

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ПРЕДИСЛОВИЕ</b> .....	18
<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	18
<b>РАЗДЕЛ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ</b> .....	25
<b>1. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ</b> .....	25
1. 1. Система отопления.....	25
1. 2. Классификация систем отопления.....	27
1. 3. Теплоносители в системах отопления.....	28
1. 4. Основные виды систем отопления.....	32
<b>2. ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ</b> .....	35
2. 1. Тепловой баланс помещения.....	35
2. 2. Определение расчетной тепловой мощности системы отопления.....	37
<b>РАЗДЕЛ 2. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ</b> .....	38
<b>3. ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ И ИХ ОБОРУДОВАНИЕ</b> .....	38
3. 1. Теплоснабжение системы водяного отопления.....	38
3. 2. Тепловой пункт системы водяного отопления.....	40
3. 3. Теплогенераторы для местной системы водяного отопления.....	44
3. 4. Циркуляционный насос системы водяного отопления.....	48
3. 5. Смесительная установка системы водяного отопления.....	53
3. 6. Расширительный бак системы водяного отопления.....	58
<b>4. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ</b> .....	64
4. 1. Требования, предъявляемые к отопительным приборам.....	64
4. 2. Классификация отопительных приборов.....	66
4. 3. Описание отопительных приборов.....	67
4. 4. Выбор и размещение отопительных приборов.....	72
4. 5. Коэффициент теплопередачи отопительного прибора.....	77
4. 6. Плотность теплового потока отопительного прибора.....	85
4. 7. Тепловой расчет отопительных приборов.....	87
4. 8. Тепловой расчет отопительных приборов с помощью ЭВМ.....	91
4. 9. Регулирование теплопередачи отопительных приборов.....	92
<b>5. ТЕПЛОПРОВОДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ</b> .....	94
5.1. Классификация и материал теплопроводов.....	94
5.2. Размещение теплопроводов в здании.....	96
5.3. Присоединение теплопроводов к отопительным приборам.....	102
5.4. Размещение запорно-регулирующей арматуры.....	105
5.5. Удаление воздуха из системы отопления.....	109
5.6. Изоляция теплопроводов.....	114
<b>РАЗДЕЛ 3. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ</b> .....	116
<b>6. КОНСТРУИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ</b> .....	116
6. 1. Схемы системы насосного водяного отопления.....	117
6. 2. Система отопления с естественной циркуляцией воды.....	123
<b>7. РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ</b> .....	127
7. 1. Изменение давления при движении воды в трубах.....	127
7. 2. Динамика давления в системе водяного отопления.....	130
7. 3. Естественное циркуляционное давление.....	146
7. 4. Расчет естественного циркуляционного давления в системе водяного отопления.....	149
7. 5. Расчетное циркуляционное давление в насосной системе водяного отопления.....	156
<b>8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ</b> .....	159
8. 1. Основные положения гидравлического расчета системы водяного отопления.....	159

8. 2. Способы гидравлического расчета системы водяного отопления.....	162
8. 3. Гидравлический расчет системы водяного отопления по удельной линейной потере давления.....	165
8. 4. Гидравлический расчет системы водяного отопления по характеристикам сопротивления и проводимостям.....	171
<b>РАЗДЕЛ 4. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО, ВОЗДУШНОГО И МЕСТНОГО ОТОПЛЕНИЯ.....</b>	<b>175</b>
<b>9. ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ.....</b>	<b>175</b>
9. 1. Система парового отопления.....	175
9. 2. Схемы и устройство системы парового отопления.....	176
9. 3. Оборудование системы парового отопления.....	180
<b>10. ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ.....</b>	<b>185</b>
10. 1. Система воздушного отопления.....	185
10. 2. Схемы системы воздушного отопления.....	187
10. 3. Количество и температура воздуха для отопления.....	188
<b>11. ПЕЧНОЕ, ГАЗОВОЕ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ.....</b>	<b>190</b>
11. 1. Характеристика печного отопления.....	190
11. 2. Общее описание отопительных печей.....	192
11. 3. Классификация отопительных печей.....	193
11. 4. Проектирование печного отопления.....	195
11. 5. Общие сведения о газовом отоплении.....	196
11. 6. Общие сведения об электрическом отоплении.....	197
<b>РАЗДЕЛ 5. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ.....</b>	<b>199</b>
<b>12. РЕЖИМ РАБОТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ.....</b>	<b>199</b>
12. 1. Режим работы системы отопления.....	199
12. 2. Регулирование системы отопления.....	203
12. 3. Управление работой системы отопления.....	206
12. 4. Особенности режима работы и регулирования различных систем отопления.....	208
<b>13. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ И ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ.....</b>	<b>212</b>
13. 1. Снижение энергопотребности на отопление здания.....	212
13. 2. Повышение эффективности отопления здания.....	215
13. 3. Реконструкция системы отопления.....	217
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>219</b>

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Отопление» является одной из профилирующих при подготовке специалистов по теплогазоснабжению и вентиляции. Ее изучение предусматривает получение фундаментальных знаний по конструкциям, принципам действия и характерным свойствам различных систем отопления, по методам их расчета и приемам проектирования, способам регулирования и управления, перспективным путям развития данной отрасли строительной индустрии.

Для овладения теоретическими, научно-техническими и практическими знаниями, относящимися к дисциплине «Отопление», необходимы глубокое понимание и усвоение физических процессов и явлений, происходящих как в обогреваемых зданиях, так и непосредственно в системах отопления и их отдельных элементах. К ним относятся процессы, связанные с тепловым режимом здания, движение воды, пара и воздуха по трубам и каналам, явления их нагрева и охлаждения, изменения температуры, плотности, объема, фазовые превращения, а также регулирование тепловых и гидравлических процессов.

Дисциплина «Отопление» основана на положениях ряда теоретических и прикладных дисциплин. К ним относятся: физика, химия, термодинамика и тепломассообмен, гидравлика и аэродинамика, электротехника.

Выбор способа отопления в большой мере зависит от особенностей конструктивного и архитектурно-планировочного решений здания, от теплотехнических свойств его ограждений, т. е. вопросов, которые изучаются в общестроительных дисциплинах и в дисциплине «Строительная теплофизика».

Дисциплина «Отопление» тесно связана со специальными техническими дисциплинами, составляющими специальность «Теплогазоснабжение и вентиляция»: «Теоретические основы создания микроклимата в помещении», «Теплогенерирующие установки», «Насосы, вентиляторы и компрессоры», «Теплоснабжение», «Вентиляция», «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение», «Газоснабжение», «Автоматизация и управление процессами теплогазоснабжения и вентиляции». В нее входят в сокращенном виде многие смежные элементы перечисленных дисциплин, а также вопросы экономики, использования вычислительной техники, производства монтажных работ, подробно рассматриваемые в соответствующих курсах.

## ВВЕДЕНИЕ

Потребление энергии в России, как и во всем мире, неуклонно возрастает и, прежде всего, для обеспечения теплотой инженерных систем зданий и сооружений. Известно, что на теплоснабжение гражданских и производственных зданий расходуется более одной трети всего добываемого в нашей стране органического топлива. За последнее десятилетие в ходе проведения экономических и социальных реформ в России коренным образом изменилась структура топливно-энергетического комплекса страны. Заметно снижается использование в теплоэнергетике твердого топлива в пользу более дешевого и экологичного природного газа. С другой стороны, наблюдается постоянный рост стоимости всех видов топлива. Связано это как с переходом к условиям рыночной экономики, так и усложнением добычи топлива при освоении глубоких месторождений в новых отдаленных районах России. В связи с этим все более актуальной и значимой в масштабах страны становится решение задач экономного расходования теплоты на всех этапах от ее выработки до потребителя.

Основными среди теплотрат на коммунально-бытовые нужды в зданиях (отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение) являются затраты на отопление. Это объясняется условиями эксплуатации зданий в период отопительного сезона на большей части территории России, когда теплотери через их наружные ограждающие конструкции значительно превышают внутренние тепловыделения. Для поддержания

необходимой температурной обстановки приходится оборудовать здания отопительными установками или системами.

