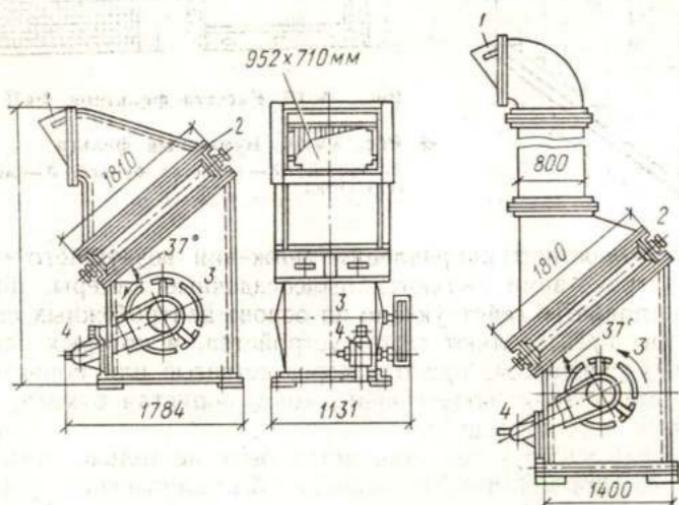


Рис. XV.13. Агрегат отопительный СТД-300М

1 — приточный патрубок; 2 — калорифер; 3 — радиальный (центробежный) вентилятор; 4 — электродвигатель

§ 62. ОБЕСПЫЛИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Очистке от пыли подвергают: наружный приточный воздух при концентрации в нем пыли, большей, чем допускается нормами; внутренний воздух при подмешивании его к наружному приточному воздуху, причем подаваемый в помещение смешанный воздух не должен содержать пыли в количестве более 30% предельно допусти-

мой концентрации; внутренний отработанный воздух при удалении его наружу.

Очистка воздуха может быть грубой (задерживаются частицы пыли крупнее 100 мкм), средней (задерживаются частицы пыли размером до 100 мкм при конечном содержании пыли в воздухе не более 100 мг/м³) и тонкой (задерживаются частицы пыли размером до 100 мкм при конечном содержании пыли в воздухе до 1—2 мг/м³).

Обеспыливающие устройства подразделяют на *пылеуловители* и *фильтры*.

К пылеуловителям относят устройства, в которых частицы пыли осаждаются под действием силы тяжести и инерционных сил с из-

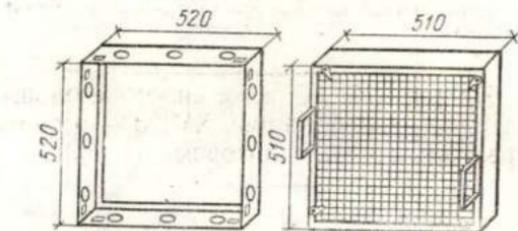
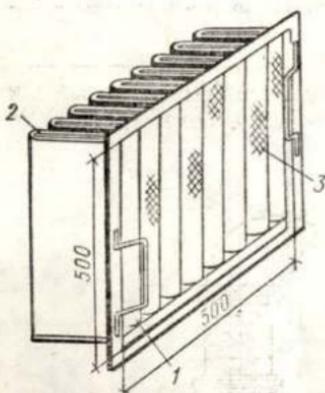


Рис. XV.15. Кассета фильтров ФлП и ФяР

◀ Рис. XV.14. Бумажный фильтр

1 — каркас; 2 — пористая бумага; 3 — металлическая сетка

менением скорости и направления движения воздушного потока. Такими устройствами являются пылеосадочные камеры, циклоны и другие аппараты, действующие на основе центробежных сил.

Фильтры представляют собой устройства, в которых запыленный воздух очищается, проходя через сетчатые или пористые материалы (стеклянная вата, гравий, кокс, пористая бумага, ткань, металлическая сетка и др.).

Обеспыливающие устройства могут быть не только сухими, но и мокрыми. При применении мокрых обеспыливающих устройств эффективность очистки воздуха от пыли повышается. Для смачивания применяют воду (скрубберы с орошаемой насадкой и водяной пленкой, циклоны-промыватели, пенные пылеуловители и др.) и масло (масляные фильтры).

К обеспыливающим устройствам относят также электрофильтры и ультразвуковые пылеуловители. В электрофильтрах частицы пыли, проходя через электрическое поле, получают заряд, перемещаются и оседают на поверхности осадительных электродов, отдавая свой заряд. С электродов частицы пыли удаляют механически. В ультразвуковых пылеуловителях используются ультразвуковые волны, при распространении которых в запыленном воздухе одни мелкие частицы пыли ударяются о другие, слипаются и

образуют крупные частицы, выпадающие в бункер. Звуковой эффект создается сиреной. Электрофильтры и ультразвуковые пылеуловители могут применяться для улавливания мелкой пыли.

К показателям, характеризующим работу того или иного обеспыливающего устройства, следует отнести:

- а) степень очистки (эффективность);
- б) производительность, м³/ч, или удельную воздушную нагрузку, м³/ч на 1 м²;
- в) гидравлическое сопротивление, Па;

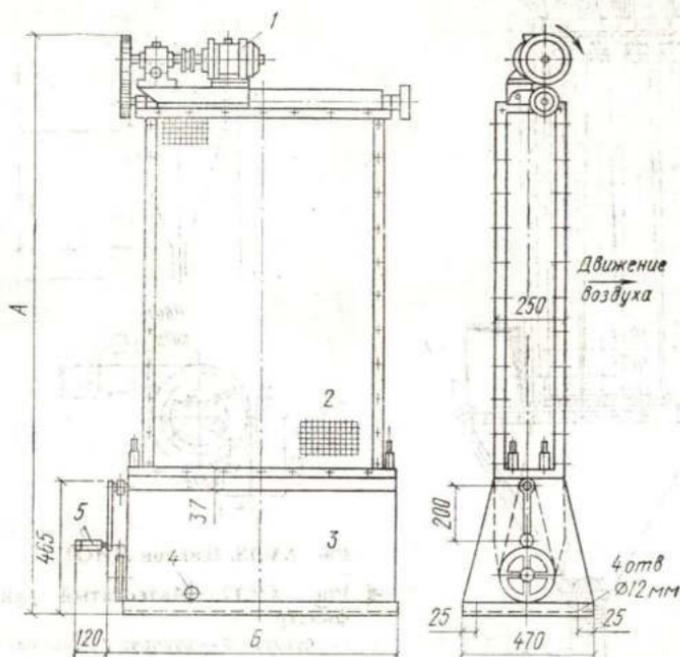


Рис. XV.16. Фильтр масляный самоочищающийся (размеры А и В зависят от марки фильтра)

1 — электродвигатель; 2 — сетка; 3 — ванна; 4 — муфтовый кран; 5 — ручка

г) расход электроэнергии, кВт/ч на 1000 м³ воздуха;

д) стоимость очистки 1000 м³ воздуха.

В слоистых и матерчатых фильтрах следует также учитывать пылеемкость (количество пыли, которое при осаждении в фильтре повышает его сопротивление до заданной величины).

Степень очистки n , %, — это отношение массы пыли, уловленной обеспыливающим устройством, к массе пыли, поступившей в это устройство:

$$n = \frac{G_2 - G_1}{G_2} 100, \quad (\text{XV.17})$$

где G_2 — количество пыли в воздухе перед обеспыливающим устройством, кг; G_1 — количество пыли в воздухе после этого устройства, кг.

На рис. XV.14 показан бумажный фильтр, предназначенный для тонкой очистки. Фильтрующий материал укладывается на поверхности металлической сетки. Эффективность очистки 96—99%.

На рис. XV.15 показана кассета масляного фильтра типа ВНИИСТО размером 520×520 мм, в которой размещают 12—17 рядов гофрированных сеток с ячейками 0,25 и 0,35 мм. Толщина

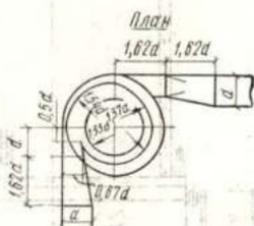
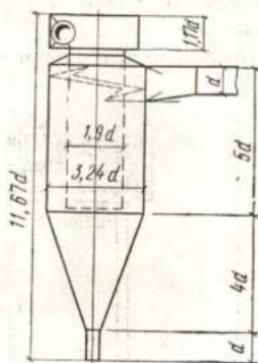
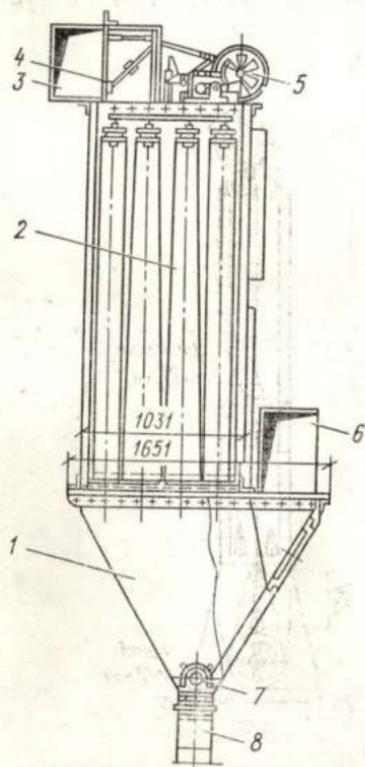


Рис. XV.18. Циклон ЛИОТ

◀ Рис. XV.17. Матерчатый рукавный фильтр

1 — бункер; 2 — рукава; 3 — выходной патрубок; 4 — клапан; 5 — механизм привода встряхивания; 6 — подвод воздуха; 7 — шнек для разгрузки пыли; 8 — течка

фильтра может быть равна 70 мм. Кассеты погружают в ванну с маслом, в связи с чем и сетки покрываются маслом. Воздух, проходя через такой фильтр и соприкасаясь с сетками, очищается от пыли. Нагрузка на одну кассету принимается в пределах 1250—1750 м³/ч. Коэффициент очистки примерно 96—98%. Загрязненный фильтр очищают в содовом растворе при 70—80°С. Фильтр применяют для тонкой очистки приточного воздуха.

На рис. XV.16 показан самоочищающийся масляный фильтр. Сетчатое полотно при перемещении проходит через масляную ванну. Производительность фильтра 8000—10 000 м³/ч.

В матерчатом рукавном фильтре (рис. XV.17) запыленный воздух всасывается по воздуховоду в бункер и оттуда поступает в рукава, проходит через их ткань и очищается. Через клапанную

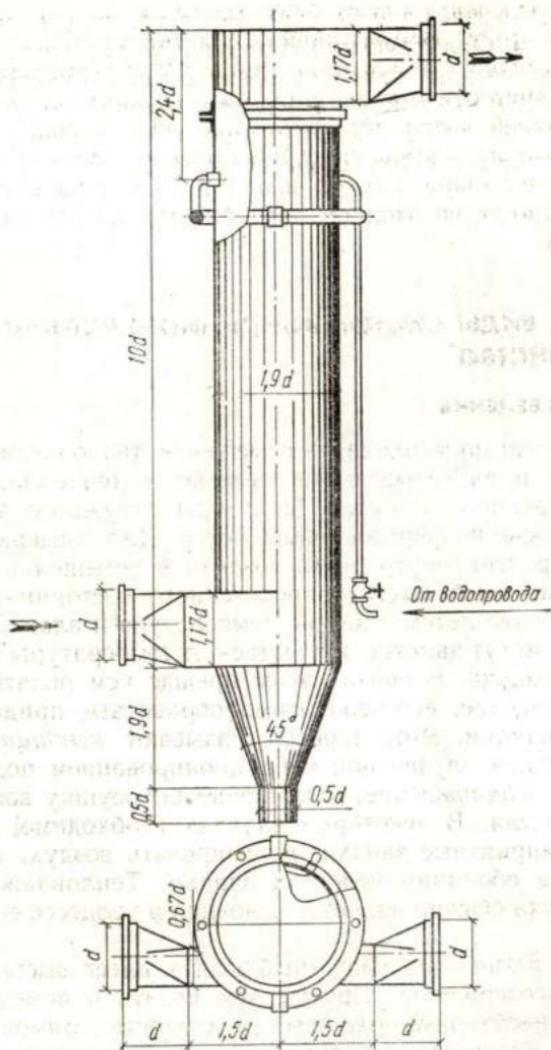


Рис. XV.19. Циклон с водяной пленкой

коробку и выходной патрубком очищенный воздух направляется по сборному воздухопроводу к вентилятору. Эффективность очистки около 95%.

На рис. XV.18 показан циклон ЛИОТ. В циклоне отделение пыли от воздуха происходит с использованием центробежных сил, возникающих во вращающемся потоке запыленного воздуха, опускающегося по винтообразной линии. Частицы пыли отжимаются

к стенкам и ссыпаются вниз. Обеспыленный воздух выходит через центральную трубу. Эффективность очистки до 85%.

Циклон с водяной пленкой (рис. XV.19) представляет собой цилиндр из листовой стали с нижним подводом загрязненного воздуха. В верхней части цилиндра вода, вытекающая через сопла, установленные на кольцевом трубопроводе, омывает внутреннюю поверхность цилиндра. Расход воды 0,2—0,3 кг на 1 м³ очищаемого воздуха. Скорость во входном патрубке 18—20 м/с. Эффективность очистки 99%.

Глава XVI. ВИДЫ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ИХ УСТРОЙСТВО

§ 63. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В результате поступления в помещение технологических и бытовых тепло- и влаговыделений изменяется тепловлажностное состояние внутреннего воздуха. Параметры наружного воздуха в течение года также непрерывно изменяются. Для поддержания заданных характеристик внутреннего воздуха в помещении необходимо подавать приточный воздух определенного состояния. В годовом периоде, особенно летом и зимой, температура и влажность приточного воздуха могут заметно отличаться от температуры и влажности наружного воздуха. В связи с этим прежде чем подать наружный воздух в помещение, его необходимо обработать, придав ему определенные кондиции. Этот процесс называют *кондиционированием воздуха*. В общем случае под кондиционированием подразумевают нагревание или охлаждение, увлажнение или осушку воздуха и очистку его от пыли. В некоторых случаях необходимо, кроме того, исключить неприятные запахи, ионизировать воздух, придать ему приятные для обоняния человека запахи. Тепловлажностная обработка воздуха обычно является основной в процессе его кондиционирования.

В жаркие летние дни наружный воздух имеет высокие температуру и влагосодержание. Прежде чем подать в помещение такой воздух, его необходимо охладить и осушить. Зимой наружный воздух имеет низкие температуру и влагосодержание, поэтому его приходится перед подачей в помещение нагревать и увлажнять. Тепловлажностная обработка воздуха производится в специальных камерах или аппаратах.

Установки кондиционирования воздуха состоят из ряда устройств или аппаратов, в которых воздух подвергается всем необходимым видам обработки.

Нагревают воздух обычно в калориферах, где он получает тепло от обогреваемых или гладких поверхностей труб, по которым протекает теплоноситель.

Охлаждают воздух в воздухоохладителях, которые бывают двух типов: поверхностные и контактные. В поверхностных воздухоохла-

дителях, по устройству подобным калориферам, воздух отдает тепло поверхности труб, по которым пропускают холодную воду или хладагент (аммиак, фреон и т. д.). Если эти поверхности будут иметь температуру ниже температуры точки росы воздуха, то на них будет выпадать конденсат. Воздух при этом будет и охлаждаться, и осушаться. Поверхность воздухоохладителя в некоторых случаях специально орошают водой, так как воздух интенсивнее отдает тепло смоченной поверхности. Кроме того, при этом воздух можно наряду с охлаждением осушать или увлажнять. В контактных охладителях воздух охлаждается в результате непосредственного контакта с охлажденной водой, проходя через дождевое пространство оросительной камеры, в которой форсунками разбрызгивается охлажденная вода. В некоторых случаях используют контактные охладители с орошаемой насадкой. В них охлажденной водой орошается слой (насадка) из фарфоровых, металлических или пластмассовых элементов. Воздух, проходя по лабиринтовым ходам смоченной насадки, охлаждается и осушается или увлажняется.

Для осушки воздуха иногда используют твердые (силикагель, алюкагель) или жидкие (растворы хлористого лития и других солей) влагопоглощающие вещества.

§ 64. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы кондиционирования воздуха (рис. XVI.1) состоят из следующих элементов: устройств или аппаратов, в которых происходит тепловлажностная обработка воздуха; сетей для транспортирования воздуха и распределения его по отдельным помещениям; приспособлений, служащих для подачи воздуха в помещения. Камеры или аппараты, где происходит передача воздуху тепла и влаги или отбор их, имеют свою систему теплохладоснабжения, которая, в свою очередь, состоит из сети теплохладопроводов и генераторов тепла и холода.

В зависимости от расположения трех основных элементов системы кондиционирования воздуха подразделяют на центральные и местные. В *центральных системах* аппараты по тепловлажностной обработке воздуха расположены в одном агрегате, от которого приготовленный воздух распределяется по отдельным помещениям. В *местных системах* воздух обрабатывается в небольших кондиционерах, расположенных в обслуживаемых помещениях. Распределительная система воздухопроводов в здании в этом случае отсутствует.

По принципу централизации отдельных элементов и характеру теплохладоснабжения системы кондиционирования подразделяют на автономные и неавтономные. В *автономных системах* каждый кондиционер имеет свою систему теплохладоснабжения (состоящую из встроенной в него холодильной машины и подводящей сети трубопроводов) и аппараты по тепловлажностной обработке воздуха. *Неавтономные системы* имеют централизованные, единые для всего

здания генераторы тепла и холода, от которых разветвленной сетью теплохладоноситель может подводиться к отдельным местным кондиционерам.

В больших общественных и промышленных зданиях применяют *комбинированные системы*. В них наружный воздух подвергается централизованной первичной обработке и затем подается в местные доводчики, расположенные в отдельных зонах или помещениях здания. В доводчиках его дополнительно обрабатывают и получают приточный воздух нужных для данного помещения кондиций.

По сезонности работы системы кондиционирования подразделяют на летние, зимние и круглогодичные. *Летние* служат для очистки, охлаждения и осушения воздуха; *зимние* — для очистки, нагрева и увлажнения воздуха; *круглогодичные* — для выполнения всех указанных функций.

Создание в помещениях полного постоянного комфорта для человека обеспечивают *системами комфортного кондиционирования*.

В производственных помещениях задача кондиционирования часто состоит в поддержании условий, требуемых для нормального протекания технологических процессов. Эта задача решается *системами технологического кондиционирования*.

Рассмотрим некоторые наиболее распространенные виды устройств кондиционирования воздуха.