Таким образом, отоплением называется искусственное, с помощью специальной установки или системы, обогревание помещений здания для компенсации теплопотерь и поддержания в них температурных параметров на уровне, определяемом условиями теплового комфорта для находящихся в помещении людей или требованиями технологических процессов, протекающих в производственных помещениях.

Отопление является отраслью строительной техники. Монтаж стационарной отопительной системы проводится в процессе возведения здания, ее элементы при проектировании увязываются со строительными конструкциями и сочетаются с планировкой и интерьером помещений.

Вместе с тем, отопление – один из видов технологического оборудования. Параметры работы отопительной системы должны учитывать теплофизические особенности конструктивных элементов здания и быть увязаны с работой других инженерных систем, прежде всего, с рабочими параметрами системы вентиляции и кондиционирования воздуха.

Функционирование отопления характеризуется определенной периодичностью в течение года и изменчивостью используемой мощности установки, зависящей, прежде всего, от метеорологических условий в районе строительства. При понижении температуры наружного воздуха и усилении ветра должна увеличиваться, а при повышении температуры наружного воздуха, воздействии солнечной радиации - уменьшаться теплопередача от отопительных установок в помещения, т. е. процесс передачи теплоты должен постоянно регулироваться. Изменение внешних воздействий сочетается с неравномерными теплопоступлениями от внутренних производственных и бытовых источников, что также вызывает необходимость регулирования действия отопительных установок.

Для создания и поддержания теплового комфорта в помещениях зданий требуются технически совершенные и надежные отопительные установки. И чем суровее климат местности и выше требования к обеспечению благоприятных тепловых условий в здании, тем более мощными и гибкими должны быть эти установки.

Климат большей части территории нашей страны отличается суровой зимой, схожей лишь с зимой в северо-западных провинциях Канады и на Аляске. В табл. 1 сравниваются климатические условия в январе (наиболее холодный месяц года) в Москве с условиями в крупных городах северного полушария Земли. Видно, что средняя температура января в них значительно выше, чем в Москве, и характерна лишь для самых южных городов России, отличающихся мягкой и короткой зимой.

Таблица 1. Средняя температура наружного воздуха в крупных городах северного полушария в течение наиболее холодного месяца

Город	Географическая широта	Средняя температура января, °С
Москва	55° 50'	-10,2
Нью-Йорк	40° 40'	-0,8
Берлин	52° 30'	-0,3
Париж	48° 50'	+2,3
Лондон	51° 30'	+4,0

Отопление зданий начинают при устойчивом (в течение 5 сут) понижении среднесуточной температуры наружного воздуха до 8 °С и ниже, а заканчивают при устойчивом повышении температуры наружного воздуха до 8 °С. Период отопления зданий в течение года называют

отопительным сезоном. Длительность отопительного сезона устанавливают на основании многолетних наблюдений как среднее число дней в году с устойчивой среднесуточной температурой воздуха  $\leq 8^{\circ}\text{C}$ .

Для характеристики изменения температуры наружного воздуха  $t_n$  в течение отопительного сезона рассмотрим продолжительность стояния  $z$  одинаковой среднесуточной температуры на примере Москвы, где продолжительность отопительного сезона  $\Delta z_{0,с}$  составляет 7 мес (214 сут). Анализ показывает, что наибольшая продолжительность стояния температуры в Москве относится к средней температуре отопительного сезона ( $-3,1^{\circ}\text{C}$ ). Эта закономерность характерна для большинства районов страны.

Продолжительность отопительного сезона невелика лишь на крайнем юге (3-4 мес), а на большей части России она составляет 6-8 мес, доходя до 9 (в Архангельской, Мурманской и других областях) и даже до 11-12 мес (в Магаданской области и Якутии).

Суровость или мягкость зимы полнее выражается не длительностью отопления зданий, а значением градусо-суток – произведением числа суток действия отопления на разность внутренней и наружной температуры, средней для этого периода времени. В Москве это число градусо-суток равно 4600, а, для сравнения, на севере Красноярского края доходит до 12800. Это свидетельствует о большом разнообразии местных климатических условий на территории России, где практически все здания должны иметь ту или иную отопительную установку.

Состояние воздушной среды в помещениях в холодное время года определяется действием не только отопления, но и вентиляции. Отопление и вентиляция предназначены для поддержания в помещениях помимо необходимой температурной обстановки определенных влажности, подвижности, давления, газового состава и чистоты воздуха. Во многих гражданских и производственных зданиях отопление и вентиляция неотделимы. Они совместно создают требуемые санитарно-гигиенические условия, что способствует снижению числа заболеваний людей, улучшению их самочувствия, повышению производительности труда и качества продукции.

В сооружениях агропромышленного комплекса средствами отопления и вентиляции поддерживаются климатические условия, обеспечивающие максимальную продуктивность животных, птиц и растений, сохранность сельхозпродукции.

Здания и их рабочие помещения, производственная продукция требуют для своего нормального состояния надлежащих температурных условий. При их нарушении значительно сокращается срок службы ограждающих конструкций. Многие технологические процессы получения и хранения ряда продуктов, изделий и веществ (точной электроники, текстильных изделий, изделий химической и стекольной промышленности, муки и бумаги и т.д.) требуют строгого поддержания заданных температурных условий в помещениях.

Длительный процесс перехода от костра и очага для отопления жилища к современным конструкциям отопительных приборов сопровождался постоянным их совершенствованием и повышением эффективности способов сжигания топлива.

Русская отопительная техника берет свое начало от культуры тех древнейших племен, которые заселяли значительную часть южных районов нашей Родины еще в неолитическую эпоху каменного века. Археологи обнаружили тысячи построек каменного века в виде пещер-землянок, оборудованных печами, выдолбленными в грунте на уровне пола и наполовину выходящими своим глинобитным сводом и устьем внутрь землянки. Печи эти топились “по-черному”, т. е. с отводом дыма непосредственно в землянку и затем наружу через проем, служивший одновременно входом. Именно такая глинобитная (“курная”) печь была в течение многих столетий практически единственным отопительным и пищеварным прибором древнерусского жилища.

В России лишь в XV-XVI вв. печи в жилых помещениях были дополнены трубами и стали называться “белыми” или “русскими”. Появилось воздушное отопление. Известно, что в XV в. такое отопление было устроено в Грановитой палате Московского Кремля, а затем под названием “русская система” применялось в Германии и Австрии для отопления крупных зданий.

Чисто отопительные печи с дымоотводящими трубами еще в XVIII в. считались предметом особой роскоши и устанавливались лишь в богатых дворцовых постройках. Отечественное производство высокохудожественных изразцов для наружной отделки печей существовало на Руси еще в XI-XII вв.

Значительное развитие печное дело получило в эпоху Петра I, который своими именными указами 1698-1725 гг. впервые ввел в России основные нормы печестроения, строжайше запретившие постройку черных изб с курными печами в Петербурге, Москве и других крупных городах. Петр I лично участвовал в постройке показательных жилых домов в Петербурге (1711 г.) и Москве (1722 г.), “дабы люди могли знать, как потолки с глиною и печи делать”. Он же ввел обязательную во всех городах России очистку дымовых труб от сажи.

Большой заслугой Петра I следует считать его мероприятия по развитию фабричного производства всех основных материалов и изделий для печного отопления. Около Москвы, Петербурга и других городов строятся крупные заводы по выработке кирпича, изразцов и печных приборов, открывается торговля всеми материалами для печестроения. Крупнейший в России Тульский завод становится основным поставщиком железных и чугунных комнатных печей и металлических печных приборов.

Капитальный труд, обобщающий печное отопление, - “Теоретические основания печного дела” – был написан И. И. Свиязевым в 1867 г.

В Европе для отопления помещений широко использовались каминные. До XVII в. каминные устраивались в виде больших ниш, снабженных зонтами, под которыми собирался дым, уходящий затем в дымовую трубу. Иногда эти ниши выделывались в толще самой стены. В любом случае нагревание комнат происходило только посредством лучеиспускания.

С 1624 г. начинаются попытки утилизировать теплоту продуктов горения для нагревания воздуха помещения. Первым предложил подобное устройство французский архитектор Саво, устроивший в Лувре камин, под которого приподнят над полом, а задняя стенка отделена от стены. Так образовался канал, в который входит воздух от пола комнаты и, поднимаясь вдоль задней стенки, выходит в два боковых отверстия в верхней части камина.

Другим видом отопления в Европе и России было огневоздушное. Примеры его устройства встречались еще в X-XIII вв. Устройства для центрального огневоздушного подпольного отопления были обнаружены при раскопках на территории Хакассии в Сибири, Древних Китая и Греции. Теоретические основы конструирования и расчета этих систем были даны нашим соотечественником Н. А. Львовым (“Русская пиростатика”, 1795 и 1799 гг.). В 1835 г. генерал Н. Амосов сконструировал и затем с большим успехом применил оригинальные “пневматические печи” для огневоздушного отопления, а последующие теоретические и практические работы наших инженеров (Фуллона и Щедрина, Свиязева, Дершау, Черкасова, Войницкого, Быкова, Лукашевача и др.) способствовали широкому распространению этого прообраза современной техники нагревания воздуха.

Различные способы отопления помещений трудно отнести к определенным этапам исторического общественного развития. В одно и то же время встречались отопительные устройства, стоящие и на самом низком, и на достаточно высоком уровнях. Самый простой и древний способ отопления путем сжигания твердого топлива внутри помещения соседствовал с центральными установками водяного или воздушного отопления. Так, в г. Эфесе, основанном в X в. до н. э. на территории современной Турции, уже в то время для отопления использовались системы трубок, в которые подавалась горячая вода из закрытых котлов, находящихся в подвалах домов. Система воздушного отопления “Хюпокаустум” (“снизу согретый”), созданная в Римской империи, подробно описана Витрувием (конец I в. до н. э.). Наружный воздух нагревался в подпольных каналах, предварительно прогретых горячими дымовыми газами, и поступал в отапливаемые помещения. Подобного же рода устройство отопления посредством нагревания полов применялось в северном Китае, где в подпольях вместо столбов ставились стенки, образуя горизонтальные дымоходы. Аналогичные системы отопления часто использовались в русских церквях и крупных зданиях. По такому же принципу обогревались в средние века помещения замков в Германии.

По мере развития техники стали появляться системы водяного отопления, в которых вода движется по трубам от генератора теплоты до обогреваемого помещения.

Движение нагретой воды по трубам было известно еще в древности. Сенека дал описание способа нагревания римских терм течением воды, проходящей через огонь по змеевику из медных труб. В 1675 г. английский инженер Эвелин употребил горячую воду для отопления оранжереи. Почти через сто лет француз Боннемен стал использовать горячую воду для нагревания инкубатора с целью искусственного высиживания цыплят, а около 1817 г. отопление горячей водой было применено маркизом Шабанном во Франции в здании консерватории и для нескольких комнат в частном доме посредством труб, проведенных от чугунного котла.

В 1837 г. появился уже на английском языке трактат о водяном отоплении Чарльза Хууда, а в 1839 г. – Робертсона, где все необходимые элементы системы отопления подробно описаны и рассмотрена суть циркуляции воды. В сороковых годах несколько патентов было выдано во Франции на приборы водяного отопления для французских госпиталей. С тех пор устройство водяного отопления получает широкое распространение.

Первые удачные устройства водяного отопления зданий в России были выполнены в начале XIX в. выдающимся русским ученым чл.-корр. Российской академии наук Петром Григорьевичем Соболевским (1834-1841 гг.).

Наряду с водяным возникло и получило развитие паровое отопление. Первое предложение устройства отопления зданий водяным паром было сделано в 1745 г. английским полковником Куком, но практического применения не получило. В 1784 г. знаменитый Джеймс Ватт применил пар для отопления своей конторы, а его компания “Бултон” - для отопления бань, а затем и прядильной фабрики. С тех пор отопление паром получает все большее распространение, особенно на заводах, фабриках и в мастерских, где имелись паровые машины, и мятый пар давал возможность отапливать здания без особых расходов на топливо.

В отличие от Западной Европы и особенно Америки, в России как в период освоения, так и в дальнейшем, паровое отопление устраивалось почти исключительно в фабрично-заводских, а не в жилых зданиях, что свидетельствует о правильной санитарно-гигиенической оценке этой системы русскими техниками.

Остановимся подробнее на истории наиболее широко применяемого в настоящее время водяного отопления.

В XIX в. водяное отопление устраивалось с естественной циркуляцией воды. В 50-60-х годах того века распространилось, как более дешевое, водяное отопление высокого давления по системе Перкинса (патент 1831 г.). Система составлялась из вертикальных толстостенных трубок (внутренний диаметр 15 мм, наружный 25 мм), со всех сторон замкнутых и заполненных водой. Вода нагревалась в змеевике, помещенном в центральную печь. Такого же рода змеевики (“нагревательные спирали”), соединенные одной трубой (сейчас подобная связь отопительных приборов именуется однотрубной), размещались в обогреваемых помещениях. В системе циркулировала вода под значительным гидростатическим давлением (до 7 МПа), нагреваемая до 200-300 °С.

В системе водяного отопления высокого давления, кроме змеевиков, в помещениях использовались гладкие трубы большого диаметра, а затем и ребристые трубы – первые специальные отопительные приборы. Применялось также водяное отопление повышенного давления (до 0,8 МПа) по системе Дювуара горизонтального типа с отопительными приборами в виде чугунных цилиндрических печей со сквозным внутренним каналом.

С 70-х годов прошлого столетия с водяным отоплением высокого давления стало успешно конкурировать водяное отопление низкого давления, выполняемое заводом Сан-Талли в Петербурге по горизонтальной схеме с отопительными приборами из ребристых труб (фасонные части и арматура ввозились из Германии). В последней трети XIX в. водяное отопление низкого давления осуществлялось в различных городах России Петербургским металлическим заводом (О. Е. Крелль) в виде вертикальных и горизонтальных однотрубных систем.

В России водяное отопление получает преимущественное распространение в гражданском строительстве, главным образом в больницах и жилых домах. В 1867-68 гг. им было оборудовано новое громадное здание (90000 м<sup>3</sup>) Петербургской детской больницы, затем комфортабельный жилой дом купца Руковишникова и пятиэтажный дом (длиной по фасаду 150 м) купца Блинова в Нижнем Новгороде и другие здания.

Следует отметить, что при разработке конструкций систем водяного отопления русские инженеры всегда учитывали требования гигиены. Именно в России были выявлены и затем научно обоснованы гигиенические требования к системам отопления, которые получили признание в других странах. Научное обоснование и конкретизация гигиенических требований к системам отопления были осуществлены в конце XIX в. гигиенической лабораторией Московского университета, в частности, выдающимися русскими учеными С. Ф. Бубновым и Ф. Ф. Эрисманом.

В 1875 г. К. Лешевич впервые устроил квартирное водяное отопление низкого давления с вертикальными плоскими стальными отопительными приборами, действующее самостоятельно или во время топки кухонного очага.

В 80-х годах стало распространяться центральное водяное отопление с вертикальной прокладкой труб по однотрубной схеме с отопительными приборами в виде вертикальных орбренных тумб различной высоты и обходными ветками вдоль них (прототип современных замыкающих участков). Около каждого отопительного прибора стали устанавливать регулирующие краны.

В 90-х годах под влиянием законодателя германской отопительной техники Г. Ритшеля появилось двухтрубное водяное отопление, где по одной из параллельно прокладываемых двух вертикальных труб подавалась в отопительные приборы нагретая вода, по другой – отводилась охлажденная. Единственным, кто продолжал практиковать применение однотрубного водяного отопления, был Петербургский металлический завод. На нем осуществлялось изготовление по собственным проектам, предварительная заготовка и сборка отдельных элементов. Это давало возможность проводить монтаж отопительных установок, который осуществлялся также силами завода, в сокращенные сроки. Вертикальные трубы прокладывались скрыто в стенах, ребристые трубы закрывались щитами или декоративными решетками.