§ 65. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

По использованию рециркуляционного воздуха центральные системы кондиционирования подразделяют на *прямоточные*, обрабатывающие только наружный воздух, и на работающие с *одной* или *двумя рециркуляциями*, т. е. с подмешиванием к основному потоку обрабатываемого наружного воздуха до или до и после его увлажнения внутреннего воздуха в определенных пропорциях.

Кондиционеры центральных систем имеют разнообразную конструкцию. Наиболее распространены в настоящее время *форсунчатые кондиционеры*. Название их определено наличием оросительной камеры, в которой форсунками распыляется вода. Проходящий через камеру воздух находится в непосредственном контакте с капелями разбрызгиваемой воды.

Схема форсунчатого кондиционера с двумя рециркуляциями приведена на рис. XVI.2. Наружный воздух через воздухозаборное устройство 1, утепленный клапан 2 и воздушный фильтр 3, где

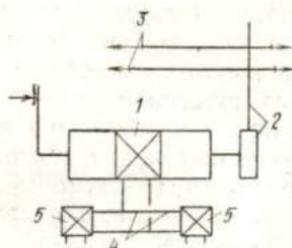


Рис. XVI.1. Расположение основных элементов системы кондиционирования воздуха и системы ее теплохладоснабжения

1 — теплообменники аппараты кондиционера; 2 — распределительные воздухопроводы системы; 3 — устройство для раздачи воздуха потребителю; 4 — сеть теплохладопроводов; 5 — генераторы тепла и холода

производится его очистка от пыли, поступает в зимнее время в калориферы первой ступени подогрева 5. Калориферы имеют обводной канал 22. Перед обводным каналом и калорифером установлены регулирующие клапаны 4, с помощью которых можно изменять соотношения количества воздуха, проходящего через калорифер и через обводной канал. На подводках теплоносителя к калориферу также установлены регулирующие устройства 6. После калорифера к подогретому наружному воздуху подмешивается воздух, поступающий из кондиционируемого помещения (первая рециркуляция 20). Подмешивание происходит в смешивательной камере 19. После

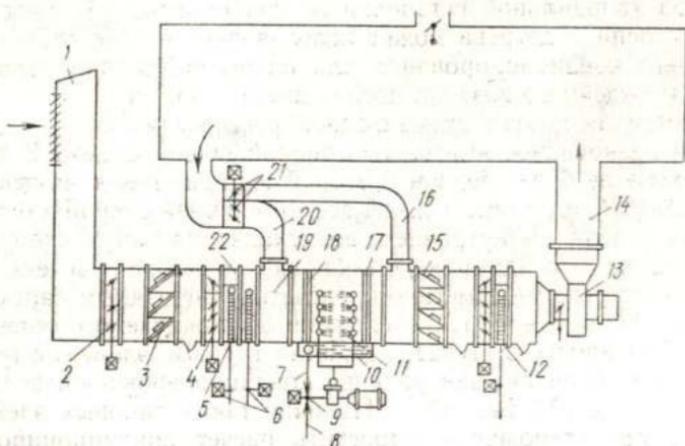


Рис. XVI.2. Принципиальная схема форсуночного кондиционера с двумя рециркуляциями

смешивания воздух через каплеотделитель 18, выравнивающий воздушный поток и предотвращающий вынос капель в смешивательную камеру, поступает в оросительную камеру 11. В оросительной камере установлено несколько рядов форсунок, разбрызгивающих воду. Форсунки размещены так, чтобы их факелы перекрывали все сечение камеры. Воздух проходит через дождевое пространство и в процессе зимнего кондиционирования адиабатически увлажняется. После камеры орошения установлен второй каплеотделитель 17. В нижней части камеры орошения расположен поддон 10, в который стекает разбрызгиваемая вода. Далее к увлажненному воздуху вновь подмешивается поступающий из обслуживаемого помещения внутренний воздух (вторая рециркуляция 16). На рециркуляционных каналах установлены регулирующие клапаны 21. После смешивательной камеры расположены фильтр 15 и калорифер второй ступени подогрева 12, который, как и калориферы первой ступени подогрева, имеет обводной канал, регулирующие клапаны и регулирующие задвижки на подводках теплоносителя. Обработанный таким образом воздух поступает в вентилятор 13, которым он нагнетается в распределительную сеть воздуховодов 14.

При летнем режиме кондиционирования калориферы первой ступени подогрева не работают. В камеру орошения по трубопроводу 8 подают предварительно охлажденную воду, имеющую температуру ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. В этом случае воздух в камере орошения охлаждается и осушается. Вода из поддона камеры перетекает в баки холодильной установки и частично используется для рециркуляции. Температура воды, поступающей из холодильной установки к форсункам, регулируется с помощью трехходового смесительного крана 9 путем подмешивания воды, идущей из поддона камеры по трубе 7, к воде, идущей из холодильной установки по трубопроводу 8. Калорифер второй ступени подогрева может использоваться в некоторых схемах летнего кондиционирования для подогрева сильно увлажненного и охлажденного воздуха после камеры орошения.

Прямоточная схема и схема с одной рециркуляцией по существу являются разновидностями рассмотренной общей схемы. В прямоточной схеме не будет первой и второй рециркуляции внутреннего воздуха 20 и 16, а в схеме с одной рециркуляцией сохраняется только первая подача 20 внутреннего воздуха. Ту или иную схему обработки воздуха в кондиционере выбирают по данным расчета тепловлажностного режима помещения, расчетным наружным параметрам и с учетом функциональной специфики обслуживаемого объекта.

Промышленность выпускает серийно типовые элементы (узлы и секции) для компоновки центральных кондиционеров производительностью от 10 до 250 тыс. м³/ч*. Наличие таких типовых элементов позволяет проектировщику упростить расчет кондиционирования воздуха.

В серию типовых элементов входят калориферы первой и второй ступени подогрева, оросительные двухрядные и трехрядные камеры, воздушные фильтры, промежуточные, смесительные и обратные камеры, смесительные клапаны с пневматическим и электрическим приводами, а также узлы вентиляторных установок.

Типовые элементы изготавливаются исходя из скорости движения воздуха в оросительной камере от 2,5 до 3 м/с на номинальную производительность 10, 20, 30, 40, 60, 80, 120, 160, 200, 250 тыс. м³/ч воздуха (фактическая производительность может отклоняться от этих цифр на $\pm 20\%$).

В двухрядных оросительных камерах первый ряд форсунок распыляет воду попутно движению воздуха, а второй ряд — навстречу ему. В трехрядных камерах первый ряд разбрызгивает воду попутно движению воздуха, а второй и третий ряды — навстречу ему. В камерах устанавливаются тангенциальные форсунки с диаметром выходных отверстий 3—5,5 мм. Плотность расположения форсунок в одном ряду принимается равной 18 или 24 шт/м². Интенсивность орошения около 6 м³/ч на 1 м² площади сечения камеры.

* Взамен кондиционеров типа КТ начинается выпуск кондиционеров типа КТЦ производительностью 31,5—250 тыс. м³/ч.

Производительность каждой форсунки обычно составляет от 300 до 500 кг/ч при давлении перед форсунками около 0,2 МПа.

В настоящее время разработан ряд методов расчета процессов тепло- и массообмена в оросительных камерах, приводимых в специальной литературе. Для ориентировочных расчетов можно использовать коэффициент орошения, представляющий собой отношение количества разбрызгиваемой воды в килограммах к 1 кг обрабатываемого воздуха. Для процесса адиабатического увлажнения его принимают около 1 кг/кг, для политропического процесса — около 2,5 кг/кг. При расчете подогрева воды в политропическом процессе можно считать, что вода после орошения воздуха подогревается на 1—2° С. При адиабатическом увлажнении испаряется около 3% разбрызгиваемой воды, которую требуется пополнять.

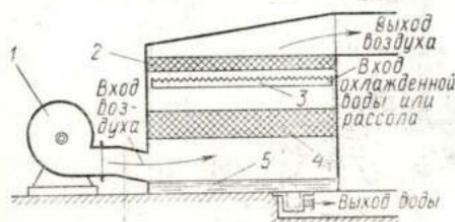


Рис. XVI.3. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой

1 — вентилятор; 2 — отбойный слой колец; 3 — оросительное устройство; 4 — рабочий слой колец; 5 — поддон

Во избежание засорения форсунок циркулирующую в оросительной камере воду очищают. Обычно используют сетчатые фильтры, которые располагают в поддоне камеры, или так называемые бутылочные фильтры, которые устанавливают вне поддона. Фильтрация воды в этих фильтрах происходит через латунные сетки с размером отверстий от 0,5 до 1,25 мм. Пропускная способность их от 10 до 30 м³/(ч · м²). При наличии в воздухе волокнистой пыли воду очищают с помощью коксовых или гравийных фильтров. Пропускная способность таких фильтров от 5 до 8 м³/(ч · м²).

Остальные виды типовых элементов, из которых собираются кондиционеры, не имеют особенностей, вызывающих необходимость рассмотрения их в данном разделе курса.

Как указывалось ранее, в кондиционерах с контактными воздухоохладителями могут вместо оросительных камер использоваться орошаемые насадки. Воздухоохладители с орошаемыми насадками (рис. XVI.3) имеют горизонтально расположенный слой металлических или фарфоровых колец или слой из хорошо воздухопроницаемого гигроскопичного материала, который орошается через перфорированные трубы или форсунками грубого распыла. Слой насадки представляет собой сильно развитую поверхность, площадь которой при применении, например, фарфоровых колец составляет 220 м² на 1 м³ объема слоя. Воздух, проходя по лабиринтовым ходам, образованным кольцами, обменивается теплом и влагой с водой, стекающей по их поверхности. Для предотвращения выноса капель воды воздухом устраивается второй отбойный слой насадки.

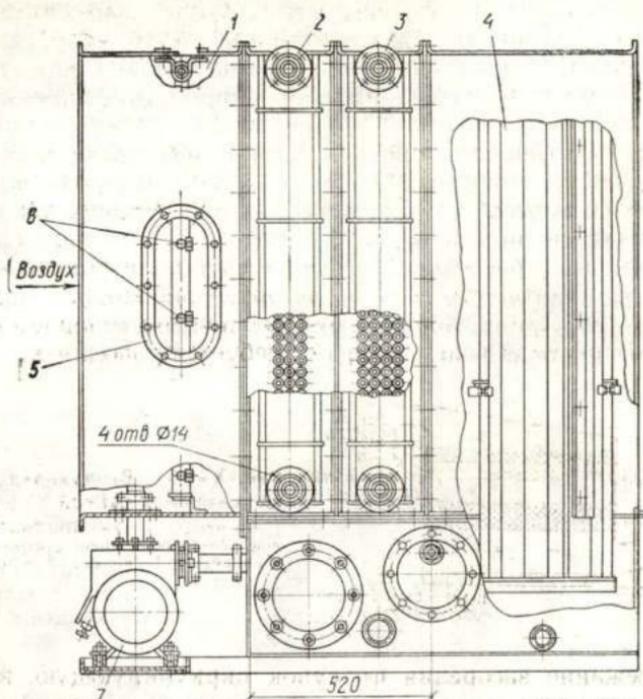


Рис. XVI.4. Поверхностный воздухоохладитель, орошаемый водой

1 — корпус; 2 — трехрядная секция; 3 — четырехрядная секция; 4 — выходной сепаратор; 5 — смотровое окно; 6 — стойка с форсунками; 7 — циркуляционный насос

Вода из орошаемого слоя стекает в поддон. Закономерности изменения состояния воздуха при контакте его с водой в орошаемом слое принципиально те же, что и в оросительной камере.

В последнее время широкое применение в кондиционерах получают поверхностные воздухоохладители. В этих аппаратах воздух охлаждается, проходя через гладкотрубную или оребренную поверхность теплообменника, по трубам которого протекает холодная вода или другой хладоноситель. Поверхностные воздухоохладители могут использоваться совместно с увлажнительными камерами. Однако такое совмещение устройств хотя и позволяет производить полную тепловлажностную обработку воздуха, сложно в конструктивном отношении. В связи с этим были разработаны для центральных кондиционеров типовые элементы поверхностных воздухоохладителей, орошаемых водой. На рис. XVI.4 показан орошаемый поверхностный воздухоохладитель, собранный из типовых элементов. Он состоит из укороченной оросительной камеры с одним рядом форсунок и теплообменников со спиральнонавивным оребрением трубок. Воздухоохладитель можно собирать из типовых элементов с разной площадью поверхности охлаждения. Воздухоохладители

изготавливаются на производительность по воздуху до 250 тыс. м³/ч. При скорости движения воздуха более 5 м/с после орошаемого воздухоохладителя устанавливается каплеотделитель, а для сбора воды под ним — поддон. Орошение производится с коэффициентом 0,7—1 кг/кг.

Как уже указывалось, орошение интенсифицирует процесс тепло- и влагообмена воздуха на поверхности воздухоохладителя. Кроме того, оно способствует очистке воздуха от пыли и удалению из воздуха неприятных запахов.

В настоящее время широкое применение начинают получать кондиционеры прямого и косвенного испарительного охлаждения. В схеме прямого испарительного охлаждения используется возможность заметного понижения температуры воздуха в камере адиабатического

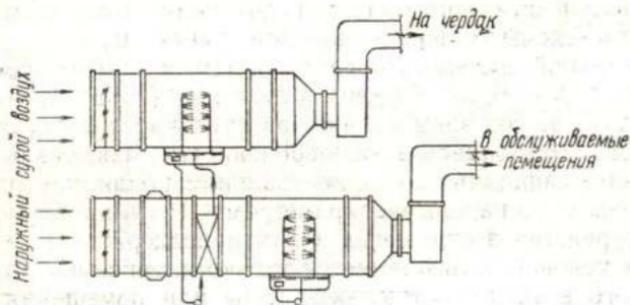


Рис. XVI.5. Принципиальная схема кондиционера прямого и косвенного испарительного охлаждения

тического увлажнения за счет явного тепла воздуха, которое идет на испарение воды в камере. Однако область применения такого кондиционера ограничена климатическими районами и временем года и суток с высокой температурой и достаточно низкой относительной влажностью наружного воздуха. Более широкую область применения имеет двухступенчатая схема прямого и косвенного испарительного охлаждения (рис. XVI.5). Установка состоит из основного и вспомогательного кондиционеров. В основном кондиционере воздух сначала охлаждают в сухом поверхностном воздухоохладителе. Охлаждающей средой для воздухоохладителя служит вода, поступающая из поддона камеры орошения вспомогательного кондиционера. В камере орошения вспомогательного кондиционера вода рециркулирует. В ней происходит процесс, близкий к процессу адиабатического увлажнения воздуха, и вода в поддоне приобретает низкую температуру, приблизительно равную температуре мокрого термометра наружного воздуха. После сравнительно небольшого охлаждения в сухом поверхностном воздухоохладителе основного кондиционера воздух поступает в камеру орошения, где происходит его адиабатическое увлажнение. Здесь дополнительно понижается его температура и увеличивается влажность.

Вспомогательный кондиционер в двухступенчатой схеме обычно используют как градирню для охлаждения воды поверхностного

воздухоохладителя в основном кондиционере. Несколько охлажденный и сильно увлажненный воздух, прошедший через вспомогательный кондиционер, может быть использован в районах с сухим климатом для вентиляции вспомогательных помещений (например, чердаков зданий, что способствует уменьшению перегрева комнат верхних этажей).

В больших зданиях отдельные помещения могут иметь различные тепловлажностные режимы. В связи с этим при устройстве кондиционирования воздуха удобно использовать комбинированные системы.

В некоторых случаях удается выделить группы помещений или отдельные зоны с близкими режимами. В этом случае устраивают *зональные системы*. Обычно зонирование проводят по странам света, по высоте многоэтажных зданий, по общности внутреннего тепловлажностного режима и функционального назначения помещений. Возможны различные схемы осуществления зональных систем.

Простейшей зональной системой является система с изменением расхода воздуха (рис. XVI.6, а). Систему рассчитывают на максимально потребное для каждой зоны количество приточного воздуха с учетом некоторого коэффициента одновременности максимальных нагрузок. Воздух обрабатывают в центральном кондиционере и подают во все зоны с одинаковыми параметрами. Регулирование тепловлажностного режима в отдельных зонах и поддержание заданных внутренних условий осуществляется только изменением количества подаваемого воздуха в отдельные зоны или помещения. Недостатком этой системы является необходимость изменения количества приточного воздуха в процессе эксплуатации помещения.

Схема с постоянным количеством подаваемого воздуха, но с зонным его подогревом или охлаждением показана на рис. XVI.6, б. Воздух, обработанный в центральном кондиционере, поступает в зональные доводчики, где в установленных теплообменниках догревается или доохлаждается. Поддержание заданных условий при постоянном расходе воздуха обеспечивается регулированием догрева или доохлаждения в доводчиках.

Весьма широко используется схема с зональными рециркуляционными доводчиками-теплообменниками (рис. XVI.6, в). В этой системе наряду с догревом или доохлаждением в доводчике обеспечивается рециркуляция внутреннего воздуха — подмешивание его к основному потоку, идущему из центрального кондиционера. Рециркуляция обычно обеспечивается эжектирующим действием основного потока. В некоторых случаях для этой цели можно устанавливать вентиляторы.

Возможно применение зональных двухканальных систем кондиционирования (рис. XVI.6, г). Эти системы оборудуют двумя центральными кондиционерами, в которых готовят воздух разных параметров. От каждого кондиционера воздух подают самостоятельным воздуховодом к местному смесительному устройству. Регулирующее приспособление, обеспечивающее поддержа-

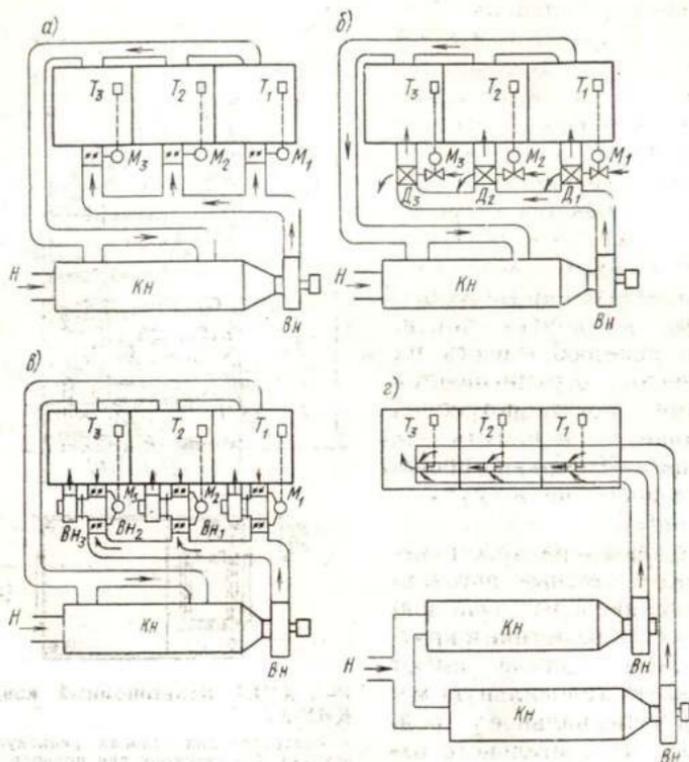


Рис. XVI.6. Зональные системы кондиционирования

a — с изменением расхода воздуха; *б* — с позонным подогревом или охлаждением воздуха; *в* — с зональными рециркуляционными доводчиками-теплообменниками; *г* — двухканальная

ние заданных внутренних условий, устанавливает в смешительном устройстве необходимое соотношение количества воздуха тех или других параметров.