Для начала XX в. характерно стремление к уменьшению первоначальной стоимости отопительных установок. Водяное отопление устраивается с открытой прокладкой вертикальных труб и открытой установкой отопительных приборов (около 1900 г. появились чугунные радиаторы). Применяются различные решения с целью повышения скорости движения воды для уменьшения диаметра труб. Побуждение циркуляции воды предлагалось осуществлять путем подмешивания к воде в подъемных трубах воздуха, пара, перегретой воды. В. М. Чаплин разработал и в 1903 г. впервые применил в Москве паро-водо-водяное отопление с побуждением циркуляции воды пароструйным инжектором. Для отопления здания устанавливались два котла: паровой для получения пара под давлением 0,05...0,3 МПа (в зависимости от высоты здания) и водогрейный для нагревания воды до температуры от 100 до 150 °С, которая, смешиваясь с охлажденной водой, поступала с пониженной температурой (не выше 90 °С) для отопления помещений.

Предложенное В. М. Чаплиным эжектирование охлажденной воды при подаче снаружи высокотемпературной воды используется до настоящего времени для центрального водяного отопления зданий.

Поиски наиболее комфортного с гигиенической точки зрения отопления привели к возникновению его новых видов. В 1905 г. В. А. Яхимович предложил и внедрил “трубчатые приборы с рубашкой из бетона” – паробетонные приборы панельно-лучистого отопления, основанного на заделке нагревательных элементов в толщу ограждающих конструкции помещений. Впервые подобная система была выполнена в 1907 г. в здании больницы на ст. Ртищево. В последующие 10 лет было выполнено свыше 100 таких отопительных установок. Эта система стала прообразом наиболее совершенных напольных систем лучистого отопления.

В те же годы появилось районное отопление – несколько зданий стали снабжаться тепловой

энергией из единого центра. При этом в качестве теплоносителя “дальнего действия” использовался пар, в зданиях устанавливались пароводяные теплообменники и оборудовалось водяное отопление с естественной циркуляцией. Например, таким пароводяным отоплением в 1903 г. были оборудованы 13 корпусов Петербургской детской больницы (А. К. Павловский).

Начало применения насосов в России для побуждения циркуляции воды с целью не только уменьшения диаметра труб, но и увеличения радиуса действия водяного отопления относится к 1909 г. Осторожное отношение к использованию насосов в водяном отоплении последовало после отрицательного выступления Г. Ритшеля на третьем Германском съезде по отоплению и вентиляции в 1901 г. Насосное водяное отопление впервые было осуществлено в Михайловском театре в Петербурге (Н. П. Мельников). В двухтрубной системе отопления каждый радиатор снабжался обходной веткой с переключательным трехходовым краном для возможности ее использования при отключении радиатора. В 1912 г. насосное водяное отопление было запроектировано Н. П. Мельниковым в нескольких крупных зданиях, в том числе в корпусах Института инженеров путей сообщения, где впервые устраивалось районное водо-водяное отопление с радиусом действия около 400 м при давлении, создаваемом насосом, 100 кПа. В здании Эрмитажа пневматическое (воздушное) отопление системы Аммосова было заменено водяным, рассчитанным на поддержание температуры в помещениях с колебанием в пределах  $0,5^{\circ}\text{C}$ .

В целом же в царской России установок центрального водяного отопления было мало, и большинство их монтировалось в расчете на гравитационную (естественную) циркуляцию воды. Основная масса зданий, даже в столице, имела печное отопление, что отражалось на структуре и содержании учебников по отоплению того времени: они начинались с крупного раздела – печное отопление.

После Октябрьской революции 1917 г. во всех районах России началось крупное строительство производственных и гражданских зданий. Расширилась область применения водяного отопления. Согласно выпущенному Народным Комиссариатом труда ОСТ предлагалось оборудовать центральным отоплением все вновь возводимые жилые здания высотой более трех этажей (в последующем - более двух этажей).

Сначала водяное отопление выполнялось на базе местных отопительных котельных, размещаемых, как правило, в подвалах зданий. Затем с развитием теплофикации – при теплоснабжении от крупных отдельно стоящих котельных и ТЭЦ. Повсеместно применялось искусственное (насосное) побуждение циркуляции воды. Паровое отопление сохранялось только в производственных зданиях при наличии пара, предназначенного для технологических нужд.

В области водяного отопления период до середины прошлого столетия характерен широким (кроме Ленинграда) применением двухтрубного распределения теплоносителя воды по отопительным приборам зданий. С развитием массового крупнопанельного строительства, в том числе бесчердачного, предпочтение при отоплении многоэтажных зданий стало отдаваться вертикально-однотрубному соединению отопительных приборов. При этом обеспечивалось повышение степени механизации заготовительных работ, сборности установок для снижения трудовых затрат при их монтаже.

В настоящее время направления и интенсивность совершенствования отопительной техники определяются, прежде всего, условиями возрождающихся рыночных отношений в экономике России. На фоне возрастающих, особенно в крупных городах, объемов гражданского строительства (жилые многоэтажные дома, гостиницы, офисные здания и т.п.) произошел заметный спад производственного и сельскохозяйственного строительства. Интенсивно развивается индивидуальное жилищное строительство с повышенными требованиями к обеспечению комфорта проживания. За годы перестройки (1985-96 гг.) в стране заметно снизилось производство собственного отопительного оборудования. С другой стороны, на российский рынок хлынул поток самой разнообразной зарубежной отопительной техники. Повсеместно внедряются новые современные технологии отопления, многие из которых ранее не имели аналогов в России.

---

Для создания наиболее благоприятных условий труда и быта людей в настоящее время разрабатываются и внедряются технически совершенные, эффективные отопительные установки. Достигается это путем оптимизации проектных решений, внедрения новых технологий автоматического поддержания требуемых параметров работы отопительных установок и систем с использованием компьютерной техники, повышения их надежности. Особое внимание при этом уделяется вопросам экономии расходования теплоты и топлива.

Помимо использования отопительных установок, работающих на традиционных видах органического топлива (твердого, жидкого, газообразного) актуальными остаются вопросы применения для отопления сбросной теплоты и возобновляемых, в том числе низкотемпературных, теплоисточников.

Одним из возобновляемых теплоисточников для отопления может являться солнечная энергия. Однако малая плотность лучистого потока на поверхности земли в большинстве районов России ограничивает мощность отопительных гелиоустановок и их распространение. В отдельных районах страны для отопления используется геотермальная энергия (глубинная теплота Земли) в виде пара и горячей воды, используется теплота грунта.

Из-за известной ограниченности запасов органического топлива перспективным теплоисточником остается атомная энергия. Уже сейчас здания и сооружения, расположенные близ атомных электростанций или специальных атомных станций теплоснабжения, отапливаются водой, нагреваемой при технологическом процессе их работы.

Для отопления помещений используется также электрическая энергия, в частности в районах расположения крупных электростанций, где этот вид энергии наиболее дешевый. Можно предположить, что развитие, в том числе атомной, энергетики существенно повлияет на дальнейшее развитие отопительной техники, которая возможно расширит свое назначение вплоть до изменения местных климатических условий.

---

## РАЗДЕЛ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ

### 1. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

#### 1.1. Система отопления

В зависимости от преобладающего способа теплопередачи отопление помещений может быть **конвективным** или **лучистым**.

К **конвективному** относят отопление, при котором температура внутреннего воздуха  $t_b$  поддерживается на более высоком уровне, чем радиационная температура помещения  $t_R$  ( $t_b > t_R$ ), понимая под радиационной усредненную температуру поверхностей, обращенных в помещение, вычисленную относительно человека, находящегося в середине этого помещения. Это широко распространенный способ отопления.

**Лучистым** называют отопление, при котором радиационная температура помещения превышает температуру воздуха ( $t_R > t_b$ ). Лучистое отопление при несколько пониженной температуре воздуха (по сравнению с конвективным отоплением) более благоприятно для самочувствия человека в помещении (например, до 18-20 °С вместо 20-22 °С в помещениях гражданских зданий).

Конвективное или лучистое отопление помещений осуществляется специальной технической установкой, называемой системой отопления. **Система отопления** – это совокупность конструктивных элементов со связями между ними, предназначенных для получения, переноса и передачи теплоты в обогреваемые помещения здания.

**Основные конструктивные элементы** системы отопления (рис. 1.1):

- теплоисточник (теплогенератор при местном или теплообменник при централизованном теплоснабжении) – элемент для получения теплоты;
- теплопроводы – элемент для переноса теплоты от теплоисточника к отопительным приборам;

– отопительные приборы – элемент для передачи теплоты в помещение.

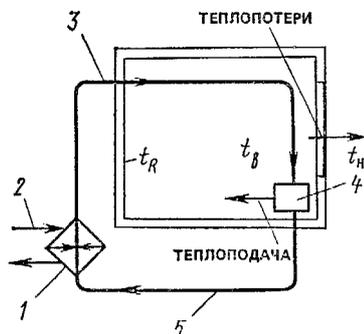


Рис. 1.1. Основные конструктивные элементы системы отопления

Перенос по теплопроводам может осуществляться с помощью жидкой или газообразной рабочей среды. Жидкая (вода или специальная незамерзающая жидкость – антифриз) или газообразная (пар, воздух, продукты сгорания топлива) среда, перемещающаяся в системе отопления, называется **теплоносителем**.

Система отопления для выполнения возложенной на нее задачи должна обладать определенной тепловой мощностью. Расчетная **тепловая мощность** системы выявляется в результате составления теплового баланса в обогреваемых помещениях при температуре наружного воздуха, называемой расчетной (средняя температура наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92 –  $t_{н.р}$  на рис. 1.2). Расчетная тепловая мощность в течение отопительного сезона, продолжительностью  $\Delta Z_{0.с}$ , должна использоваться частично в зависимости от изменения теплопотерь помещений при текущем значении температуры наружного воздуха ( $t_{н.и}$  на рис. 1.2) и только при  $t_{н.р}$  – полностью.

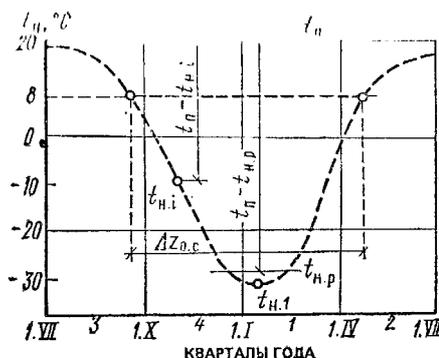


Рис. 1.2. Выбор расчетной температуры при определении тепловой мощности системы отопления

Текущие (сокращенные) теплотраты на отопление имеют место в течение почти всего времени отопительного сезона, поэтому теплоперенос к отопительным приборам должен изменяться в широких пределах. Этого можно достичь путем изменения (регулирования) температуры и (или) количества перемещающегося в системе отопления теплоносителя.

К системе отопления предъявляются разнообразные требования. Все требования можно разделить на пять групп:

- **санитарно-гигиенические**: поддержание заданной температуры воздуха и внутренних поверхностей ограждений помещения во времени, в плане и по высоте при допустимой подвижности воздуха, ограничение температуры на поверхности отопительных приборов;
- **экономические**: оптимальные капитальные вложения, экономный расход тепловой энергии при эксплуатации;

- **архитектурно-строительные:** соответствие интерьеру помещения, компактность, увязка со строительными конструкциями, согласование со сроком строительства здания;
- **производственно-монтажные:** минимальное число унифицированных узлов и деталей, механизация их изготовления, сокращение трудовых затрат и ручного труда при монтаже;
- **эксплуатационные:** эффективность действия в течение всего периода работы, надежность (безотказность, долговечность, ремонтпригодность) и техническое совершенство, безопасность и бесшумность действия.

Деление требований на пять групп условно, так как в них входят требования, относящиеся как к периоду проектирования и строительства, так и эксплуатации здания.

Наиболее важны санитарно-гигиенические и эксплуатационные требования, которые обуславливаются необходимостью поддерживать заданную температуру в помещениях в течение отопительного сезона и всего срока службы системы отопления здания.

## 1.2. Классификация систем отопления

Системы отопления *по расположению основных элементов* подразделяются на местные и центральные.

В **местных** системах для отопления, как правило, одного помещения все три основных элемента (см. § 1.1) конструктивно объединяются в одной установке, непосредственно в которой происходит получение, перенос и передача теплоты в помещение. Теплопереносная рабочая среда нагревается горячей водой, паром, электричеством или при сжигании какого-либо топлива.

Примером местной системы является газоздушный отопительный агрегат (рис. 1.3), применяемый, в частности, для отопления производственных помещений большого объема. Тепловая энергия, получаемая при сжигании газообразного топлива в горелке, передается в поверхностном теплообменнике теплоносителю – воздуху, нагнетаемому вентилятором. Горячий воздух по теплопроводам (каналам) выпускается в помещение после очистки в фильтре. Охлаждающиеся продукты сгорания газа удаляются через дымоход в атмосферу.

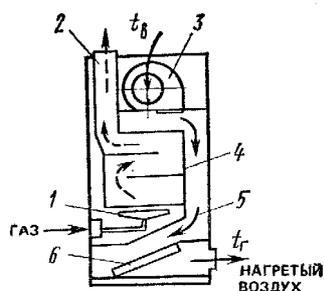


Рис. 1.3. Газоздушный отопительный агрегат

Еще одним примером местной системы отопления могут служить отопительные печи, конструкции и расчет которых будут рассмотрены в специальной главе учебника.

В местной системе отопления с использованием электрической энергии теплопередача может осуществляться с помощью жидкого или газообразного теплоносителя либо без него непосредственно от разогретого твердого элемента.

**Центральными** называются системы, предназначенные для отопления группы помещений из единого теплового центра. В тепловом центре находятся теплогенераторы (котлы) или теплообменники. Они могут размещаться непосредственно в обогреваемом здании (в котельной или местном тепловом пункте) либо вне здания – в центральном тепловом пункте (ЦТП), на тепловой станции (отдельно стоящей котельной) или ТЭЦ.

Теплопроводы центральных систем подразделяют на *магистраль* (*подающие*, по которым подается теплоноситель, и *обратные*, по которым отводится охладившийся теплоноситель), *стояки* (вертикальные трубы или каналы) и *ветви* (горизонтальные трубы или каналы), связывающие магистрали с *подводками* к отопительным приборам (с ответвлениями к помещениям при теплоносителе воздухе).

Примером центральной системы является система отопления здания с собственным тепловым пунктом или котельной, принципиальная схема которой не будет отличаться от схемы на рис. 1.1, если отопительные приборы размещены во всех обогреваемых помещениях этого здания.

Центральная система отопления называется **районной**, когда группа зданий отапливается из отдельно стоящей центральной тепловой станции. Теплогенераторы, теплообменники и отопительные приборы системы здесь также разделены: теплоноситель (например, вода) нагревается на тепловой станции, перемещается по наружным (с температурой  $t_1$ ) и внутренним (внутри здания, с температурой  $t_r \leq t_1$ ) теплопроводам в отдельные помещения каждого здания к отопительным приборам и, охладившись, возвращается на тепловую станцию (рис. 1.4).