Принципиально такие же схемы могут быть использованы для систем, обслуживающих отдельные помещения, имеющие различные режимы.

§ 66. МЕСТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

При необходимости обеспечения кондиционированным воздухом некоторых помещений в здании целесообразно применять местные кондиционеры.

Промышленность выпускает местные неавтономные кондиционеры типа КНУ*, устанавливаемые в обслуживаемых или соседних с ними помещениях. Кондиционеры (рис. XVI.7) имеют оросительную камеру, калориферы первой и второй ступени подогрева, вентилятор с электродвигателем, воздушный фильтр, воздухозаборный

* Начинается выпуск кондиционеров типа КТН производительностью до 25 тыс. м³/ч.

патрубок с утепленным клапаном и рециркуляционный патрубок. По центральной системе теплоснабжения, обслуживающей все здание, к теплообменнику кондиционера в зависимости от времени года подается нагретая или охлажденная вода. Наша промышленность выпускает местные неавтономные кондиционеры и других типов. Однако целесообразность их применения ограничивается случаями, когда потребная холодильная мощность не превышает 20 кВт, а производительность по воздуху — 10 тыс. м³/ч.

Получают распространение также местные автономные кондиционеры*. Они подразделяются на летние и круглогодичные. Летние имеют встроенную холодильную машину или специальное устройство для испарительного охлаждения воздуха. В круглогодичных кондиционерах часто используется работа холодильной машины по принципу теплового насоса. Этот принцип состоит в том, что в холодный период года холодильную машину используют для подогрева воздуха. При этом с ее помощью отбирают тепло от среды с низкой температурой (водопроводной или артезианской воды, грунта и т. д.). Таким образом, оказывается возможным использовать холодильное оборудование кондиционера не только летом для охлаждения воздуха, но и зимой для его нагрева.

* Начинается выпуск кондиционеров типа КТА-1-2...10 производительностью 2—10 тыс. м³/ч.

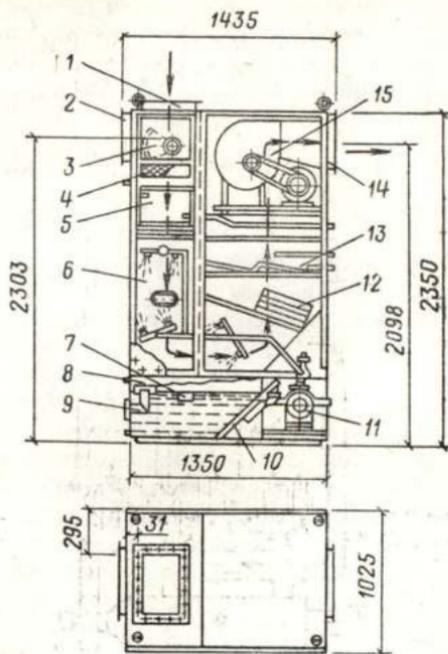


Рис. XVI.7. Неавтономный кондиционер КНУ-2,5

1 — патрубок для подвода рециркуляционного воздуха; 2 — патрубок для подвода наружного воздуха; 3 — воздушный клапан; 4 — воздушный фильтр; 5 — калорифер первой ступени подогрева; 6 — камера орошения; 7 — поплавковый клапан; 8 — поддон; 9 — перелив; 10 — водяной фильтр; 11 — насос; 12 — каплеотделитель; 13 — калорифер второй ступени подогрева; 14 — патрубок для подачи обработанного воздуха; 15 — вентиляторный агрегат

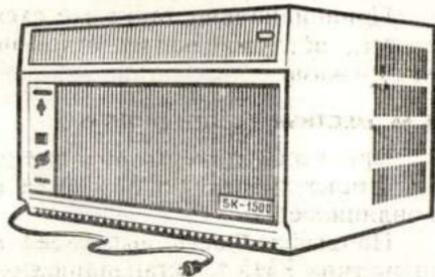


Рис. XVI.8. Общий вид бытового кондиционера БК-1500

На рис. XVI.8 показан общий вид подоконного летнего кондиционера БК-1500. Кондиционер присоединяется только к электрической сети. Производительность по воздуху 400 м³/ч, холодильная мощность до 1750 Вт. Установочная мощность 1 кВт.

§ 67. РЕГУЛИРОВАНИЕ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Тепловую и холодильную установочную мощность систем кондиционирования определяют по расчетным наружным условиям, которые для зимы и лета принимают исходя из обеспечения оптимальных внутренних условий в помещении. Для этих расчетных режимов подбирают все оборудование систем. В течение года наружные условия непрерывно изменяются, а система кондиционирования воздуха должна постоянно поддерживать заданные параметры в помещении. Выполнить это можно, только прибегнув к системе регулирования работы основных элементов кондиционера.

Простейшим является *количественное регулирование*, состоящее в изменении количества подаваемого в помещение приточного воздуха при относительном постоянстве его параметров. Более совершенным является *качественное регулирование*, в процессе которого изменяются параметры (температура, влажность) приточного воздуха при неизменном его количестве. Возможно также сочетание этих двух видов регулирования. Осуществляют регулирование установок кондиционирования воздуха обычно с помощью автоматических систем. Схемы автоматического регулирования могут быть основаны на электрической, пневматической или гидравлической системе импульсов.

Система автоматического регулирования состоит из датчиков, которые воспринимают изменения регулируемого параметра, командных приборов, передающих возбужденные ими импульсы, исполнительных механизмов и регулирующих органов, которые изменяют с помощью специальных клапанов и задвижек количество теплоносителя, воды, воздуха, поступающих в отдельные части системы кондиционирования.

Анализ процесса регулирования, выбор характерных точек и мест расположения датчиков и регулирующих органов системы автоматического регулирования удобно проводить с помощью $i-d$ -диаграммы. Для этого на $i-d$ -диаграмме обозначают область возможного состояния наружного воздуха в течение года, зону оптимальных зимних и летних параметров внутреннего воздуха, возможные направления луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в помещении. Изображение расчетных летних и зимних режимов процессов кондиционирования в $i-d$ -диаграмме дает предельные случаи работы системы и определяет область возможных изменений параметров в течение года. Дальнейший анализ процесса регулирования состоит в рассмотрении возможных характерных режимов работы в переходные периоды года.

На рис. XVI.9, а приведено построение в $i - d$ -диаграмме изменений тепловлажностного состояния воздуха в течение года от расчетной зимней $t_{н.з}$ до расчетной летней $t_{н.л}$ наружной температуры в процессе кондиционирования. Температура воздуха помещения $t_{в}$ на рис. XVI.9, а принята неизменной для холодного и теплого периодов года. На графике линией $t_{н.} - t_2 - t_3 - t_4 - t_{н.л}$ обозначена возможная кривая изменений параметров наружного воздуха в течение года, 1 — 8 — характерные точки состояния воздуха в процессе его кондиционирования. Расчетные направления луча процесса в помещении обозначены для зимы ϵ_3 и лета ϵ_4 . На рис. XVI.9, б показаны изменения расхода тепла зимой (калорифер первой ступени подогрева) Q_1 и холода в летний период $Q_{охл.}$. На рис. XVI.9, в показано изменение расхода тепла калорифером второй ступени подогрева Q_{II} . На рис. XVI.9, г показано изменение соотношения количества наружного L_n и рециркуляционного L_p воздуха в общем количестве приточного воздуха $L_{пр.}$.

На рис. XVI.10 приведена структурная схема автоматического регулирования работы системы кондиционирования воздуха, где показаны места расположения датчиков и регулирующих органов основных контуров регулирования и управления всей установкой, а также связи между ними. Линиями, обозначенными римскими цифрами, показаны контуры регулирования: I — температуры воздуха в помещении; II — температуры точки росы за оросительной камерой; III — работы приточного и вытяжного вентиляторов и масляного фильтра; IV — защиты калориферов первой ступени подогрева от замораживания; V — расходов воздуха; VI — перепада между давлениями внутреннего и наружного воздуха.

Пример XVI.1. Рассчитать параметры приточного воздуха и другие характеристики процесса обработки воздуха, а также требуемые тепловую и холодильную мощности системы кондиционирования воздуха с одной рецирку-

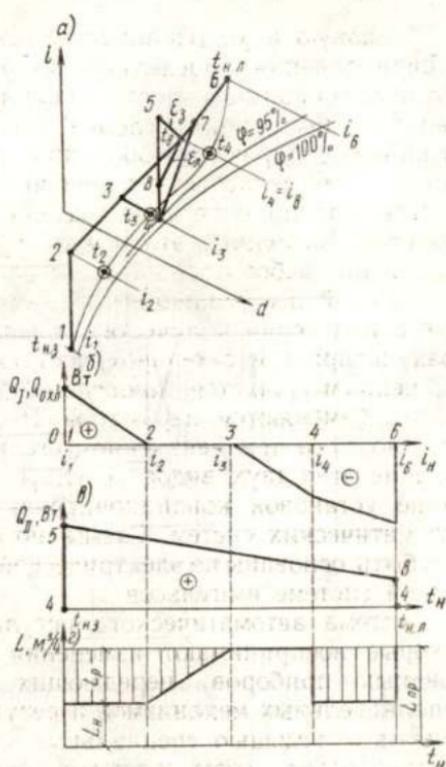


Рис. XVI.9. Процессы изменения состояния воздуха при обработке его в кондиционере в годовом периоде

ляцией и двумя ступенями подогрева для конференц-зала на 280 человек при следующих условиях.

1. Для летнего режима (рис. XVI.11) — параметры наружного воздуха: $t_H = 31^\circ \text{C}$, $i_H = 74,2$ кДж/кг сухого воздуха, $d_H = 17$ г/кг сухого воздуха, $\varphi_H = 60\%$ (точка H); параметры внутреннего воздуха: $t_B = 24^\circ \text{C}$, $i_B = 47,6$ кДж/кг сухого воздуха, $d_B = 9,3$ г/кг сухого воздуха, $\varphi = 50\%$ (точка B).

2. Для зимнего режима (рис. XVI.12) — параметры наружного воздуха: $t_H = -15^\circ \text{C}$, $i_H = -12,8$ кДж/кг сухого воздуха, $d_H = 0,8$ г/кг сухого воз-

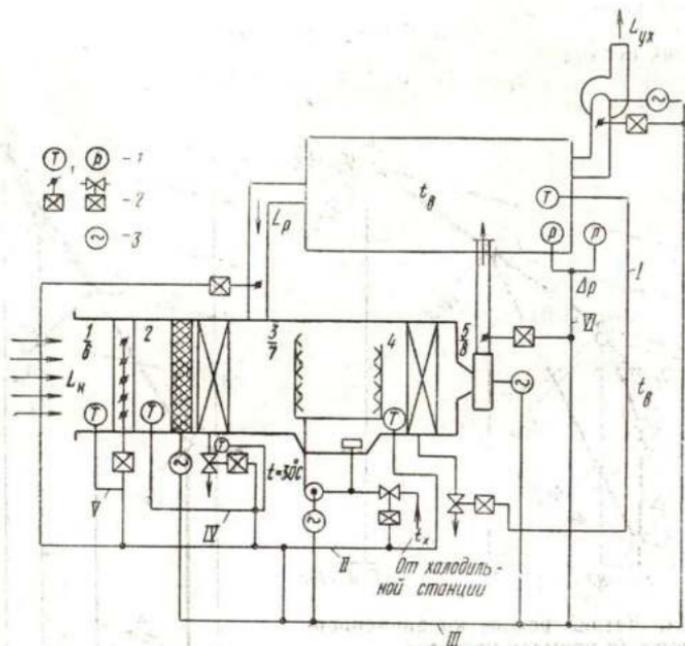


Рис. XVI.10. Схема автоматического регулирования работы системы кондиционирования воздуха (арабские цифры соответствуют точкам на $i-d$ -диаграмме на рис. XVI.9, а)

1 — датчики температуры и давления; 2 — исполнительные механизмы; 3 — серводвигатель

духа, $\varphi_H = 75\%$ (точка H); параметры внутреннего воздуха: $t_B = 18^\circ \text{C}$, $i_B = 34,5$ кДж/кг сухого воздуха, $d_B = 6,55$ г/кг сухого воздуха, $\varphi_B = 50\%$ (точка B).

Теплопоступления через ограждения летом составляют 5800 Вт. Теплопотери через наружные ограждения зимой должны компенсироваться системой кондиционирования. Они составляют 10 000 Вт.

Количество наружного воздуха в общем притоке в помещение должно составлять $G_H = 10\,000$ кг/ч.

Допустимый перепад температур подаваемого в помещение приточного воздуха и внутреннего воздуха в летний период $\Delta t = 5^\circ \text{C}$.

Решение. Примем, что в летний период при $t_B = 24^\circ \text{C}$ один работающий в конференц-зале выделяет полного тепла 145 Вт и влаги 90 г/ч, а зимой при $t_B = 18^\circ \text{C}$ — соответственно 150 Вт и 75 г/ч.

Теплопоступления в помещение:

летом

$$Q = 145 \cdot 280 + 5800 = 46\,500 \text{ Вт} = 46,5 \text{ кВт};$$

зимой

$$Q = 150 \cdot 280 - 10\,000 = 32\,000 \text{ Вт} = 32 \text{ кВт.}$$

Влаговыведения:

летом

$$W = 90 \cdot 280 = 25\,000 \text{ г/ч} = 7 \text{ г/с};$$

зимой

$$W = 75 \cdot 280 = 21\,000 \text{ г/ч} = 5,85 \text{ г/с.}$$

По формуле (X.20) определяем показатель направления луча процесса в помещении:

в летний период

$$\epsilon_{л} = 46\,500/7 = 6650 \text{ Дж/г};$$

в зимний период

$$\epsilon_{з} = 32\,000/5,85 = 5480 \text{ Дж/г.}$$

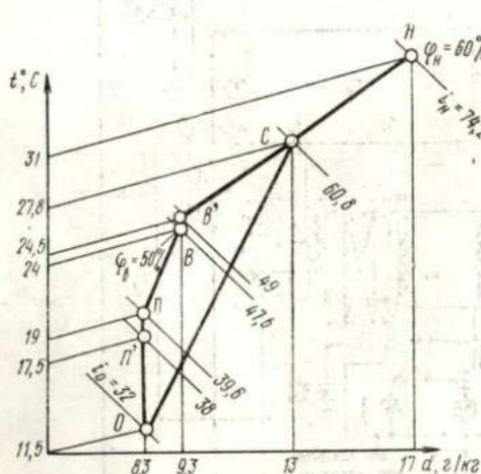


Рис. XVI.11. Летний режим кондиционирования воздуха (к примеру расчета)

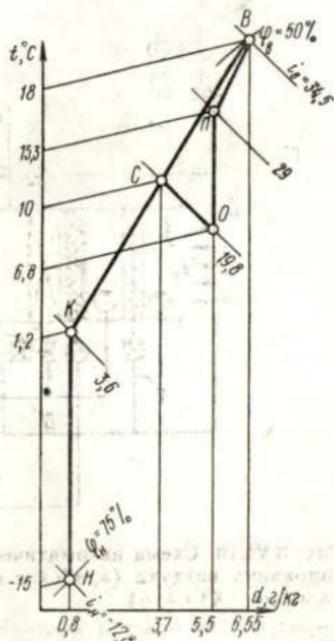


Рис. XVI.12. Зимний режим кондиционирования воздуха (к примеру расчета)

Рассмотрим сначала летний режим работы системы (см. рис. XVI.11). Температура приточного воздуха

$$t_{пр} = t_{в} - \Delta t = 24 - 5 = 19^{\circ} \text{ C.}$$

Найдем на $i - d$ -диаграмме положение точки P , соответствующей пересечению луча процесса $\epsilon_{л} = 6650 \text{ Дж/г}$, проведенного через точку B , и изотермы $t_{пр} = 19^{\circ} \text{ C}$. Ее параметры: $i_{пр} = 39,6 \text{ кДж/кг}$ сухого воздуха, $d_{пр} = 8,3 \text{ г/кг}$, $\phi_{пр} = 60\%$.

Разница влагосодержания внутреннего и приточного воздуха определяется графически по $i - d$ -диаграмме:

$$\Delta d = d_{в} - d_{пр} = 9,3 - 8,3 = 1 \text{ г/кг.}$$

Разница энтальпий приточного и внутреннего воздуха по построению в $i - d$ -диаграмме

$$\Delta i = 47,6 - 39,6 = 8 \text{ кДж/кг.}$$

Весовое количество приточного воздуха по формуле (X.18):

$$G = 46\,500/8000 = 5,81 \text{ кг/с} = 20\,900 \text{ кг/ч.}$$

Масса рециркуляционного воздуха

$$G_p = G - G_n = 20\,900 - 10\,000 = 10\,900 \text{ кг/ч.}$$

В процессе движения в вентиляторе и воздуховодах воздух нагревается (приблизительно на $1,5^\circ\text{C}$) по линии $d = \text{const}$, поэтому в вентилятор должен входить воздух с параметрами, соответствующими точке P' : $t_{\text{пр}'} = 19 - 1,5 = 17,5^\circ\text{C}$, $i_{\text{пр}'} = 38 \text{ кДж/кг}$, $d = 8,3 \text{ г/кг}$, $\varphi_{\text{пр}'} = 65\%$.

Забираемый из помещения на рециркуляцию воздух придет к кондиционеру, нагретый на $0,5^\circ\text{C}$ в воздуховодах, с параметрами, соответствующими точке B' : $t_{\text{в}'} = 24 + 0,5 = 24,5^\circ\text{C}$, $i_{\text{в}'} = 49 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{в}'} = 9,3 \text{ г/кг}$, $\varphi_{\text{в}'} = 48\%$.