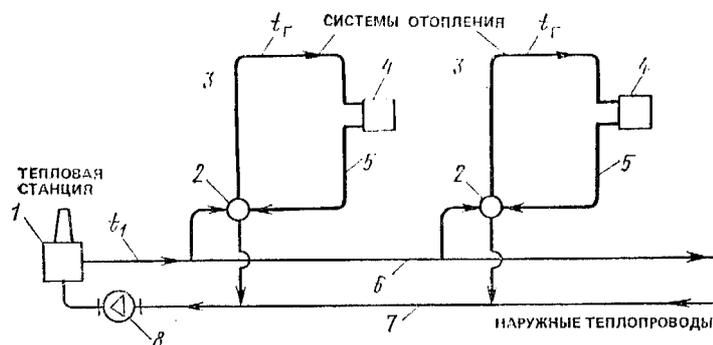


Рис. 1.4. Районная система водяного отопления

В современных системах теплоснабжения зданий от ТЭЦ или крупных тепловых станций используются два теплоносителя. Первичный высокотемпературный теплоноситель перемещается от ТЭЦ или тепловой станции по городским распределительным теплопроводам к ЦТП или непосредственно к местным тепловым пунктам зданий и обратно. Вторичный теплоноситель после нагревания в теплообменниках (или смешения с первичным) поступает по наружным (внутриквартальным) и внутренним теплопроводам к отопительным приборам обогреваемых помещений зданий и затем возвращается в ЦТП или местный тепловой пункт.

Первичным теплоносителем обычно служит вода, реже пар или газообразные продукты сгорания топлива. Если, например, первичная высокотемпературная вода нагревает вторичную воду, то такая центральная система отопления именуется водоводяной. Аналогично могут существовать водовоздушная, пароводяная, паровоздушная, газовоздушная и другие системы центрального отопления.

По виду основного (вторичного) теплоносителя местные и центральные системы отопления принято называть системами *водяного*, *парового*, *воздушного* или *газового* отопления.

### 1.3. Теплоносители в системах отопления

Движущаяся среда в системе отопления – теплоноситель – аккумулирует теплоту и затем передает ее в обогреваемые помещения. Теплоносителем для отопления может быть подвижная, жидкая или газообразная среда, соответствующая требованиям, предъявляемым к системе отопления (см. § 1.1).

Для отопления зданий и сооружений в настоящее время преимущественно используют воду или атмосферный воздух, реже водяной пар или нагретые газы.

Сопоставим характерные свойства указанных видов теплоносителя при использовании их в системах отопления.

**Газы**, образующиеся при сжигании твердого, жидкого или газообразного органического топлива, имеют сравнительно высокую температуру и применимы в тех случаях, когда в соответствии с санитарно-гигиеническими требованиями удастся ограничить температуру теплоотдающей поверхности отопительных приборов. При транспортировании горячих газов имеют место значительные попутные теплотери, обычно бесполезные для обогрева помещения.

Высокотемпературные продукты сгорания топлива могут выпускаться непосредственно в помещения или сооружения, но при этом ухудшается состояние их воздушной среды, что в большинстве случаев недопустимо. Удаление же продуктов сгорания наружу по каналам усложняет конструкцию и понижает КПД отопительной установки. При этом возникает необходимость решения экологических проблем, связанных с возможным загрязнением атмосферного воздуха продуктами сгорания вблизи отапливаемых объектов.

Область использования горячих газов ограничена отопительными печами, газовыми калориферами и другими подобными местными отопительными установками.

В отличие от горячих газов вода, воздух и пар используются многократно в режиме циркуляции и без загрязнения окружающей здание среды.

**Вода** представляет собой жидкую, практически несжимаемую среду со значительной плотностью и теплоемкостью. Вода изменяет плотность, объем и вязкость в зависимости от температуры, а температуру кипения - в зависимости от давления, способна сорбировать или выделять растворимые в ней газы при изменении температуры и давления.

**Пар** является легкоподвижной средой со сравнительно малой плотностью. Температура и плотность пара зависят от давления. Пар значительно изменяет объем и энтальпию при фазовом превращении.

**Воздух** также является легкоподвижной средой со сравнительно малыми вязкостью, плотностью и теплоемкостью, изменяющей плотность и объем в зависимости от температуры.

Сравним эти три теплоносителя по показателям, важным для выполнения требований, предъявляемых к системе отопления.

Одним из **санитарно-гигиенических** требований является поддержание в помещениях равномерной температуры (см. § 1.1). По этому показателю преимущество перед другими теплоносителями имеет воздух. При использовании нагретого воздуха – теплоносителя с низкой теплоинерционностью – можно постоянно поддерживать равномерной температуру каждого отдельного помещения, быстро изменяя температуру подаваемого воздуха, т. е. проводя так называемое эксплуатационное *регулирование*. При этом одновременно с отоплением можно обеспечить вентиляцию помещений.

Применение в системах отопления горячей воды также позволяет поддерживать равномерную температуру помещений, что достигается регулированием температуры, подаваемой в отопительные приборы воды. При таком регулировании температура помещений все же может несколько отклоняться от заданной (на 1-2 °С) вследствие тепловой инерции масс воды, труб и приборов.

При использовании пара температура помещений неравномерна, что противоречит гигиеническим требованиям. Неравномерность температуры возникает из-за несоответствия теплопередачи приборов при неизменной температуре пара (при постоянном давлении)

изменяющимся теплотерям помещения в течение отопительного сезона. В связи с этим приходится уменьшать количество подаваемого в приборы пара и даже периодически отключать их во избежание перегревания помещений при уменьшении их теплотер.

Другое **санитарно-гигиеническое** требование – ограничение температуры наружной поверхности отопительных приборов – вызвано явлением разложения и сухой возгонки органической пыли на нагретой поверхности, сопровождающимся выделением вредных веществ, в частности, окиси углерода. Разложение пыли начинается при температуре 65-70 °С и интенсивно протекает на поверхности, имеющей температуру более 80 °С.

При использовании пара в качестве теплоносителя температура поверхности большинства отопительных приборов и труб постоянна и близка или выше 100 °С, т. е. превышает гигиенический предел. При отоплении горячей водой средняя температура нагретых поверхностей, как правило, ниже, чем при применении пара. Кроме того, температуру воды в системе отопления понижают для снижения теплопередачи приборов при уменьшении теплотер помещений. Поэтому при теплоносителе воде средняя температура поверхности приборов в течение отопительного сезона практически не превышает гигиенического предела.

Важным **экономическим** показателем при применении различных теплоносителей является расход металла на теплопроводы и отопительные приборы.

Расход металла на теплопроводы возрастает с увеличением их поперечного сечения. Вычислим соотношение площади поперечного сечения теплопроводов, по которым подаются различные теплоносители для передачи в помещение одинакового количества теплоты. Примем, что для отопления используется вода, температура которой понижается с 150 до 70 °С, пар избыточным давлением 0,17 МПа (температура 130 °С) и воздух, охлаждающийся с 60 °С до температуры помещения (например, 15 °С). Результаты расчетов, а также характерные параметры теплоносителей (плотность, теплоемкость, удельная теплота конденсации пара) сведем в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Сравнение основных теплоносителей для отопления

Параметры	Теплоноситель		
	вода	пар	воздух
Температура, разность температуры, °С	150-70=80	130	60-15=45
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	917	1,5	1,03
Удельная массовая теплоемкость, кДж/(кг · °С)	4,31	1,84	1,0
Удельная теплота конденсации, кДж/кг	-	2175	-
Количество теплоты для отопления в объеме	316 370	3263	46,4
1 м <sup>3</sup> теплоносителя, кДж	1,5	80	15
Скорость движения, м/с	1	1,8	680
Соотношение площади поперечного сечения Теплопроводов			

Видно, что площади поперечного сечения водоводов и паропроводов относительно близки, а сечение воздухопроводов в сотни раз больше. Это объясняется, с одной стороны, значительной теплоаккумуляционной способностью воды и свойством пара выделять большое количество теплоты при конденсации, с другой стороны – малыми плотностью и теплоемкостью воздуха.

При сравнении расхода металла следует также учесть, что площадь поперечного сечения труб для отвода конденсата от приборов в паровой системе – конденсатопроводов значительно меньше площади сечения паропроводов, так как объем конденсата примерно в 1000 раз меньше объема той же массы пара.

Можно сделать вывод, что расход металла как на водоводы, так и на паро- и конденсатопроводы будет значительно меньшим, чем на воздухопроводы, даже если последние выполнить со значительно более тонкими стенками. Кроме того, при большой длине металлических воздухопроводов малотеплоемкий теплоноситель (воздух) сильно охлаждается по пути движения. Этим объясняется, что при дальнем теплоснабжении в качестве теплоносителя используют не воздух, а воду или пар.

Расход металла на отопительные приборы, обогреваемые паром, меньше, чем на приборы, нагреваемые горячей водой, вследствие уменьшения площади приборов при более высоких значениях температуры нагревающей их среды. Конденсация пара в приборах происходит без изменения температуры насыщенного пара, а при охлаждении воды в приборах понижается средняя температура (например, до 110 °С при температуре воды, входящей в прибор, 150 °С и выходящей из прибора 70 °С). Так как площадь нагревательной поверхности приборов обратно пропорциональна температурному напору (разности между средней температурой поверхности прибора и температурой окружающего его воздуха), то при температуре пара 130 °С (см. табл. 1.1) площадь паровых приборов приблизительно (считая коэффициенты теплопередачи приборов равными и принимая температуру помещения - 20 °С) составит  $(110 - 20) / (130 - 20) = 0,82$  площади водяных приборов.

В дополнение к известным **эксплуатационным** показателям следует отметить, что из-за высокой плотности воды (больше плотности пара в 600-1500 раз и воздуха в 900 раз) в системах водяного отопления многоэтажных зданий может возникать разрушающее гидростатическое давление. В связи с этим в высотных зданиях в США применялись системы парового отопления.

Воздух и вода до определенной скорости движения могут перемещаться в теплопроводах бесшумно. Частичная конденсация пара вследствие попутных теплопотерь через стенки паропроводов и появления попутного конденсата вызывает шум (щелчки, стуки и удары) при движении пара.

В суровых условиях российской зимы в некоторых случаях рекомендуется использовать в системе отопления специальный незамерзающий теплоноситель – **антифриз**. Антифризами являются водные растворы этиленгликоля, пропиленгликоля и других гликолей, а также растворы некоторых неорганических солей. Любой антифриз является достаточно токсичным веществом, требующим особого с ним обращения. Его использование в системе отопления может привести к некоторым негативным последствиям (ускорение коррозионных процессов, снижение теплообмена, изменение гидравлических характеристик, завоздушивание и др.). В связи с этим, применение антифриза в качестве теплоносителя в каждом конкретном случае должно быть достаточно обоснованным.

В заключение перечислим **преимущества** и **недостатки** основных теплоносителей для отопления.

При использовании **воды** обеспечивается достаточно равномерная температура помещений, можно ограничить температуру поверхности отопительных приборов, сокращается по сравнению с другими теплоносителями площадь поперечного сечения труб,

достигается бесшумность движения в теплопроводах. Недостатками применения воды являются значительный расход металла и большое гидростатическое давление в системах. Тепловая инерция воды замедляет регулирование теплопередачи приборов.

При использовании **пара** сравнительно сокращается расход металла за счет уменьшения площади приборов и поперечного сечения конденсаторов, достигается быстрое прогревание приборов и отапливаемых помещений. Гидростатическое давление пара в вертикальных трубах по сравнению с водой минимально. Однако пар как теплоноситель не отвечает санитарно-гигиеническим требованиям, его температура высока и постоянна при данном давлении, что затрудняет регулирование теплопередачи приборов, движение его в трубах сопровождается шумом.

При использовании **воздуха** можно обеспечить быстрое изменение или равномерность температуры помещений, избежать установки отопительных приборов, совмещать отопление с вентиляцией помещений, достигать бесшумности его движения в воздуховодах и каналах. Недостатками являются его малая теплоаккумулирующая способность, значительные площадь поперечного сечения и расход металла на воздуховоды, относительно большое понижение температуры по их длине.

#### 1.4. Основные виды систем отопления

В настоящее время в России применяют центральные системы в основном водяного и, значительно реже, парового отопления, местные и центральные системы воздушного отопления, а также печное отопление в сельской местности. Приведем общую характеристику этих систем (кроме печного отопления) с детальной классификацией на основании рассмотренных свойств теплоносителей.

При **водяном отоплении** циркулирующая нагретая вода охлаждается в отопительных приборах и возвращается к теплоисточнику для последующего нагревания.

Системы водяного отопления *по способу создания циркуляции воды* разделяются на системы с естественной циркуляцией (гравитационные) и с механическим побуждением циркуляции воды при помощи насоса (насосные). В **гравитационной** (лат. gravitas – тяжесть) **системе** (рис. 1.5, а) используется свойство воды изменять свою плотность при изменении температуры. В замкнутой вертикальной системе с неравномерным распределением плотности под действием гравитационного поля Земли возникает естественное движение воды.

В **насосной системе** (рис. 1.5, б) используется насос с электрическим приводом для создания разности давления, вызывающей циркуляцию, и в системе создается вынужденное движение воды.

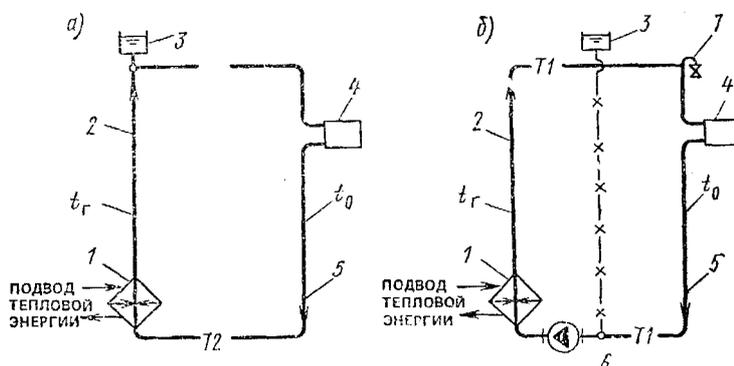


Рис. 1.5. Схемы систем водяного отопления

По температуре теплоносителя различаются системы **низкотемпературные** с предельной температурой горячей воды  $t_r < 70^\circ\text{C}$ , **среднетемпературные** при  $t_r$  от 70 до  $100^\circ\text{C}$  и **высокотемпературные** при  $t_r > 100^\circ\text{C}$ . Максимальное значение температуры воды ограничено в настоящее время  $150^\circ\text{C}$ .

По положению труб, объединяющих отопительные приборы по вертикали или горизонтали, системы делятся на **вертикальные** и **горизонтальные**.

В зависимости от схемы соединения труб с отопительными приборами системы бывают **однотрубные** и **двухтрубные**.

В каждом стояке или ветви однотрубной системы отопительные приборы соединяются одной трубой, и вода протекает последовательно через все приборы. Если каждый прибор разделен условно на две части ("а" и "б"), в которых вода движется в противоположных направлениях и теплоноситель последовательно проходит сначала через все части "а", а затем через все части "б", то такая однотрубная система носит название **бифилярной** (двухпоточной).

В двухтрубной системе каждый отопительный прибор присоединяется отдельно к двум трубам – подающей и обратной, и вода протекает через каждый прибор независимо от других приборов.

При **паровом отоплении** в приборах выделяется теплота фазового превращения в результате конденсации пара. Конденсат удаляется из приборов и возвращается в паровой котел.

Системы парового отопления по способу возвращения конденсата в котел разделяются на **замкнутые** (рис. 1.6, а) с самотечным возвращением конденсата и **разомкнутые** (рис. 1.6, б) с перекачкой конденсата насосом.