С параметрами, соответствующими точке P' , воздух выходит из калорифера второй ступени подогрева, где он нагревается по линии $d = \text{const}$. Параметры воздуха, выходящего из оросительной камеры, определяются точкой O пересечения линии $d_{\text{пр}'} = 8,3 \text{ г/кг}$ и линии $\varphi = 95\%$; ее координаты $t_o = 11,5^\circ\text{C}$, $i_o = 32 \text{ кДж/кг}$, $d_o = 8,3 \text{ г/кг}$, $\varphi_o = 95\%$.

Мощность калориферов второй ступени подогрева (процесс OP') определяется как

$$Q_{11} = G(t_{\text{пр}'} - t_o) = 5,81(38 - 32) = 34,8 \text{ кВт}$$

В оросительную камеру воздух попадает после смешивания 10000 кг/ч наружного воздуха и $10\,900 \text{ кг/ч}$ рециркуляционного воздуха с параметрами, соответствующими точке B' . Для нахождения положения точки C на прямой смеси $B'H$ воспользуемся соотношением $B'C/B'H = G_n/G = 10\,000/20\,900 = 0,48$ или $B'C = 0,48 B'H$.

Найденная таким образом точка C характеризуется следующими параметрами: $t_c = 27,8^\circ\text{C}$, $i_c = 60,8 \text{ кДж/кг}$, $d_c = 13 \text{ г/кг}$, $\varphi_c = 56\%$.

Линия CO в $i - d$ -диаграмме отражает процесс охлаждения и осушки воздуха в оросительной камере:

$$\Delta i_o = 60,8 - 32 = 28,8 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta d_o = 13 - 8,3 = 4,7 \text{ г/кг.}$$

Холодильная мощность камеры

$$Q_{\text{хол}} = 5,81 \cdot 28,8 = 167 \text{ кВт.}$$

Осушающий эффект камеры

$$W_o = 5,81 \cdot 4,7 = 27,3 \text{ г/с} = 98,5 \text{ кг/ч.}$$

Переходим к рассмотрению зимнего режима работы системы (см. рис. XVI.12). Количество приточного воздуха равно определенному для летнего режима. Ассимилирующая способность приточного воздуха по влаге и теплу равна:

$$\Delta d = W/G = 5,85/5,81 = 1,01 \text{ г/кг};$$

$$\Delta i = Q/G = 32/5,81 = 5,5 \text{ кДж/кг сухого воздуха.}$$

Через точку B проводим луч процесса $e_d = 5480 \text{ Дж/г}$, на котором откладываем $\Delta i = 5,5 \text{ кДж/кг}$. Получаем точку P (нагрев воздуха в воздуховодах для зимнего периода не учитывается) с параметрами: $t_{\text{пр}} = 15,3^\circ\text{C}$, $i_{\text{пр}} = 29 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{пр}} = 5,5 \text{ г/кг}$, $\varphi_{\text{пр}} = 60\%$.

Параметры увлажненного воздуха (вышедшего из оросительной камеры) получим на пересечении линии $d_{\text{пр}} = 5,5 \text{ г/кг}$ с $\varphi = 95\%$: $t_o = 6,8^\circ\text{C}$, $i_o = 19,8 \text{ кДж/кг}$, $d_o = 5,5 \text{ г/кг}$.

В зимний период в оросительной камере происходит процесс адиабатического увлажнения по линии $i = \text{const} = 19,8$ кДж/кг.

Энтальпию наружного воздуха, подогретого в калорифере первой ступени подогрева (точка K), определяем с учетом заданного количества наружного и рециркуляционного воздуха из уравнения $G_c i_c = G_B i_B + G_H i_K$ или $20\,900 \cdot 19,8 = 10\,900 \cdot 34,5 + 10\,000 i_K$:

$$i_K = \frac{20\,900 \cdot 19,8 - 10\,900 \cdot 34,5}{10\,000} = 3,6 \text{ кДж/кг.}$$

Точка K определяется пересечением линий $i_K = 3,6$ кДж/кг, $d = 0,8$ г/кг и имеет параметры $t_K = 1,2^\circ \text{C}$ и $\varphi_K = 23\%$.

Для определения положения точки C проводим прямую BK до пересечения с $i = 19,8$ кДж/кг. Параметры точки C : $t_c = 10^\circ \text{C}$, $i_c = 19,8$ кДж/кг, $d_c = 3,7$ г/кг.

Масса испаряющейся в камере воды

$$W = G_c(d_o - d_c) = 20\,900 (5,5 - 3,7) = 37\,800 \text{ г/ч} = 37,8 \text{ кг/ч.}$$

Расход тепла на первую ступень подогрева

$$Q_1 = G_B (i_K - i_H) = 10\,900 (3,6 + 12,8) = 179\,000 \text{ кДж/ч.}$$

Расход тепла на вторую ступень подогрева в холодный период года

$$Q_{11} = G_c (i_{\text{пр}} - i_o) = 20\,900 (29 - 19,8) = 192\,000 \text{ кДж/ч}$$

Таким образом, для проектируемого зала необходима установка со следующими характеристиками: количество приточного воздуха $20\,900$ кг/ч, из них $G_H = 10\,000$ кг/ч и $G_P = 10\,900$ кг/ч; холодильная мощность оросительной камеры 167 кВт; тепловая мощность калориферов первой ступени подогрева $179\,000$ кДж/ч, или $49,8$ кВт, второй ступени подогрева $192\,000$ кДж/ч, или 53 кВт.

Глава XVII. МОНТАЖ, ИСПЫТАНИЕ, РЕГУЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 68. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ ОРГАНИЗАЦИИ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

В настоящее время при сооружении систем отопления и вентиляции широко применяется индустриализация монтажных работ. Сущность индустриализации монтажа заключается в разделении заготовительных и сборочных работ. Отдельные узлы трубопроводов, воздухопроводы, отдельные узлы установок изготавливаются в центральных заготовительных мастерских или на монтажных заводах. Монтажные работы на объектах сводятся в основном к сборке готовых узлов и конструкций. В результате сокращаются сроки и уменьшается стоимость монтажных работ.

При подготовке к монтажным работам выбирается метод производства работ, составляется проект, выдаются заказы на материалы, оборудование, монтажные заготовки, механизмы и необходимые инструменты.

Монтажные работы могут выполняться последовательным методом (после общестроительных работ) или параллельным (одновременно с общестроительными работами). Для жилых и общест-

венных зданий в основном применяют параллельный метод производства монтажных работ, для промышленных зданий — последовательный метод.

§ 69. ИСПЫТАНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления по окончании монтажа наполняют водой и испытывают на прочность. Системы наполняют водой из водопровода через обратную магистраль. При этом имеющиеся в системе краны и вентили должны быть открыты для возможности полного удаления воздуха через расширительный бак или воздушные трубки воздухоотборников.

В процессе заполнения системы водой следует фиксировать все обнаруживаемые в ней дефекты. Незначительную течь в соединениях трубопроводов устраняют их подтяжкой. В случае обнаружения значительных неисправностей, требующих смены отдельных частей труб или отдельных приборов, заполнение системы водой прекращают до полного устранения всех дефектов.

После заполнения системы водой ее осматривают вторично и, убедившись в отсутствии дефектов, заглушают воздушную трубку у расширительного бака, закрывают краны у воздухоотборников и приступают к гидравлическому испытанию системы. Гидравлическое испытание производят гидравлическим прессом. Пресс присоединяют к обратной магистрали соединительной трубой диаметром до 25 мм. При испытании давление в самой низкой точке системы по манометру должно быть на 0,1 МПа более нормального для данной системы, но не должно быть менее 0,4 МПа. Если по истечении 5 мин падение давления по манометру не превысит 0,02 МПа, система может быть допущена к пробной топке. При прокладке трубопровода в бороздах его заделка разрешается лишь после окончательного испытания системы гидравлическим давлением и устранения всех обнаруженных при этом неисправностей.

При испытании систем водяного отопления в зимнее время процесс заполнения их водой несколько отличается от обычного. При наличии местной котельной вначале заполняют водой только котлы и часть главного стояка. Котлы растапливают и доводят температуру воды почти до точки кипения. Открывают вентили на напорном водопроводе, питающем котлы, и производят одновременно заполнение системы водой и топку котлов. После заполнения системы водой осуществляют гидравлическое испытание ее в том же порядке, как и в летнее время. Системы, непосредственно присоединенные к тепловым сетям, заполняют горячей водой из теплосетей.

После гидравлического испытания системы проводится ее испытание на равномерность прогрева и регулирование.

Системы парового отопления опробуют непосредственно паром, подаваемым в них.

Регулирование при правильно запроектированной системе водяного отопления сводится лишь к большему или меньшему открытию

кранов двойной регулировки у нагревательных приборов (см. гл. V). Основными причинами непрогрева отдельных частей системы отопления могут быть засоры, образующиеся из остатков формочной земли и загрязнений при монтаже системы, и воздушные пробки, возникающие в связи с неполным удалением из системы воздуха при ее заполнении водой. При обнаружении этих неполадок топку прекращают и неполадки устраняют. Регулировку обычно проверяют по степени прогрева приборов.

При применении термопар процесс регулирования температур на поверхности нагревательных приборов значительно упрощается.

Необходимо после первичной регулировки измерить температуру отдельных помещений термометром; там, где температура окажется выше требуемой, надо прикрыть краны двойной регулировки (уменьшить поступление воды в нагревательные приборы), а там, где температура окажется ниже запроектированной, открыть краны (увеличить поступление воды в нагревательные приборы).

При регулировании системы отопления необходимо поддерживать температуру в котлах на одном уровне в соответствии с отопительным графиком.

Основная задача регулирования заключается в установлении во всех помещениях таких температур, которые отличались бы от предусмотренных проектом на 1—2° С.

§ 70. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Если при регулировании системы не обнаружены дефекты, связанные с недочетами проектирования и требующие устранения, она может быть сдана в эксплуатацию. Однако и в период эксплуатации за системой необходимы наблюдение и уход. Система отопления должна иметь паспорт и исполнительные чертежи, которые передаются обслуживающему персоналу с инструкцией по уходу за системой. Все неисправности, выявившиеся при эксплуатации, должны немедленно устраняться. Необходимо подвергать наиболее частому осмотру такие элементы системы, как котлы, насосы, двигатели, магистрали на чердаках и в подвалах. Следует также наблюдать за состоянием изоляции трубопроводов, особенно в лестничных клетках, на чердаках и в других местах с пониженной температурой воздуха. При осмотре центробежных насосов и электродвигателей необходимо следить за тем, чтобы в подшипниках всегда имелось масло. При ременной передаче необходимо ежедневно проверять состояние ремней и следить за тем, чтобы при работе насосов не было вибрации подшипников. Для этого требуется проверять затяжку фланцев, разработку подшипников, прочность насосной установки на фундаменте и пр.

В случае перегрева помещений количество поступающей в систему воды регулируется прикрыванием задвижек у котлов или на присоединении системы к тепловым сетям, на вводе в здание.

Правильность работы системы нужно проверять по показаниям двух манометров, поставленных на подающем и обратном трубопроводах у насосов или на вводе теплофикационных линий. При остановке системы манометры должны показывать одно и то же давление, равное гидростатическому давлению в системе, а при работе системы — проектную расчетную разность давлений. Если манометры показывают меньшее давление, а разница их показаний остается постоянной — это означает, что система полностью не заполнена водой.

Топка котлов должна производиться по вывешиваемому в котельной графику, который предусматривает, какое число котлов одновременно должно работать и какая температура воды в них должна поддерживаться в зависимости от наружной температуры. Последняя может меняться не только в отдельные дни, но и в течение суток. Обычно для данного дня принимают наружную температуру, равную наружной температуре в 9—10 ч предшествующих суток. В системах отопления, присоединяемых непосредственно к наружным сетям, необходимая температура воды поддерживается централизованно в районной котельной или ТЭЦ.

Температура в отдельных помещениях регулируется кранами двойной регулировки. Как правило, в течение отопительного сезона в системе отопления должна быть одна и та же вода. При этом в воде будет содержаться малое количество воздуха и система не подвергнется коррозии; объем воды пополняется лишь для возмещения убыли в результате испарения ее в расширительном баке. Последнее, как было указано выше, легко обнаружить по показаниям манометров системы.

По окончании отопительного сезона систему промывают, для чего спускают из нее воду, а затем заполняют ее свежей водой, которую нагревают примерно до 95° С. Эту температуру поддерживают в течение 1 ч с целью возможно более полного удаления воздуха. Вода в системе остается на все время перерыва топки — до следующего отопительного сезона. Недочеты в работе системы, которые не могут быть устранены немедленно, записывают в особый журнал и устраняют по окончании отопительного сезона.

§ 71. ИСПЫТАНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вследствие допущенных неточностей при составлении проектов, а также некоторых отступлений от проектов при монтаже смонтированные системы вентиляции не всегда полностью обеспечивают предусматриваемый проектом эффект их действия. В одни помещения может подаваться воздуха больше, чем необходимо, и в другие — меньше. Температура и влажность поступающего воздуха также могут не соответствовать величинам, предусмотренным проектом. Чтобы устранить эти дефекты, необходимо после монтажа, перед сдачей системы в эксплуатацию, испытать ее и отрегулировать.

Испытание заключается в проверке правильности работы вентиляторов, калориферов, электродвигателей и фильтров в соответствии с проектными данными.

При приемке вентиляционных устройств устанавливается качество монтажных работ и соответствие смонтированных установок проекту; проверяются показатели вентиляционных установок (расход воздуха, температура нагрева и пр.) и совпадение их с проектными данными; выявляется, насколько при работе вентиляционных установок снижается концентрация вредных выделений в помещении и находится ли эта концентрация в пределах допустимой. Эффективность вентиляционных установок проверяется при непрерывной работе всех вентиляторов, электродвигателей, калориферов, фильтров, увлажнительных установок в течение 6—8 ч.

Допускаются следующие отклонения от проектных данных, %:

Объем перемещаемого воздуха	±10
Скорость движения воздуха в вентиляционных решетках	±10
Температура подаваемого воздуха	±2
Влажность воздуха	±5

На основе данных обследования дается общая оценка эффективности работы системы и составляется приемочный акт, а на каждую вентиляционную установку — паспорт, в который заносятся все данные, характеризующие основные элементы установки. Технический паспорт должен содержать описание установки, техническую характеристику ее работы и результаты проверки гигиенической эффективности. Паспорт составляется в двух экземплярах, один из которых хранится у обслуживающего персонала, а другой — у лица, осуществляющего контроль за эксплуатацией вентиляционных систем.

Основная задача регулирования — получить на всех участках воздухопроводов предусмотренные проектом расходы воздуха. Наибольшую трудность представляет регулирование систем вентиляции с механическим побуждением при их подаче, большей или меньшей, чем требуется по проекту. В этом случае первичное регулирование производится одним из двух следующих способов:

- 1) изменением характеристики работы вентилятора путем увеличения или уменьшения частоты его вращения;
- 2) изменением характеристики работы сети путем увеличения или уменьшения суммарного сопротивления (для чего прикрываются или открываются регулирующие устройства: шиберы, дроссель-клапаны и пр.).

После отрегулирования вентилятора по развиваемому им давлению и подаче в соответствии с проектными данными производят регулирование сети воздухопроводов. Его следует начинать с ответвлений, ближайших к вентилятору. При помощи шиберов или дроссель-клапанов на ответвлениях создаются дополнительные сопротивления, чтобы количество перемещаемого по ответвлениям при-

точного или удаляемого воздуха соответствовало проектным данным. Излишки воздуха передаются к участкам, где обнаруживается занижение расхода воздуха по сравнению с предусмотренным по проекту. При отсутствии на ответвлениях регулирующих устройств дополнительные сопротивления создаются путем установки диафрагм, изготовляемых из кровельной стали.

Регулирование считается законченным, когда расходы воздуха через приточные или вытяжные отверстия будут доведены до расчетных или будут весьма мало от них отличаться (не более $\pm 10\%$). Следует учитывать, что при необходимости увеличения подачи центробежных вентиляторов более предусмотренной проектом потребляемая ими мощность возрастает.

Радиальные (центробежные) вентиляторы следует включать в работу при закрытой задвижке, чтобы не перегреть электродвигатель. У осевых вентиляторов максимальный расход мощности наблюдается при нулевом расходе, поэтому они могут включаться в работу при открытых задвижках. После пуска вентилятора необходимо следить по амперметру, включаемому в сеть, за работой электродвигателя, не допуская его перегрева.

Вытяжные гравитационные вентиляционные системы (с естественным побуждением) регулируют при наружной расчетной температуре 5°C , поскольку на такую температуру ведется расчет. Расход воздуха регулируют с помощью жалюзийных решеток поканально, начиная с вытяжных отверстий каналов, идущих из нижнего этажа и наиболее близко расположенных к вытяжной шахте. Обычно эти каналы работают усиленно, нарушая тем самым работу остальных каналов. По окончании регулирования каналов I этажа переходят к регулированию каналов последующих этажей.

Общий расход воздуха в системе дополнительно регулируется утепленным дроссель-клапаном, устанавливаемым в вытяжной шахте. Помимо жалюзийных решеток для изменения расхода воздуха через тот или иной канал можно применять диафрагму, устанавливая ее в месте перехода отдельных каналов в сборный. Диафрагма изготовляется из кровельной стали. Если имеется необходимость уменьшения расхода воздуха в каком-нибудь из сборных каналов, в нем также устанавливают диафрагму. Гравитационные системы вентиляции считают отрегулированными в том случае, когда они обеспечивают в помещениях расчетные воздухообмены при указанной выше наружной расчетной вентиляционной температуре.

§ 72. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА, ПРИМЕНЯЕМАЯ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Приборы для измерения температуры. Температуру воздуха измеряют обычно ртутными термометрами, отградуированными до 50 или до 100°C . Температуру следует измерять на высоте $1,5$ м от пола и не ближе 1 м от наружных стен, нагревательных приборов и других источников тепла. При источниках, излучающих тепло,

для измерения температуры применяют парный термометр, так как обычные ртутные термометры при воздействии на них лучистого тепла дают неверные показания. В парном термометре ртутный баллон одного из термометров обыкновенный, а другого — посеребренный. При пользовании этим термометром температуру определяют по формуле

$$t_{\text{ист}} = t_{\text{сер}} - k (t_{\text{об}} - t_{\text{сер}}), \quad (\text{XVII.1})$$

где $t_{\text{ист}}$ — истинная температура воздуха, °С; $t_{\text{сер}}$ — температура по термометру с посеребренным баллоном, °С; k — коэффициент, определяемый экспериментальным путем и равный около 0,2; $t_{\text{об}}$ — температура по обыкновенному термометру, °С.

Для измерения температуры в помещениях могут быть применены и самопишущие приборы. На рис. XVII.1 показан один из таких приборов — термограф. Он представляет собой стрелочный ме-

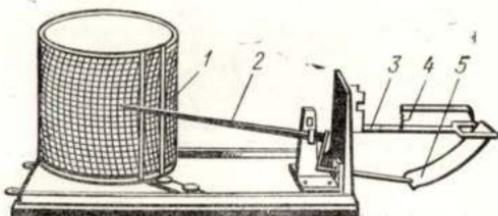


Рис. XVII.1. Термограф

ханизм, состоящий из стрелки 2 с пишущим пером на одном конце и системы рычагов 3, соединенных с полой пружиной 5, наполненной спиртом, на другом конце. Для изменения наклона стрелки рычаг снабжен винтом 4 для регулирования пружины. При повышении температуры пружина выпрямляется, а при понижении — скручивается. Ее изменения передаются на перо, которое вычерчивает на ленте, накрученной на барабан 1, непрерывную линию температур. Внутри барабана помещен часовой механизм. При помощи шестерен часовой механизм вращает барабан. Полный оборот его совершается за неделю, сутки или другой промежуток времени, на который рассчитан механизм.

Для вычерчивания кривой температур в перо пускается капля специальных невясыхающих чернил. По контрольному термометру перо устанавливается в точке, соответствующей температуре в данный момент, и при этом отмечается время.

Прибор для измерения давления в сети воздухопроводов. Давление в отдельных точках воздухопроводов вентиляционной системы измеряют при помощи пневмометрической трубки, соединяемой с микроманометром. Одна из наиболее распространенных ее конструкций приведена на рис. XVII.2. В передней части верхнего цилиндра пневмометрической трубки предусмотрено отверстие 1 для замера полного давления. Это отверстие соединяется внутренней трубкой 2 с наконечником, помеченным знаком «+». На боковой поверхности

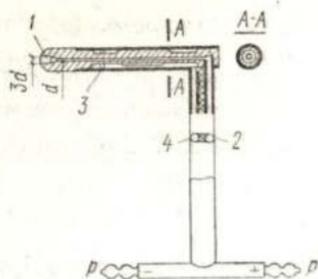


Рис. XVII.2. Пневмометрическая трубка

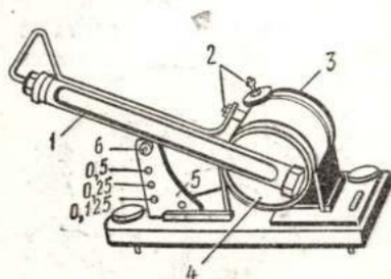


Рис. XVII.3. Микроманометр ЦАГИ

1 — стеклянная капиллярная трубка; 2 — наконечники; 3 — обойма; 4 — резервуар; 5 — пластина; 6 — штифт

ют по уровням (продольному и поперечному), размещенным на станине прибора. В резервуар через отверстие заливают спирт.

На рис. XVII.4 приведены схемы присоединения пневмометрической трубки к микроманометру при измерении давлений во всасывающем 1 и нагнетательном 2 воздуховодах. При определении динамического давления присоединение осуществляется по схеме I, статического давления — по схеме II и полного — по схеме III.

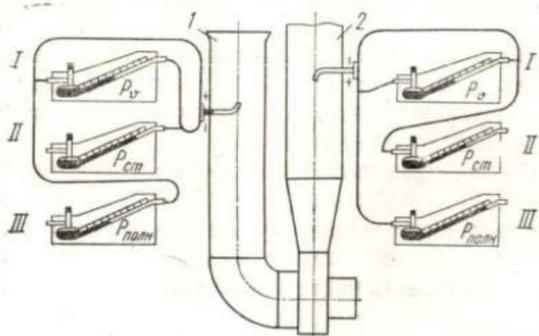


Рис. XVII.4. Схемы присоединения пневмометрической трубки к микроманометру

верхнего цилиндра предусмотрена щель 3 для замера статического давления. Эта щель с помощью внутренней трубки 4 соединяется с наконечником, помеченным знаком «—». Пневмометрическая трубка вводится в воздуховод так, чтобы ее отверстие 1 было направлено навстречу потоку воздуха. Наконечники с отметками «+» и «—» присоединяют к микроманометру.

На рис. XVII.3 показан микроманометр ЦАГИ, состоящий из резервуара в обойме, стеклянной капиллярной трубки с миллиметровыми делениями, пластины со штифтом и отверстиями, дающими возможность переставлять его для изменения угла наклона стеклянной трубки, соединенной с резервуаром. Предусмотренные в пластине отверстия соответствуют величинам синусов угла наклона трубки к горизонту — 0,125; 0,25 и 0,5. Шланги от пневмометрической трубки присоединяют к наконечникам микроманометра. Правильность установки микроманометра проверяют по уровням (продольному и поперечному), размещенным на станине прибора. В резервуар через отверстие заливают спирт.

Значение любого давления p , Па, определяют по формуле

$$p = \rho g (h - h_0) \sin \alpha \cdot 10^{-3}, \quad (\text{XVII.2})$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3 (для спирта 800—820 кг/м^3); g — ускорение свободного падения, м/с^2 ; h — отсчет (в момент замера) по шкале, мм; h_0 — начальный (до опыта) отсчет по шкале, мм; α — угол наклона трубки к горизонту, град.

Измерив в заданной точке динамическое давление, Па,

$$p_v = \frac{\rho v^2}{2}, \quad (\text{XVII.3})$$

можно определить и скорость движения воздуха v , м/с , в этой точке:

$$v = \sqrt{2p_v/\rho}. \quad (\text{XVII.4})$$

Микроанемометром ЦАГИ помимо давления можно измерять с точностью $\pm 5\%$ скорости (не менее 2 м/с). Для измерения скоростей воздуха меньше 2 м/с применяют анемометры.

Приборы для определения скорости движения воздуха. Для определения скорости движения воздуха в диапазоне от 0,4 до 15 м/с применяют крыльчатые анемометры (рис. XVII.5), а в диапазоне от 1 до 35 м/с — чашечные анемометры (рис. XVII.6).

Крыльчатый анемометр состоит из колеса с алюминиевыми крыльями, расположенными под углом 45° к плоскости, перпендикулярной оси колеса. Ось колеса соединена со счетчиком оборотов. При помощи рычажка счетчик оборотов может включаться и выключаться. Под воздействием проходящего через колесо потока воздуха последнее вращается. Движение колеса передается стрелке, движущейся по циферблату.

В чашечном анемометре крылья заменены чашечками. Этот анемометр состоит из колеса в виде креста с четырьмя чашечками (полушариями) и счетного механизма, который воспринимает вращение колеса. В связи с большой инерцией в этом приборе им можно измерять лишь скорости, превышающие 1 м/с . Погрешность измерения этим анемометром не превышает 0,2 м/с .

При измерении скорости крыльчатые анемометры устанавливают так, чтобы

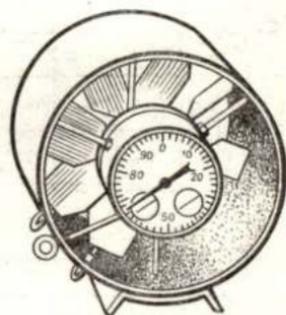


Рис. XVII.5. Крыльчатый анемометр



Рис. XVII.6. Чашечный анемометр

их ось была параллельна потоку воздуха. После этого одновременно включают механизм отсчета и секундомер. По истечении 0,5—1 мин секундомер и анемометр одновременно останавливают. Затем находят разность начальных и конечных показаний и устанавливают число оборотов за 1 с, после чего по тарировочному графику определяют скорость движения воздуха в м/с. Одни и те же измерения следует проводить дважды. При разности в отсчетах при первом и втором измерениях более чем 3% проводят измерение в третий раз. Среднее из двух отсчетов принимают за результат измерения.

Чтобы найти среднюю скорость в сечении, необходимо последнее разбить на несколько равновеликих площадок. Скорости из-

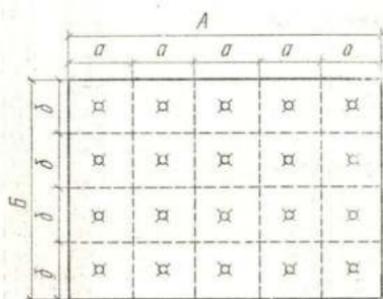


Рис. XVII.7. Равновеликие площадки при прямоугольных воздуховодах

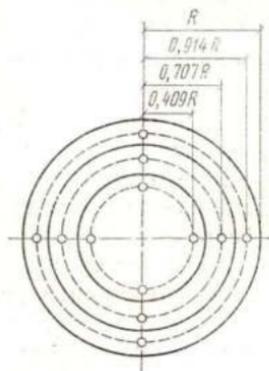


Рис. XVII.8. Равновеликие площадки при круглом сечении воздуховодов

меряют для каждой площадки отдельно. Среднюю скорость $v_{ср}$, м/с, определяют по выражению

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + \dots + v_n}{n}, \quad (\text{XVII.5})$$

где n — число площадок.

Согласно найденной скорости определяют объем воздуха, перемещающегося в воздуховоде, м³/ч:

$$V = Fv_{ср} \cdot 3600, \quad (\text{XVII.6})$$

где F — площадь сечения, через которую проходит воздух, м².

Для измерения скоростей в прямоугольных воздуховодах их поперечное сечение $A \times B$ разбивают на несколько равновеликих площадок $a \times b$ (рис. XVII.7). Форма площадок должна быть близка к квадрату, а их число составлять не менее девяти при размере каждой площадки не более 0,05 м². Скорость определяют в центре каждой площадки. Для измерения скоростей в воздуховодах круглого сечения равновеликие площадки должны быть концентричны и иметь форму колец (рис. XVII.8). В каждом кольце должно быть

четыре точки измерения скоростей, лежащих на окружности, делящей площадь кольца также на равновеликие части. Разбивку следует производить так, чтобы в воздуховодах с диаметром до 200 мм было три кольца, с диаметром до 400 мм — четыре, с диаметром до 700 мм — пять, с диаметром более 700 мм — пять-шесть колец. Расстояние от центра воздуховода до точек замера, мм, может быть определено по формуле

$$r_n = R \sqrt{\frac{2n-1}{2m}}, \quad (\text{XVII.7})$$

где R — радиус круглого воздуховода, мм; n — порядковый номер кольца от центра воздуховода; m — число колец, на которое разбит воздуховод.

Приборы для измерения относительной влажности воздуха. Для измерения относительной влажности в отопительно-вентиляционной практике наиболее часто применяют психрометр Ассмана (рис. XVII.9). Ртутные баллоны двух термометров психрометра размещены в полированных и никелированных снаружи металлических трубках. Через эти трубки с помощью вентилятора, размещенного над ними, просасывается воздух. Вентилятор приводится в действие после специального завода. Один из термометров психрометра сухой, а другой мокрый (баллон его обернут марлей, смоченной водой). Имея показания мокрого и сухого термометров психрометра, по $i-d$ -диаграмме можно определить относительную влажность воздуха. Предположим, что температура мокрого термометра, по психрометру Ассмана, $t_m = 20^\circ \text{C}$, а сухого — $t_c = 25^\circ \text{C}$. Находим на $i-d$ -диаграмме (рис. XVII.10) изотерму, соответствующую температуре мокрого термометра, и точку A ее пересечения с кривой $\varphi=1$. Из точки A по направлению линии $i_A = \text{const}$ проводим прямую до пересечения с изотермой сухого термометра t_c в точке B . Эта точка лежит на кривой $\varphi = 0,64$. Следовательно, относительная влажность воздуха помещения равна 64%.

Для измерения влажности применяют и самопишущие приборы — гигрографы. Они устроены и работают по тому же принципу, что и термографы.

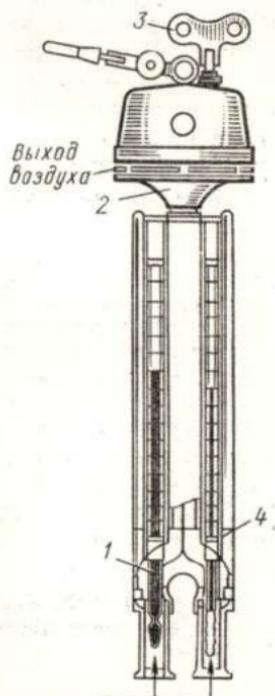


Рис. XVII.9. Психрометр Ассмана

1 — сухой термометр; 2 — вентилятор; 3 — завод вентилятора; 4 — мокрый термометр

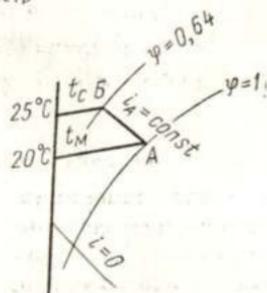


Рис. XVII.10. Определение относительной влажности по показаниям сухого и мокрого термометров

§ 73. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Правильно запроектированные и смонтированные системы вентиляции не будут эффективно работать при отсутствии надлежащего ухода за ними. После окончания монтажа, как уже указывалось, вентиляционные системы должны быть отрегулированы, а затем сданы обслуживающему персоналу.

Вентиляционные установки промышленных предприятий должны работать в соответствии с графиком, составленным для каждого рабочего помещения. При выделении в помещениях вредных паров, газов и пыли пуск вентиляционных установок должен производиться за 15 мин до начала работы, а в остальных цехах — одновременно с началом работы. Выключаются системы вентиляции через 15 мин после окончания работы. Персонал, эксплуатирующий вентиляционные установки на промышленных предприятиях, должен быть снабжен специальной инструкцией, где приводятся сведения по специфике работы в цехе, характеру производственных процессов и режиму работы вентиляционных установок, а также обязанности обслуживающего персонала и указания о том, когда вентиляционные установки должны включаться и выключаться. При устройстве в производственных помещениях аэрации в инструкции должны быть даны указания по ее эксплуатации (степень открытия фрамуг, режим их открывания в летний, переходный и зимний периоды и пр.).

Для каждой установки необходимо вести журнал эксплуатации. В журнал заносятся данные о режиме ее работы, о дефектах в ней и жалобах со стороны работающих в цехах. Наблюдение и контроль за состоянием вентиляционных установок ведут специально выделенные для этой цели люди. Ответственность за состояние и нормальное использование вентиляционных установок в цехе несет начальник цеха. Непосредственно за работу вентиляционных установок отвечает энергетик или механик цеха. Он должен следить за своевременным ремонтом, сроками и качеством очистки фильтров, воздухопроводов, режимом работы вентиляционных установок и выполнением правил техники безопасности.

Годовой расход тепла Q , кДж, на подогрев воздуха в приточных системах вентиляции может быть приближенно определен по формуле

$$Q = V \rho c (t_{\text{в}} - t_{\text{ср.п}}) z, \quad (\text{XVII.8})$$

где V — объем воздуха, проходящего через вентилятор, м³/ч; ρ — плотность воздуха, кг/м³; c — удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг · °С); $t_{\text{в}}$ — температура воздуха, поступающего в помещение, °С; $t_{\text{ср.п}}$ — средняя наружная температура за период работы калориферов, °С; z — число часов работы калориферов в течение года.

Годовой расход электроэнергии $\mathcal{E}_{\text{в}}$, кВт, может быть приближенно определен по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{в}} = \frac{V p z}{1000 \cdot 3600 \eta_{\text{в}}}, \quad (\text{XVII.9})$$

где V — объем воздуха, перемещаемого вентилятором, м³/ч; p — давление, создаваемое вентилятором, Па; z — число часов работы вентиляционных установок в течение года; $\eta_{\text{в}}$ — КПД вентиляционного агрегата.

Приложение 1

РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК НЕКОТОРЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ
МАТЕРИАЛОВ

Материалы	Плотность ρ , кг/м ³	Теплопроводность λ , Вт/(м·°С)		Коэффициент теплоусвоения при периоде 24 ч, °С Вт/(м ² ·°С)		Коэффициент паропроницаемости μ , г/(м·ч·Па)
		при условиях эксплуатации				
		А	Б	А	Б	
Железобетон	2500	1,92	2,03	17,85	18,9	—
Бетон на гравии или щебне из природного камня	2400	1,74	1,86	16,7	17,2	0,004
Шлакобетон на топливных (ко- тельных) шлаках	1800	0,813	0,93	10,5	12	0,01
	1400	0,581	0,64	7,9	8,7	0,012
	1000	0,35	0,407	5,02	5,81	0,018
Шлакобетон на доменных гра- нулированных шлаках	1800	0,697	0,713	9,85	11	0,011
	1200	0,465	0,523	6,49	7,3	0,014
	1600	0,64	0,755	8,97	10,45	—
	1400	0,523	0,581	7,55	8,6	0,013
Керамзитобетон	1200	0,407	0,465	6,2	7,11	0,014
	800	0,232	0,291	3,78	4,6	0,025
	1000	0,35	0,407	5,63	6,58	0,015
Газо- и пенобетон, газо- и пе- носиликат	600	0,174	0,209	2,98	3,49	0,023
	300	0,105	0,128	1,63	1,93	0,035
	100	0,047	0,049	0,53	0,581	0,065
Вата минеральная	150	0,051	0,055	0,683	0,755	0,065
Плиты минераловатные на сян- тетическом связующем	300	0,043	0,052	0,545	0,605	—
То же, на битумном связую- щем	300	0,072	0,076	1,26	1,36	0,055
	400	0,084	0,087	1,56	1,69	0,045
Хвойные породы дерева (попе- рек волокон)	500	0,14	0,175	3,98	4,6	0,082
	500	0,291	0,349	5,75	6,51	0,042
	900	0,209	0,256	3,54	4,05	0,027
Щебень из доменного шлака	800	0,209	0,232	3,35	3,75	—
	400	0,128	0,14	1,84	2,06	—
	1800	0,697	0,814	9,08	10,15	—
	1600	0,581	0,64	7,89	8,42	—
Кирпич глиняный, обыкновен- ный, пустотелый, легковесный	1400	0,524	0,581	7	7,53	—
	1200	0,465	0,524	6,11	6,6	—
	1000	0,407	0,465	5,2	5,65	—
	1800	0,755	0,871	9,73	10,5	—
Кирпич силикатный						
	1800	0,755	0,93	9,55	11,05	—
Цементно-песчаный раствор или штукатурка из него						
	1600	0,697	0,814	8,63	9,75	—
Известково-песчаный раствор или штукатурка из него						
	600	0,174	0,174	3,33	3,33	—
Рубероид, пергамин, толь						

РАСЧЕТНЫЕ КЛИМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ОТОПИТЕЛЬНОГО ПЕРИОДА

Город	Температура, °С				Продолжительность отопительного периода $t_{0,п}$, сут	Средняя температура отопительного периода $t_{0,п}$, °С	Средняя скорость ветра за три наиболее холодных месяца v , м/с	Влажностная зона
	средняя наиболее холодной пятидневки $t_5 = t_H^B$	средняя наиболее холодных суток t_1	абсолютная мини- мальная $t_{min} = t_H^B$	расчетная вентиля- ционная t_H^A				
Алма-Ата	-25	-28	-38	-10	166	- 2,1	1,5	Сухая
Архангельск	-32	-36	-45	-19	251	- 4,7	6,2	Влажная
Ашхабад	-11	-14	-24	- 2	111	3,9	2,8	Сухая
Баку	- 4	- 6	-13	1	119	5,1	8,4	Нормальная
Верхоянск	-60	-63	-68	-51	272	-22	3	Сухая
Вильнюс	-23	-25	-37	- 9	194	- 0,9	4,6	Нормальная
Владивосток	-25	-26	-31	-16	201	- 4,8	9	Влажная
Волгоград	-22	-29	-36	-13	182	- 3	8,5	Сухая
Душанбе	-14	-17	-29	- 2	112	3,6	1,9	»
Ереван	-19	-20	-31	- 4	114	- 0,9	1,9	Нормальная
Иркутск	-38	-40	-50	-25	241	- 8,9	2,8	Сухая
Калуга	-26	-31	-46	-14	214	- 3,5	4,1	Нормальная
Караганда	-32	-35	-49	-20	212	- 7,5	7,7	Сухая
Киев	-21	-26	-32	-10	187	- 1,1	4,1	Нормальная
Кишинев	-15	-20	-32	- 7	166	0,6	5,4	Сухая
Ленинград	-25	-28	-36	-11	219	- 2,2	3	Влажная
Минск	-25	-30	-39	-10	203	- 1,2	4,8	Нормальная
Москва	-25	-32	-40	-14	205	- 3,2	4,4	»
Новосибирск	-39	-42	-50	-24	227	- 9,1	3	Сухая
Одесса	-18	-22	-29	- 6	168	0,8	8,5	»
Рига	-20	-25	-35	- 9	205	- 0,6	5,9	Нормальная
Ростов-на-Дону	-22	-27	-33	- 8	175	- 1,1	5,8	Сухая
Таллин	-21	-25	-32	- 9	221	- 0,8	6	Влажная
Ташкент	-15	-18	-30	- 6	130	2,4	2,1	Сухая
Тбилиси	- 7	-10	-23	0	152	4,2	3,9	Нормальная
Фрунзе	-23	-27	-38	- 9	157	- 0,9	1,6	Сухая
Хабаровск	-32	-34	-43	-23	205	-10,1	5,7	Нормальная
Харьков	-23	-28	-36	-11	189	- 2,1	5,2	Сухая
Челябинск	-29	-35	-45	-20	216	- 7,1	4,5	»
Чита	-38	-41	-49	-30	240	-11,6	2,2	»

ТЕРМИЧЕСКИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗАМКНУТЫХ ВОЗДУШНЫХ ПРОСЛОЕК $R_{в. и}$

Толщина прослойки, мм	$R_{в. и}$, м ² ·°С/Вт, для прослоек			
	горизонтальных при потоке тепла снизу вверх и вертикальных		горизонтальных при потоке тепла сверху вниз	
	при температуре воздуха в прослойке			
	положительной	отрицательной	положительной	отрицательной
10	0,13	0,146	0,13	0,155
20	0,138	0,155	0,155	0,19
30	0,138	0,164	0,164	0,205
50	0,138	0,172	0,172	0,224
00	0,147	0,18	0,18	0,232
150	0,155	0,18	0,19	0,24
200—300	0,155	0,19	0,19	0,24

ПОПРАВочный КОЭФФИЦИЕНТ n НА РАСЧЕТНУЮ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР $t_{в} - t_{п}$

Ограждения	n
Наружные стены, покрытия, перекрытия над проездами	1
Чердачные перекрытия со стальной, черепичной или асбестоцементной кровлей по разреженной обрешетке и покрытия с вентилируемыми прослойками	0,9
Перекрытия над холодными подпольями, расположенными выше уровня земли	0,75
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами, расположенными ниже уровня земли, с окнами в наружных стенах	0,6
То же, без окон	0,4

НОРМИРУЕМЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ТРЕБУЕМОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ R_0^{TP} ЗАПОЛНЕНИЯ СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ (ОКОН И БАЛКОННЫХ ДВЕРЕЙ)

Помещения	Расчетная разность температур $t_{в}-t_{н}$, °C	R_0^{TP} , м ² ·°C/Вт
Больниц, поликлиник, детских яслей-садов, жилых зданий и школ	≤ 25	0,17
	26—44	0,345
	45—49	0,38
	≥ 50	0,515
Общественных зданий	≤ 30	0,17
	30—49	0,3
	50—65	0,48
Производственных зданий с сухим и нормальным влажностным режимом	≤ 35	0,155
	36—49	0,31
	≥ 50	0,31
Зданий с влажным и мокрым режимом	≤ 30	0,155
	≥ 30	0,31
Производственных зданий с избытками явного тепла, превышающими 23,2 Вт/м ³	Любая	0,155

СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ R_0 И КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ K ЗАПОЛНЕНИЯ СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ (ОКОН И БАЛКОННЫХ ДВЕРЕЙ) И НАРУЖНЫХ ДВЕРЕЙ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОПOTЕРЬ В ЗДАНИЯХ

Конструкция заполнения световых проемов и наружных дверей	R_0 , м ² ·°C/Вт, для крупнопанельных зданий	K , Вт/(м ² ·°C), для зданий	
		крупнопанельных	кирпичных
Одинарное остекление в деревянном переплете	0,17	5,8	—
Двойное остекление в спаренных переплетах	0,345	2,9	3,5
То же, в отдельных переплетах	0,38	2,65	3,13
Магазинные витрины вентилируемые	0,215	4,65	4,65
Наружные двери и ворота одинарные	0,215	4,65	4,65
То же, двойные	0,43	2,32	2,32

ТАБЛИЦА ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ
ПРИ $t_r = 95^\circ \text{C}$, $t_o = 70^\circ \text{C}$ И $k = 0,2 \text{ ММ}$

Удельные потери давле- ния на трение R, Па/м	Количество проходящей воды G, кг/ч (верхняя строка), и скорость движения воды v, м/с (нижняя строка), по трубам стальным водогазопро- водным (газовым) обыкновенным (ГОСТ 3262-75) условным проходом d, мм									
	15	20	25	32	40	50	70			
1	{ 16,5 0,023	{ 36 0,028	{ 69 0,034	{ 148 0,041	{ 210 0,045	{ 409 0,052	{ 788 0,06			
1,2	{ 17,5 0,025	{ 40 0,031	{ 76 0,037	{ 164 0,045	{ 229 0,048	{ 454 0,059	{ 872 0,067			
1,4	{ 19 0,027	{ 44 0,034	{ 84 0,041	{ 180 0,049	{ 249 0,052	{ 496 0,064	{ 948 0,073			
1,6	{ 21 0,03	{ 47 0,037	{ 96 0,045	{ 191 0,053	{ 269 0,057	{ 535 0,069	{ 1016 0,075			
1,8	{ 22 0,031	{ 50 0,039	{ 108 0,051	{ 197 0,054	{ 287 0,06	{ 571 0,073	{ 1077 0,082			
2	{ 24 0,033	{ 53 0,042	{ 111 0,054	{ 203 0,057	{ 304 0,064	{ 606 0,078	{ 1137 0,087			
2,4	{ 26 0,037	{ 59 0,046	{ 120 0,057	{ 223 0,062	{ 338 0,071	{ 671 0,087	{ 1258 0,096			
2,8	{ 28 0,041	{ 64 0,05	{ 130 0,064	{ 244 0,068	{ 368 0,077	{ 729 0,096	{ 1377 0,106			
3,2	{ 31 0,044	{ 72 0,058	{ 140 0,068	{ 263 0,073	{ 396 0,083	{ 774 0,102	{ 1438 0,114			
3,6	{ 33 0,047	{ 80 0,062	{ 143 0,071	{ 281 0,078	{ 422 0,089	{ 818 0,108	{ 1576 0,121			
4	{ 35 0,05	{ 85 0,065	{ 146 0,073	{ 299 0,082	{ 448 0,094	{ 861 0,115	{ 1667 0,128			
5	{ 40 0,057	{ 95 0,073	{ 157 0,074	{ 336 0,093	{ 507 0,107	{ 971 0,13	{ 1898 0,145			
6	{ 44 0,063	{ 103 0,08	{ 169 0,082	{ 373 0,103	{ 559 0,118	{ 1081 0,144	{ 2090 0,16			
7	{ 48 0,069	{ 111 0,086	{ 184 0,089	{ 406 0,112	{ 601 0,126	{ 1172 0,152	{ 2269 0,174			
8	{ 55 0,082	{ 113 0,088	{ 199 0,097	{ 434 0,12	{ 642 0,135	{ 1236 0,161	{ 2470 0,187			
9	{ 57 0,084	{ 119 0,092	{ 212 0,103	{ 463 0,128	{ 684 0,144	{ 1354 0,171	{ 2,593 2,199			
10	{ 59 0,087	{ 126 0,097	{ 225 0,109	{ 490 0,136	{ 726 0,151	{ 1445 0,182	{ 2744 0,21			

Удельные потери давле- ния на трение R Па/м	Количество проходящей воды G , кг/ч (верхняя строка), и скорость движения воды v , м/с (нижняя строка), по трубам стальным водогазопро- водным (газовым) обыкновенным (ГОСТ 3262-75) условным проходом d , мм						
	15	20	25	32	40	50	70
12	63 0,093	140 0,108	248 0,12	537 0,149	809 0,17	1583 0,201	3011 0,23
14	67 0,098	151 0,117	269 0,131	579 0,16	876 0,184	1720 0,218	3246 0,248
16	70 0,103	163 0,126	289 0,141	621 0,172	937 0,197	1858 0,236	3428 0,266
18	74 0,108	174 0,135	309 0,15	663 0,184	997 0,21	1974 0,251	3718 0,284
20	77 0,114	184 0,142	332 0,161	705 0,195	1058 0,222	2090 0,265	3953 0,302
24	84 0,124	204 0,157	360 0,175	778 0,215	1166 0,245	2291 0,291	4327 0,331
28	91 0,135	221 0,171	391 0,19	840 0,233	1261 0,265	2645 0,312	4702 0,35
32	98 0,145	237 0,183	416 0,202	902 0,25	1357 0,284	2740 0,334	5043 0,383
36	106 0,156	256 0,195	441 0,214	964 0,267	1444 0,304	2814 0,356	5350 0,409
40	112 0,164	267 0,206	467 0,226	1026 0,284	1524 0,321	2973 0,376	5657 0,433
50	126 0,186	297 0,23	530 0,257	1149 0,318	1710 0,36	3336 0,422	6339 0,485
60	139 0,205	324 0,25	593 0,288	1270 0,352	1866 0,393	3699 0,468	6971 0,533
70	151 0,223	351 0,271	635 0,308	1369 0,379	2022 0,426	3988 0,504	7534 0,576
80	162 0,239	377 0,291	677 0,328	1467 0,406	2178 0,458	4276 0,54	8066 0,618
90	173 0,255	404 0,312	719 0,348	1554 0,43	2309 0,486	4543 0,574	8567 0,655
100	183 0,269	430 0,332	759 0,369	1632 0,452	2431 0,512	4788 0,605	9035 0,691
120	201 0,295	469 0,362	835 0,405	1786 0,494	2674 0,563	5250 0,664	9899 0,757
140	216 0,318	507 0,392	904 0,438	1939 0,537	2895 0,609	5686 0,719	10 584 0,81
160	229 0,338	546 0,422	972 0,471	2079 0,575	3095 0,651	6093 0,77	11 269 0,862
180	243 0,358	584 0,451	1028 0,499	2201 0,609	3294 0,693	6473 0,818	11 953 0,914

**КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ζ
ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ
(ПРИБЛИЖЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ)**

Элементы систем отопления	ζ при условном проходе труб d , мм					
	15	20	25	32	40	≥ 50
Радиаторы двухколонные	2	2	2	2	2	2
Котлы:						
чугунные	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
стальные	2	2	2	2	2	2
Внезапное расширение	1	1	1	1	1	1
» сужение	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Отступы	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Компенсаторы:						
П-образные	2	2	2	2	2	2
сальниковые	0,5	0,5	0,5	1,5	0,5	0,5
Отводы:						
90° и утки	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
двойные узкие	2	2	2	2	2	2
» широкие	1	1	1	1	1	1
Скобы	3	2	2	2	2	2
Тройники:						
на проходе	1	1	1	1	1	1
» ответвлении	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
» противотоке	3	3	3	3	3	3
Крестовины:						
на проходе	2	2	2	2	2	2
» ответвлении	3	3	3	3	3	3
Вентили:						
обыкновенные	16	10	9	9	8	7
прямоточные	3	3	3	2,5	2,5	2
Задвижки	—	—	0,5	0,5	0,5	0,5
Краны:						
проходные	4	2	2	2	—	—
двойной регулировки	4	2	2	—	—	—
Трехходовой кран:						
при повороте потока	3	3	4,5	—	—	—
» прямом проходе	2	1,5	2	—	—	—

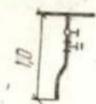
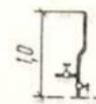
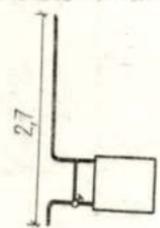
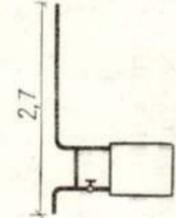
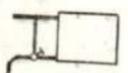
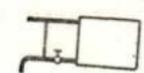
**ЗНАЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ p_d
ДЛЯ РАСЧЕТА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНЫХ
СОПРОТИВЛЕНИЯХ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ
ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ**

Скорость движения воды v , м/с	p_d , Па	Скорость движения воды v , м/с	p_d , Па	Скорость движения воды v , м/с	p_d , Па
0,01	0,05	0,25	30,44	0,49	117,71
0,02	0,2	0,26	33,34	0,5	122,61
0,03	0,45	0,27	36,29	0,51	127,52
0,04	0,8	0,28	38,25	0,52	131,37
0,05	1,23	0,29	41,19	0,53	138,31
0,06	1,77	0,3	44,13	0,54	143,21
0,07	2,45	0,31	47,08	0,55	149,09
0,08	3,14	0,32	49,99	0,56	154
0,09	4,02	0,33	53,93	0,57	159,88
0,1	4,9	0,34	56,88	0,58	165,77
0,11	5,98	0,35	59,82	0,59	170,67
0,12	7,06	0,36	63,74	0,6	176,55
0,13	8,34	0,37	67,67	0,61	183,42
0,14	9,61	0,38	70,61	0,62	189,3
0,15	11,08	0,39	74,53	0,65	207,88
0,16	12,56	0,4	78,45	0,68	227,48
0,17	14,22	0,41	82,37	0,71	248,07
0,18	15,89	0,42	86,3	0,74	268,67
0,19	17,75	0,43	91,2	0,77	291,23
0,2	19,61	0,44	95,13	0,8	314,79
0,21	21,57	0,45	99,08	0,85	355
0,22	23,53	0,46	103,98	0,9	398,18
0,23	26,48	0,47	108,89	0,95	443,29
0,24	28,44	0,48	112,81	1	490,3

**УДЕЛЬНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ДАВЛЕНИЯ,
ПРИВЕДЕННЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ ТРЕНИЯ
И УДЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПРОТИВЛЕНИЯ
ТРУБ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ**

Диаметр труб, мм	G/v , $\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1} / (\text{м} \cdot \text{с}^{-1})$	$\Lambda \cdot 10^4$, $\text{Па} / (\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2$	λ/d , 1/м	$S_{\text{тр}} \cdot 10^6$, $\text{Па} \cdot \text{м}^{-1} / (\text{кг} \cdot \text{ч}^{-1})^2$
Трубы стальные водогазопроводные обыкновенные по ГОСТ 3262—75				
15	690	1060	2,7	2860
20	1250	318	1,8	572
25	2000	123	1,4	172
32	3500	39,2	1	39,2
40	4650	23	0,8	18,5
50	7800	8,24	0,55	4,54
Трубы стальные электросварные по ГОСТ 10704—76				
57×3,5	6000	11,3	0,6	6,8
76×3	13 400	2,68	0,4	1,07
89×3,5	18 000	1,425	0,3	0,43
108×4	27 600	0,643	0,23	0,148
133×4	43 000	0,265	0,18	0,0475
159×4,5	61 000	0,1355	0,15	0,0203

**ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПРОТИВЛЕНИЯ УНИФИЦИРОВАННЫХ УЗЛОВ S
ДЛЯ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ**

Схема узла	Диаметры, мм			S·10 ⁴ , Па/(кг·ч ⁻¹) ²	Схема узла	Диаметры, мм			S·10 ⁴ , Па/(кг·ч ⁻¹) ²
	стояка	обходного участка	подводки			стояка	замыкающего участка	подводки	
	15	—	—	126		15	—	—	84
	20	—	—	28,6		20	—	—	15,9
	25	—	—	10,4		25	—	—	5,5
	15	15	15	130,8		15	15	15	101,8
	20	20	20	155,4		20	15	20	123,9
	25	20	25/20	30,9		25	20	25	31,2
	25	25	25	37					37
				14,8					9,3
				18,5					11,2
				10,3					
				12,3					
	15	15	15	49,3		15	15	15	23
	20	20	20	73,5		20	15	20	43,1
	25	20	25/20	14,3		25	20	25	15
	25	25	25	20,4					20,1
				10,7					4,71
				13,8					6,28
				5,7					
				7,65					

Примечание. Над чертой даны значения S при прямых подводках от стояка к радиатору, под чертой — при подводке с утками.

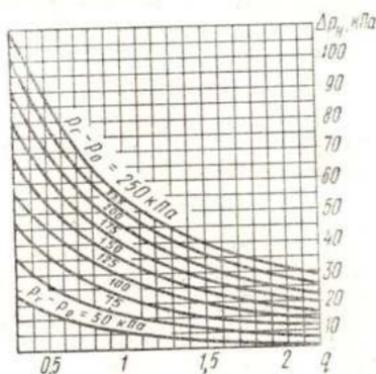
Приложение 12

КОЭФФИЦИЕНТ ЗАТЕКАНИЯ α ДЛЯ УЗЛОВ С РАДИАТОРАМИ СЕКЦИОННЫМИ И ПАНЕЛЬНО-КОЛОНЧАТЫМИ (ПРИБЛИЖЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ)

Узел с краном	α при присоединении радиаторов	
	одностороннем	двухстороннем
Трехходовым	1	0,5
Проходным при замыкающем участке:		
смещенном	0,5	0,2
осевом	0,33	0,17

Приложение 13

НАСОСНОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ Δp_n В СИСТЕМЕ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ЗАВИСИМОЙ СХЕМЕ ПРИСОЕДИНЕНИЯ И СМЕШЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ЭЛЕВАТОРЕ
 (p_r и p_o — давление в подающем и обратном наружных теплопроводах; q — коэффициент смешения)



Приложение 14

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СУХОГО НАСЫЩЕННОГО ВОДЯНОГО ПАРА (ПО ВУКАЛОВИЧУ)

Давление $p_{изб.}$, МПа	Температура t , °C	Плотность, кг/м ³		Энтальпия, кДж/кг		Теплота парообразования r , кДж/кг
		воды q'	пара q''	воды h'	пара h	
0	99,09	959	0,58	416	2677	2261
0,02	104,25	955,3	0,687	438	2685	2247
0,04	108,74	952	0,794	457	2691	2234
0,06	112,73	949	0,9	475	2698	2223
0,08	116,33	946,1	1,005	489	2703	2214

Давление $P_{\text{взб}}$, МПа	Темпера- тура t , °С	Плотность, кг/м ³		Энтальпия, кДж/кг		Теплота парообразо- вания r , кДж/кг
		воды ρ'	пара ρ''	воды t'	пара t''	
0,1	119,62	943,4	1,109	502	2708	2206
0,12	122,65	941	1,212	515	2712	2197
0,14	125,46	938,7	1,315	527	2716	2189
0,16	128,08	936,5	1,417	538	2720	2182
0,18	130,55	934,5	1,52	550	2724	2174
0,2	132,88	932,3	1,621	558	2726	2168
0,25	138,19	927,7	1,873	581	2734	2153
0,3	142,92	923,4	2,124	602	2740	2138
0,35	147,2	919,5	2,373	620	2745	2125
0,4	151,11	915,9	2,62	637	2750	2113
0,5	158,08	909,3	3,111	668	2758	2090
0,6	164,17	903,3	3,6	694	2765	2071
0,7	169,61	897,8	4,085	718	2770	2052
0,8	174,53	892,7	4,568	739	2775	2036
0,9	179,04	888	5,051	759	2779	2020
1	183,2	883,5	5,531	779	2783	2004

Приложение 15

**ТАБЛИЦА ДЛЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ
НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ (P ОТ 0,005 ДО 0,02 МПа)
ПРИ $k=0,2$ ММ**

Удельные потери давления на трение R , Па/м	Количество проходящего тепла Q , Вт (верхняя строка), и скорость движения пары v , м/с (нижняя строка), по трубам стальным водогазопроводным (газовым) обыкновенным (ГОСТ 3262—75) условным проходом, мм						
	15	20	25	32	40	50	70
5	790	1510	2380	5260	8010	15 760	30 050
	2,92	2,92	2,92	3,67	4,23	5,1	5,75
10	918	2066	3541	7727	11 457	23 015	43 200
	3,43	3,89	4,34	5,4	6,05	7,43	8,35
15	1090	2490	4395	10 000	14 260	28 500	53 400
	4,07	4,88	5,45	6,65	7,64	9,31	10,35
20	1239	2920	5240	11 120	16 720	33 050	61 900
	4,55	5,65	6,41	7,8	8,83	10,85	12,1
30	1500	3615	6340	13 700	20 750	40 800	76 600
	5,55	7,01	7,77	9,6	10,95	13,2	14,95
40	1759	4220	7330	16 180	24 190	47 800	89 400
	6,51	8,2	8,98	11,3	12,7	15,3	17,35
60	2219	5130	9310	20 500	29 550	58 900	110 700
	8,17	9,94	11,4	14	15,6	19,03	21,4
80	2570	5970	10 630	23 100	34 400	67 900	127 600
	9,55	11,6	13,15	16,3	18,4	22,1	24,8
100	2900	6820	11 900	25 650	38 400	76 000	142 900
	10,7	13,2	14,6	17,9	20,35	24,6	27,6
150	3520	8323	14 678	31 707	47 358	93 495	168 200
	13	16,1	18	22,15	25	30,2	33,4
200	4052	9703	16 975	36 545	55 568	108 210	202 800
	15	18,8	20,9	25,5	29,4	35	38,9
300	5049	11 939	20 778	45 140	68 360	132 870	250 000
	18,7	23,2	25,6	31,6	35,6	42,8	48,2

ЗНАЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ p_d ДЛЯ РАСЧЕТА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Скорость движения пара v , м/с	p_d , Па	Скорость движения пара v , м/с	p_d , Па	Скорость движения пара v , м/с	p_d , Па	Скорость движения пара v , м/с	p_d , Па
3	2,9	10	31,8	17	92	24	183
3,5	4	10,5	35	17,5	97	24,5	191
4	5,1	11	38,6	18	103	25	200
4,5	6,5	11,5	42	18,5	109	25,5	208
5	8	12	45,9	19	114	26	215
5,5	9,6	12,5	49,6	19,5	121	26,5	223
6	11,5	13	53,7	20	128	27	231
6,5	13,5	13,5	57	20,5	134	27,5	240
7	15,6	14	62	21	140	28	250
7,5	18	14,5	67	21,5	147	28,5	259
8	20,4	15	72	22	154	29	268
8,5	23	15,5	77	22,5	160	29,5	277
9	25,7	16	82	23	168	30	287
9,5	28,5	16,5	87	23,5	175		

ТАБЛИЦА ДЛЯ ПОДБОРА ДИАМЕТРОВ СУХИХ И МОКРЫХ КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Диаметр трубопровода, мм	Количество тепла, выделяющегося при конденсации пара, кВт, в конденсатопроводе				
	сухим на участках		мокрым при общей длине его горизонтальных и вертикальных участков, м		
	горизонтальном	вертикальном	<50	50—100	>100
15	4,7	7	33	21	9,3
20	17,5	26	82	53	29
25	33	49	145	93	47
32	79	106	310	200	100
40	120	180	440	290	135
50	250	370	760	465	250
76×3	580	875	1750	1250	580
89×3,5	870	1300	2650	1750	875
108×4	1050	2150	4100	2700	1450

**ТЕМПЕРАТУРА t , °С, ПЛОТНОСТЬ ρ , кг/м³,
ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ d , г/кг, ПРИ ПОЛНОМ
НАСЫЩЕНИИ ВОЗДУХА ВОДЯНЫМ ПАРОМ
И ДАВЛЕНИИ 0,1 МПа**

t	ρ	d	t	ρ	d	t	ρ	d
-20	1,396	0,8	2	1,284	4,48	24	1,189	18,8
-19	1,394	0,86	3	1,279	4,77	25	1,185	20
-18	1,385	0,93	4	1,275	5,1	26	1,181	21,4
-17	1,379	1,04	5	1,27	5,4	27	1,177	22,6
-16	1,374	1,11	6	1,265	5,79	28	1,173	24
-15	1,368	1,2	7	1,261	6,21	29	1,169	25,6
-14	1,363	1,3	8	1,256	6,65	30	1,165	26,2
-13	1,358	1,4	9	1,252	7,13	31	1,161	28,8
-12	1,353	1,5	10	1,248	7,63	32	1,157	30,6
-11	1,348	1,65	11	1,243	8,15	33	1,154	32,5
-10	1,342	1,8	12	1,239	8,75	34	1,15	34,4
-9	1,337	1,93	13	1,235	9,35	35	1,146	35,6
-8	1,332	2,08	14	1,23	9,97	36	1,142	38,8
-7	1,327	2,25	15	1,226	10,6	37	1,139	41,1
-6	1,322	2,4	16	1,222	11,4	38	1,135	43,5
-5	1,317	2,6	17	1,217	12,1	39	1,132	46
-4	1,312	2,8	18	1,213	12,9	40	1,128	48,8
-3	1,308	3,1	19	1,209	13,8	41	1,124	51,7
-2	1,303	3,3	20	1,205	14,7	42	1,121	54,8
-1	1,298	3,58	21	1,201	15,6	43	1,117	58
0	1,293	3,9	22	1,197	16,8	44	1,114	61,3
1	0,288	4,15	23	1,193	17,7	45	1,11	65

**РАСЧЕТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА И НОРМЫ КРАТНОСТИ
ОБМЕНА ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ**

Таблица 1. Жилые здания и общежития

Помещения	Расчетная температура, °С	Кратность обмена или количество удаляемого из помещения воздуха, ч ⁻¹	
		приток	вытяжка
Жилая комната квартиры или общежития	18	—	3 м ³ на 1 м ² площади
Кухня квартиры, кухня и кубовая общежития негазифицированные	15	—	Не менее 60 м ³
Кухня квартиры или общежития газифицированная, оборудованная плитами: двухконфорочными	15	—	» » 60 »

Помещения	Расчетная температура, °С	Кратность обмена или количество удаляемого из помещения воздуха, ч ⁻¹	
		приток	вытяжка
трехконфорочными	—	—	Не менее 75 м ³
четыреконфорочными	—	—	» » 90 »
Ванная индивидуальная	25	—	25 м ³
Уборная индивидуальная	16	—	25 »
Совмещенный санитарный узел	25	—	50 »
Ванная и душевая общие	25	—	5
Лестничная клетка квартирного дома	16	—	—
Коридор, лестничная клетка общежития	18	—	—
Кладовая и бельевая общежития	16	—	1

Примечания: 1. В районах с $t_5 = -31^\circ\text{C}$ и ниже расчетную температуру воздуха в жилых комнатах квартир и общежитий надлежит принимать равной 20°C .

2. В угловых помещениях квартир расчетная температура воздуха должна быть на 2°C выше указанной в таблице.

Таблица 2. Детские ясли-сады

Помещения	Расчетная температура °С, в климатических районах и подрайонах			Кратность обмена, ч ⁻¹	
	IА, IБ и II	IB и ID	II, III и IV	приток	вытяжка
Игровая-столовая, приемная младшей группы ясельного возраста	23	22	21	—	1,5
Групповая, приемная средней и старшей групп ясельного возраста	21	20	19	—	1,5
Спальня-веранда и раздевальная	19	18	18	—	1,5
Туалетные	20—22	20—22	20—22	—	2
Комната для музыкальных и гимнастических занятий	18	18	18	—	1,5
Изолятор, медицинская комната	22	22	22	—	1,5
Комната персонала	18	18	18	—	0,5
Стиральная-разборочная	18	18	18	5	5
Сушильная-гладильная	16	16	16	5	5

ТАБЛИЦА ДЛЯ РАСЧЕТА КРУГЛЫХ СТАЛЬНЫХ ВОЗДУХОВОДОВ ПРИ $t=20^{\circ}\text{C}$

$\frac{v^2}{2}$ Па	D, м/с	Количество проходящего воздуха, м ³ /ч (верхняя строка), и потери давления на трение, Па/м (нижняя строка), при внутреннем диаметре воздуховода, мм																
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630
0,006	0,1	2,8 0,004	3,4 0,00	4,42 0,003	5,64 0,003	7,2 0,002	9,2 0,002	11,3 0,002	14,3 0,001	18 0,001	22 0,001	28 0,001	36 0,001	45 0,001	57 0,001	71 0,001	89 —	112 —
0,0245	0,2	5,6 0,01	6,8 0,01	8,8 0,009	11,1 0,008	14,5 0,007	18,3 0,006	22,6 0,0055	28,6 0,005	35 0,004	44 0,004	56 0,003	71 0,003	90 0,002	114 0,002	141 0,002	177 0,001	224 0,001
0,054	0,3	8,4 0,03	10,2 0,02	13,3 0,02	16,8 0,02	21,7 0,01	27,5 0,01	33,9 0,01	42,9 0,01	53 0,008	66 0,007	84 0,006	107 0,005	136 0,005	172 0,004	212 0,004	267 0,003	336 0,003
0,096	0,4	11,3 0,04	13,7 0,04	17,7 0,03	22,1 0,03	28,9 0,02	36,6 0,02	45 0,02	57,2 0,02	71 0,01	89 0,01	112 0,01	142 0,009	181 0,08	229 0,007	283 0,006	354 0,005	449 0,001
0,15	0,5	14,1 0,06	17,1 0,06	22,1 0,05	27,7 0,04	36,2 0,04	45,8 0,03	56,5 0,03	71,5 0,02	88 0,02	111 0,03	140 0,02	178 0,01	226 0,01	286 0,01	353 0,009	443 0,008	561 0,006
0,215	0,6	16,9 0,09	20,5 0,08	26,5 0,07	33,2 0,06	43,4 0,05	54,9 0,04	67,8 0,04	85,8 0,03	106 0,03	133 0,02	168 0,02	214 0,02	271 0,01	343 0,01	424 0,01	532 0,01	673 0,009
0,294	0,7	19,8 0,12	23,9 0,1	30,9 0,09	38,8 0,08	50,0 0,06	64,1 0,06	79,1 0,05	100 0,04	124 0,04	155 0,03	196 0,03	249 0,02	317 0,02	401 0,02	495 0,02	620 0,02	785 0,01
0,382	0,8	22,6 0,15	27,3 0,13	36,3 0,11	44 0,1	57,9 0,08	73,2 0,07	90,4 0,06	114 0,05	141 0,05	177 0,04	224 0,04	285 0,03	362 0,03	458 0,02	565 0,02	709 0,02	897 0,01
0,49	0,9	25,4 0,18	30,8 0,16	39,7 0,14	49,8 0,12	65,1 0,1	82,4 0,09	102 0,08	129 0,07	159 0,06	199 0,05	252 0,04	321 0,04	407 0,03	515 0,03	636 0,02	793 0,02	1009 0,02

$\frac{v^2}{2} \rho$ Па	v, м/с	Количество проходящего воздуха, м ³ /ч (верхняя строка), и потери давления на трение, Па/м (нижняя строка), при внутреннем диаметре воздуховода, мм																	
		100	110	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560	630	
0,6	1	{28,4 0,22	{34,2 0,19	{44,2 0,17	{56,4 0,14	{72,3 0,12	{91,6 0,11	{113 0,09	{143 0,08	{177 0,07	{222 0,06	{280 0,05	{353 0,04	{452 0,04	{572 0,03	{707 0,03	{886 0,03	{1122 0,02	
0,725	1,1	{31,1 0,25	{37,6 0,23	{48,6 0,2	{60,9 0,17	{79,6 0,14	{101 0,12	{124 0,11	{157 0,09	{194 0,08	{244 0,07	{308 0,06	{392 0,05	{497 0,05	{629 0,04	{777 0,03	{975 0,03	{1254 0,03	
0,86	1,2	{33,9 0,29	{41 0,26	{53 0,23	{66,5 0,2	{86,8 0,17	{110 0,15	{136 0,13	{172 0,11	{212 0,09	{266 0,08	{376 0,07	{427 0,06	{543 0,05	{687 0,05	{848 0,04	{1063 0,04	{1346 0,03	
1,01	1,3	{36,7 0,34	{44,4 0,3	{57,4 0,26	{72 0,23	{94 0,19	{119 0,17	{147 0,15	{186 0,13	{230 0,11	{288 0,1	{365 0,08	{453 0,07	{588 0,06	{744 0,05	{918 0,05	{1152 0,04	{1458 0,03	
1,177	1,4	{39,6 0,39	{47,9 0,34	{61,8 0,29	{77,5 0,26	{101 0,22	{128 0,19	{158 0,17	{200 0,14	{247 0,13	{310 0,11	{393 0,09	{499 0,08	{633 0,07	{861 0,06	{989 0,05	{1241 0,05	{1570 0,04	
1,353	1,5	{42,4 0,44	{51,3 0,39	{66,2 0,33	{83,1 0,29	{109 0,25	{137 0,22	{170 0,19	{215 0,16	{265 0,14	{332 0,12	{421 0,11	{534 0,09	{678 0,08	{858 0,07	{1060 0,06	{1329 0,05	{1682 0,05	
1,54	1,6	{45,2 0,5	{54,7 0,44	{70,6 0,37	{88,6 0,32	{116 0,27	{147 0,24	{181 0,21	{229 0,18	{283 0,16	{354 0,14	{449 0,12	{570 0,1	{723 0,09	{916 0,08	{1130 0,07	{1418 0,05	{1795 0,05	
1,735	1,7	{48 0,53	{58,1 0,49	{75,1 0,42	{94,2 0,36	{123 0,3	{156 0,27	{192 0,24	{243 0,2	{300 0,18	{377 0,16	{477 0,13	{605 0,12	{768 0,1	{973 0,09	{1201 0,08	{1507 0,07	{1907 0,06	
1,94	1,8	{50,9 0,61	{61,5 0,54	{79,5 0,46	{99,7 0,4	{130 0,34	{165 0,29	{204 0,26	{268 0,23	{318 0,2	{399 0,17	{505 0,15	{641 0,13	{814 0,11	{1030 0,1	{1272 0,08	{1595 0,07	{2019 0,06	
2,17	1,9	{53,7 0,67	{65 0,6	{83,9 0,51	{105 0,44	{137 0,37	{174 0,32	{215 0,28	{272 0,25	{336 0,22	{426 0,19	{533 0,16	{677 0,14	{859 0,12	{1087 0,1	{1342 0,09	{1684 0,09	{2131 0,08	

2,4	2	56,5 0,73	68,4 0,65	88,3 0,56	111 0,48	145 0,41	183 0,35	226 0,26	286 0,24	353 0,21	443 0,18	561 0,15	712 0,13	904 0,11	1145 0,1	1413 0,09	1772 0,09	2245 0,08
2,64	2,1	59,3 0,8	71,8 0,71	92,7 0,61	116 0,53	162 0,45	192 0,38	237 0,33	300 0,29	371 0,25	465 0,23	589 0,2	748 0,17	950 0,15	1202 0,13	1484 0,11	1871 0,10	2355 0,08
2,9	2,2	62,2 0,87	76,2 0,77	97,1 0,66	122 0,58	169 0,49	201 0,42	249 0,36	315 0,31	389 0,27	487 0,24	617 0,21	734 0,18	995 0,16	1259 0,14	1554 0,12	1950 0,1	2468 0,09
3,18	2,3	65 0,95	78,6 0,84	101 0,71	127 0,61	172 0,53	211 0,45	266 0,4	329 0,34	406 0,30	510 0,27	645 0,23	819 0,2	1040 0,17	1316 0,15	1625 0,13	2038 0,11	2538 0,1
3,46	2,4	67,8 1,02	82,1 0,91	106 0,77	134 0,66	174 0,57	220 0,49	271 0,43	343 0,37	424 0,32	532 0,28	673 0,25	865 0,21	1085 0,18	1373 0,16	1696 0,14	2127 0,12	2692 0,10
3,75	2,5	70,6 1,1	85,5 0,98	110,4 0,83	139 0,72	181 0,6	229 0,53	282 0,46	358 0,4	442 0,35	554 0,3	701 0,27	890 0,23	1130 0,2	1431 0,17	1766 0,15	2216 0,13	2804 0,11
4,05	2,6	73,5 1,17	88,9 1,05	115 0,89	144 0,77	188 0,65	238 0,56	294 0,49	372 0,43	459 0,37	576 0,32	729 0,28	926 0,25	1176 0,21	1488 0,18	1837 0,16	2304 0,14	2916 0,12
4,36	2,7	76,3 1,26	92,3 1,11	119 0,96	150 0,83	195 0,7	247 0,6	305 0,45	386 0,4	477 0,35	598 0,3	757 0,26	962 0,23	1221 0,23	1545 0,2	1908 0,17	2393 0,15	3028 0,13
4,7	2,8	79,1 1,35	95,7 1,19	124 1,02	155 0,88	203 0,74	256 0,64	316 0,55	401 0,49	495 0,44	620 0,37	785 0,32	997 0,27	1266 0,24	1602 0,21	1978 0,18	2481 0,16	3141 0,14
5,4	3	84,8 1,53	103 1,35	133 1,16	166 1	217 0,85	275 0,73	339 0,63	429 0,55	530 0,49	665 0,42	841 0,3	1068 0,31	1356 0,27	1717 0,24	2120 0,21	2659 0,18	3365 0,16

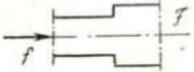
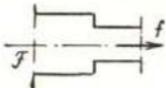
ПОПРАВочНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ β НА ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ, УЧИТЫВАЮЩИЕ ШЕРОХОВАТОСТЬ МАТЕРИАЛА ВОЗДУХОВОДОВ

$v, \text{ м/с}$	β при $k_{\Sigma}, \text{ мм}$			
	1	1,5	4	10
0,2	1,04	1,06	1,15	1,33
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48
1	1,19	1,23	1,46	1,77
2	1,25	1,35	1,65	2,04
3	1,32	1,43	1,75	2,2
4	1,37	1,5	1,85	2,32
5	1,41	1,54	1,95	2,4
6	1,45	1,58	2	2,5

Примечание. Абсолютная эквивалентная шероховатость материалов $k_{\Sigma}, \text{ мм}$:

- листовая сталь 0,1
- асбестоцементные трубы . . 0,11
- шлакогипсовые плиты . . . 1
- шлакобетонные плиты . . . 1,5
- кирпич 4
- штукатурка (по сетке) . . . 10

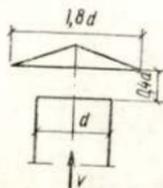
КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВОЗДУХОВОДОВ

Элементы воздуховодов	Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ
Внезапное расширение 	$\zeta = \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2$
Внезапное сужение 	$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{f}{F}\right)$

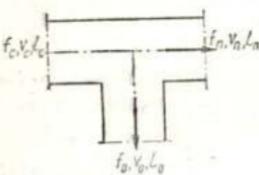
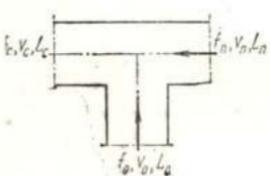
Элементы воздуховодов	Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ					
Отвод круглый, квадратный и прямоугольный	α , град . . . 30 45 60 90 120					
	ζ при R/d_{pi}					
	1 0,09 0,13 0,16 0,21 0,24					
	2 0,07 0,09 0,12 0,15 0,18					
	Примечание. Для прямоугольного отвода умножить ζ на коэффициент C :					
	a/b 0,25 0,5 1 1,5 2					
C 1,3 1,17 1 0,9 0,85						

Колено круглое, квадратное и прямоугольное	α , град . . . 30 45 60 90 120					
	ζ 0,16 0,32 0,56 1,2 2,3					
	Примечание. Для прямоугольного колена умножить ζ на коэффициент C :					
	a/b 0,25 0,5 1 1,5 2					
	C 1,1 1,07 1 0,95 0,9					

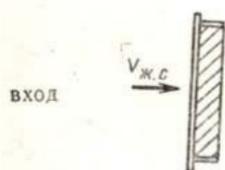
Вытяжная шахта с зонтом



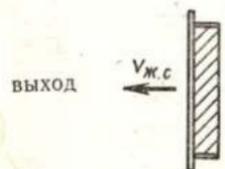
$$\zeta = 1,3$$

Элементы воздуховодов	Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ																																																																							
<p>Тройник под углом 90° на притоке воздуха</p> 	<p>При $f_0 + f_{11} > f_c$ или $f_{11} = f_c!$</p> <table border="1"> <tr> <td>$v_0/v_c \dots$</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1</td> <td>1,2</td> </tr> <tr> <td>$\zeta_{11} \dots$</td> <td>0,4</td> <td>0</td> <td>-0,1</td> <td>-0,1</td> <td>0</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>$\zeta_0 \dots$</td> <td>9,4</td> <td>6,2</td> <td>4,2</td> <td>2,3</td> <td>1,6</td> <td>1,2</td> </tr> </table> <p>При $f_0 + f_{11} = f_c$:</p> <table border="1"> <tr> <td>$v_{11}/v_c \dots$</td> <td>0,4</td> <td>0,5</td> <td>0,6</td> <td>0,8</td> <td>1</td> <td>1,2</td> </tr> <tr> <td>$\zeta_{11} \dots$</td> <td>4,4</td> <td>2</td> <td>0,8</td> <td>0,1</td> <td>0</td> <td>0,1</td> </tr> </table>	$v_0/v_c \dots$	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	$\zeta_{11} \dots$	0,4	0	-0,1	-0,1	0	-	$\zeta_0 \dots$	9,4	6,2	4,2	2,3	1,6	1,2	$v_{11}/v_c \dots$	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	$\zeta_{11} \dots$	4,4	2	0,8	0,1	0	0,1																																				
$v_0/v_c \dots$	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2																																																																		
$\zeta_{11} \dots$	0,4	0	-0,1	-0,1	0	-																																																																		
$\zeta_0 \dots$	9,4	6,2	4,2	2,3	1,6	1,2																																																																		
$v_{11}/v_c \dots$	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2																																																																		
$\zeta_{11} \dots$	4,4	2	0,8	0,1	0	0,1																																																																		
<p>Тройник под углом 90° на вытяжке воздуха</p> 	<table border="1"> <tr> <td>$L_0/L_c \dots$</td> <td>0,2</td> <td>0,4</td> <td>0,6</td> <td>0,7</td> <td>0,8</td> <td>0,9</td> </tr> </table> <p>ζ_{11} (верхняя строка) и ζ_0 (нижняя строка) при F_0/F_{11}:</p> <table border="1"> <tr> <td>0,1</td> <td>{</td> <td>0,5</td> <td>1,5</td> <td>4,1</td> <td>8,4</td> <td>20</td> <td>82</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>0,9</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>0,4</td> <td>{</td> <td>0,4</td> <td>1</td> <td>2,8</td> <td>5,2</td> <td>12,3</td> <td>69</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>0,6</td> <td>1</td> <td>1,1</td> <td>1,1</td> <td>1,1</td> <td>1,1</td> </tr> <tr> <td>0,6</td> <td>{</td> <td>0,4</td> <td>0,8</td> <td>2,2</td> <td>4,1</td> <td>9,5</td> <td>39</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>-2,7</td> <td>0,9</td> <td>1,2</td> <td>1,2</td> <td>1,2</td> <td>1,2</td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>{</td> <td>0,4</td> <td>0,7</td> <td>1,6</td> <td>2,8</td> <td>6,3</td> <td>25</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>-0,8</td> <td>-0,3</td> <td>1,3</td> <td>1,3</td> <td>1,3</td> <td>1,3</td> </tr> </table>	$L_0/L_c \dots$	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9	0,1	{	0,5	1,5	4,1	8,4	20	82			0,9	1	1	1	1	1	0,4	{	0,4	1	2,8	5,2	12,3	69			0,6	1	1,1	1,1	1,1	1,1	0,6	{	0,4	0,8	2,2	4,1	9,5	39			-2,7	0,9	1,2	1,2	1,2	1,2	1	{	0,4	0,7	1,6	2,8	6,3	25			-0,8	-0,3	1,3	1,3	1,3	1,3
$L_0/L_c \dots$	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,9																																																																		
0,1	{	0,5	1,5	4,1	8,4	20	82																																																																	
		0,9	1	1	1	1	1																																																																	
0,4	{	0,4	1	2,8	5,2	12,3	69																																																																	
		0,6	1	1,1	1,1	1,1	1,1																																																																	
0,6	{	0,4	0,8	2,2	4,1	9,5	39																																																																	
		-2,7	0,9	1,2	1,2	1,2	1,2																																																																	
1	{	0,4	0,7	1,6	2,8	6,3	25																																																																	
		-0,8	-0,3	1,3	1,3	1,3	1,3																																																																	

Жалюзийная решетка



$$\zeta = 1,2$$



$$\zeta = 2,2$$

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ СТАНДАРТНЫХ ЖАЛЮЗИЙНЫХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ РЕШЕТОК

Размер, мм	Площадь живого сечения, м ²	Пропускная способность, м ³ /ч, при скорости воздуха в живом сечении, м/с						
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
100×100	0,0087	12,5	15,6	18,7	21,8	25	28	31
150×150	0,013	18,7	23,4	28	32,7	37	42	47
150×200	0,0173	24,9	31,2	37,4	43,6	50	56	62
150×250	0,0217	31,4	38	46,8	54,6	62	70	78
150×300	0,026	37,4	46,8	56,2	65,6	75	84	94
200×200	0,0231	33,2	41,6	49,8	58,2	67	75	83
200×250	0,0289	41,6	52	62,4	72,8	83	94	104
200×300	0,0346	49,9	62,3	74,8	87	100	112	125
250×250	0,0361	52	65	78	91	104	117	130
200×350	0,0405	58,3	73	87	102	117	132	146

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Андреевский А. К. Отопление (курс лекций). Учеб. пособие. Минск, «Высшая школа», 1974, 432 с.
- Копьев С. Ф., Качанов Н. Ф. Основы теплоснабжения и вентиляции. Учебник. М., Стройиздат, 1964, 228 с.
- Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции. Учеб. пособие. 3-е изд., доп. М., «Высш. школа», 1971, 460 с.
- Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. 1. Отопление / П. Н. Каменев, А. Н. Сканави, В. Н. Богословский и др. 3-е изд., перераб. и доп. М., Стройиздат, 1975, 483 с.
- Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция / В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Титов; Под ред. В. Н. Богословского. М., Стройиздат, 1976, 439 с.
- Сканави А. Н. Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. М., Стройиздат, 1977, 135 с.
- СНиП II-3-79. Строительная теплотехника. М., Стройиздат, 1979.
- СНиП II-33-75. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М., Стройиздат, 1976.
- СНиП II-A.6-72. Строительная климатология и геофизика. М., Стройиздат, 1973.
- Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. Ч. 1. Отопление, водопровод, канализация / В. Н. Богословский, С. Ф. Копьев, Л. И. Друскин и др. Под ред. И. Г. Староверова. 3-е изд., перераб. и доп. М., Стройиздат, 1975. 429 с.
- Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха / В. Н. Богословский, И. А. Шепелев, В. М. Эльтерман и др. Под ред. И. Г. Староверова. 3-е изд., перераб. и доп. М., Стройиздат, 1978. 502 с.
- Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей / И. П. Александров, И. В. Беляйкина, А. М. Далин и др. Под ред. А. А. Николаева. М., Стройиздат, 1965, 359 с.

	Стр.
Предисловие	3
Глава I. Тепловой режим зданий	
§ 1. Метеорологические условия в помещении	5
§ 2. Основы теплопередачи	9
§ 3. Теплопередача через ограждения	12
§ 4. Теплоустойчивость ограждений	16
§ 5. Значения основных характеристик теплопередачи через ограждения	18
§ 6. Теплозащитные свойства ограждений	22
§ 7. Сопротивление воздухопроницанию ограждений	29
§ 8. Тепловлажностный режим ограждений	35
§ 9. Расчетная тепловая мощность системы отопления	39
Глава II. Классификация систем отопления	
§ 10. Требования, предъявляемые к отопительным установкам	54
§ 11. Виды систем отопления	54
§ 12. Характеристика теплоносителей для систем отопления	57
§ 13. Сравнение и область применения основных систем отопления	59
Глава III. Нагревательные приборы	
§ 14. Виды и конструкции нагревательных приборов	61
§ 15. Теплопередача нагревательных приборов	66
§ 16. Эквивалентная нагревательная поверхность и показатель тепловой напряженности металла в приборе	71
§ 17. Выбор и установка нагревательных приборов в помещении	72
§ 18. Расчет необходимой площади поверхности нагревательных приборов	74
§ 19. Регулирование теплоотдачи нагревательных приборов	78
Глава IV. Системы водяного отопления	
§ 20. Основные положения	79
§ 21. Классификация систем водяного отопления	80
§ 22. Разновидности систем водяного отопления	81
§ 23. Устройства систем водяного отопления	88
§ 24. Область применения систем водяного отопления	94
§ 25. Техничко-экономические показатели систем водяного отопления различных видов	94
Глава V. Расчет теплопроводов систем водяного отопления	
§ 26. Циркуляционное давление в системах водяного отопления	96
§ 27. Основные принципы гидравлического расчета теплопроводов систем водяного отопления	102
§ 28. Различные методы гидравлического расчета систем водяного отопления	108
§ 29. Особенности расчета однетрубных систем водяного отопления	122

Глава VI. Системы парового отопления	
§ 30.	Принцип работы систем парового отопления 134
§ 31.	Классификация систем парового отопления 135
§ 32.	Устройство систем парового отопления низкого давления 135
§ 33.	Гидравлический расчет систем парового отопления низкого давления 138
§ 34.	Устройство систем парового отопления высокого давления 144
§ 35.	Гидравлический расчет систем парового отопления высокого давления 148
Глава VII. Системы воздушного отопления	
§ 36.	Виды систем воздушного отопления 150
§ 37.	Расчет систем воздушного отопления 152
Глава VIII. Котлы и компоновка котельных установок	
§ 38.	Современные конструкции отопительных котлов 154
§ 39.	Дымовые трубы и борова 160
§ 40.	Предохранительные приспособления 160
§ 41.	Определение годового расхода топлива 162
§ 42.	Размещение котлов и основного оборудования в котельных 162
Глава IX. Теплоснабжение	
§ 43.	Централизованное теплоснабжение от районных котельных и ТЭЦ 163
§ 44.	Виды тепловых сетей 164
§ 45.	Способы прокладки теплопроводов 165
§ 46.	Присоединение потребителей к тепловым сетям 167
§ 47.	Оборудование тепловых вводов 169
Глава X. Свойства воздуха и процессы изменения его состояния	
§ 48.	Воздух и его свойства 173
§ 49.	Процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха 178
Глава XI. Основы вентиляции	
§ 50.	Вредные выделения и предельно допустимые концентрации их в помещениях 187
§ 51.	Основы организации воздухообмена 193
§ 52.	Определение необходимых воздухообменов 196
Глава XII. Основные виды вентиляции	
§ 53.	Классификация систем вентиляции 200
§ 54.	Конструктивное оформление систем вентиляции, основные элементы вентиляционных систем 203
Глава XIII. Системы естественной вентиляции и их расчет	
§ 55.	Виды устройства систем 212
§ 56.	Методика расчета 213
§ 57.	Аэрация зданий 219
Глава XIV. Системы механической вентиляции и их расчет	
§ 58.	Особенности устройства систем 222
§ 59.	Аэродинамический расчет систем механической вентиляции 223
Глава XV. Основное оборудование систем вентиляции	
§ 60.	Вентиляторы 225
§ 61.	Устройства для нагревания воздуха 229
§ 62.	Обеспыливающие устройства 238

Глава XVI. Виды систем кондиционирования воздуха и их устройство

§ 63. Общие сведения	243
§ 64. Классификация систем кондиционирования воздуха	244
§ 65. Центральные системы кондиционирования	245
§ 66. Местные кондиционеры	252
§ 67. Регулирование установок кондиционирования воздуха	254

Глава XVII. Монтаж, испытание, регулирование и эксплуатация систем отопления и вентиляции

§ 68. Основные методы организации монтажных работ	259
§ 69. Испытание и регулирование систем отопления	260
§ 70. Эксплуатация систем отопления	261
§ 71. Испытание и регулирование систем вентиляции	262
§ 72. Контрольно-измерительная аппаратура, применяемая для испытаний систем вентиляции	264
§ 73. Эксплуатация систем вентиляции	270
Приложения	271
Список литературы	292

ВЯЧЕСЛАВ НИКОЛАЕВИЧ БОГОСЛОВСКИЙ

ВЛАДИМИР ПОРФИРЬЕВИЧ ЩЕГЛОВ

НИКОЛАИ НИКОЛАЕВИЧ РАЗУМОВ

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав. редакцией И. П. Скворцова
Редактор М. А. Шершукова
Мл. редактор А. А. Минаева
Внешнее оформление художника А. А. Бекназарова
Технический редактор Т. В. Кузнецова
Корректор Л. П. Атавина
ИБ № 1929

Сдано в набор 27.09.79. Подписано в печать 15.02.80. Т-00956
Формат 60×90^{1/8}. Бумага тип. № 2. Гарнитура «Литературная»
Печать высокая. Печ. л. 18,5. Усл. печ. л. 18,5. Уч. изд. л. 19,25
Тираж 80 000 экз. Изд. № А1-7337. Зак. 1403. Цена 1 руб.

Стройиздат, 101442, Москва, Каляевская, 23а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
Государственного комитета СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
129041, Москва, Б. Переяславская ул., д. 46