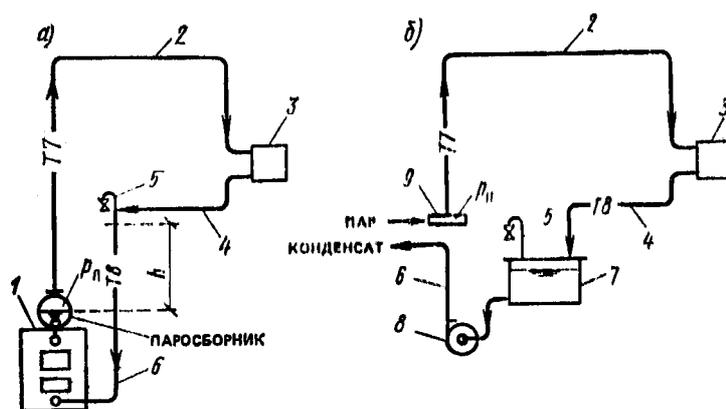


Рис. 1.6. Схемы систем парового отопления

В замкнутой системе конденсат непрерывно поступает в котел под действием разности давления, выраженного столбом конденсата высотой  $h$  (см. рис. 1.6, а) и давления пара  $p_n$  в паросборнике котла. В связи с этим отопительные приборы должны находиться достаточно высоко над паросборником (в зависимости от давления пара в нем).

В разомкнутой системе парового отопления конденсат из отопительных приборов самотеком непрерывно поступает в конденсатный бак и по мере накопления периодически перекачивается конденсатным насосом в котел. В такой системе расположение бака должно обеспечивать стекание конденсата из нижнего отопительного прибора в бак, а давление пара в котле преодолевается давлением насоса.

В зависимости от давления пара системы парового отопления подразделяются на

субатмосферные, вакуум-паровые, низкого и высокого давления (табл. 1.2).

**Таблица 1.2. Параметры насыщенного пара в системах парового отопления**

Система	Абсолютное давление, МПа	Температура, °С	Удельная теплота конденсации, кДж/кг
Субатмосферная	<0,10	<100	>2260
Вакуум-паровая	<0,11	<100	>2260
Низкого давления	0,105-0,17	100-115	2260 –2220
Высокого давления	0,17- 0,27	115-130	2220 -2175

Максимальное давление пара ограничено допустимым пределом длительно поддерживаемой температуры поверхности отопительных приборов и труб в помещениях (избыточному давлению 0,17 МПа соответствует температура пара приблизительно 130 °С).

В системах субатмосферного и вакуум-парового отопления давление в приборах меньше атмосферного и температура пара ниже 100 °С. В этих системах можно, изменяя величину вакуума (разрежения), регулировать температуру пара.

Теплопроводы систем парового отопления делятся на **паропроводы**, по которым перемещается пар, и **конденсатопроводы** для отвода конденсата.

По паропроводам пар перемещается под давлением  $p_n$  в паросборнике котла (см. рис. 1.6, а) или в парораспределительном коллекторе (см. рис. 1.6, б) к отопительным приборам.

Конденсатопроводы (см. рис. 1.6) могут быть **самотечными** и **напорными**. Самотечные трубы прокладывают ниже отопительных приборов с уклоном в сторону движения конденсата. В напорных трубах конденсат перемещается под действием разности давления, создаваемой насосом или остаточным давлением пара в приборах.

В системах парового отопления преимущественно используются двухтрубные стояки, но могут применяться и однотрубные.

При **воздушном отоплении** циркулирующий нагретый воздух охлаждается, передавая теплоту при смешении с воздухом обогреваемых помещений и иногда через их внутренние ограждения. Охлажденный воздух возвращается к нагревателю.

Системы воздушного отопления *по способу создания циркуляции* воздуха разделяются на системы **с естественной циркуляцией** (гравитационные) и **с механическим побуждением** движения воздуха с помощью вентилятора.

В гравитационной системе используется различие в плотности нагретого и окружающего отопительную установку воздуха. Как и в водяной вертикальной гравитационной системе, при различной плотности воздуха в вертикальных частях возникает естественное движение воздуха в системе. При применении вентилятора в системе создается вынужденное движение воздуха.

Воздух, используемый в системах отопления, нагревается до температуры, обычно не превышающей 60 °С, в специальных теплообменниках – калориферах. Калориферы могут обогреваться водой, паром, электричеством или горячими газами. Система воздушного

отопления при этом соответственно называется **водовоздушной, паровоздушной, электровоздушной** или **газовоздушной**.

Воздушное отопление может быть **местным** (рис. 1.7, а) или **центральным** (рис. 1.7, б).

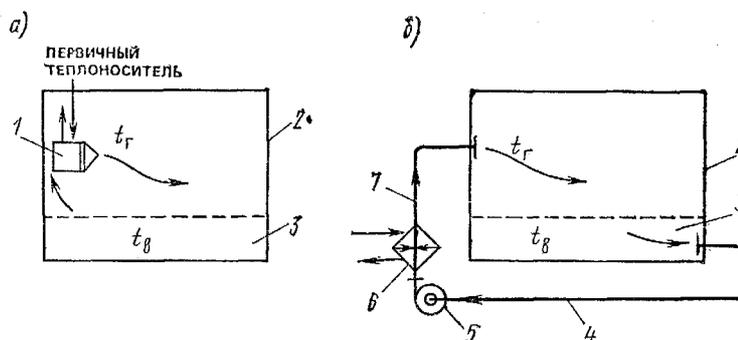


Рис. 1.7. Схемы систем воздушного отопления

В местной системе воздух нагревается в отопительной установке с теплообменником (калорифером или другим отопительным прибором), находящимся в обогреваемом помещении.

В центральной системе теплообменник (калорифер) размещается в отдельном помещении (камере). Воздух при температуре  $t_b$  подводится к калориферу по **обратному** (рециркуляционному) воздухопроводу. Горячий воздух при температуре  $t_r$  перемещается вентилятором в обогреваемые помещения по **подающим** воздуховодам.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Определите климатические условия в течение отопительного сезона в основных регионах территории России.
2. Оцените суровость (число градусо-суток) зимы в Вашем городе по сравнению с условиями в г. Верхоянске.
3. Начертите принципиальную схему теплоснабжения Вашего жилого (учебного) здания.
4. Рассчитайте сравнительный запас тепловой энергии для целей отопления помещения в 1 кг трех основных теплоносителей.
5. Опишите по классификационным признакам систему отопления вашего жилого здания.
6. Чем объясняется распространение водяного отопления в гражданских и воздушного отопления в производственных зданиях?
7. Изобразите стояк и горизонтальную ветвь бифилярной системы водяного отопления.
8. Определите, насколько сократится теплоотдача отопительного прибора в помещение (температура  $20^{\circ}\text{C}$ ), если абсолютное давление насыщенного пара в приборе в одном случае будет 0,15, а в другом - 0,05 МПа, т. е. уменьшится в 3 раза.

## 2. ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

### 2.1. Тепловой баланс помещения

Система отопления предназначена для создания в помещениях здания температурной обстановки, соответствующей комфортной для человека или отвечающей требованиям технологического процесса.

Выделяемая человеческим организмом теплота должна быть отдана окружающей среде так и в таком количестве, чтобы человек, находящийся в процессе выполнения какого-либо вида

деятельности, не испытывал при этом ощущения холода или перегрева. Наряду с затратами на испарение с поверхности кожи и легких, теплота отдается с поверхности тела посредством конвекции и излучения. Интенсивность теплоотдачи конвекцией в основном определяется температурой и подвижностью окружающего воздуха, а посредством лучеиспускания – температурой поверхностей ограждений, обращенных внутрь помещения.

Температурная обстановка в помещении зависит от тепловой мощности системы отопления, а также от расположения обогревающих устройств, теплофизических свойств наружных и внутренних ограждений, интенсивности других источников поступления и потерь теплоты. В холодное время года помещение в основном теряет теплоту через наружные ограждения и, в какой-то мере, через внутренние ограждения, отделяющие данное помещение от смежных, имеющих более низкую температуру воздуха. Кроме того, теплота расходуется на нагревание наружного воздуха, который проникает в помещение через неплотности ограждений, а также материалов, транспортных средств, изделий, одежды, которые холодными попадают снаружи в помещение.

Системой вентиляции может подаваться воздух с более низкой температурой по сравнению с температурой воздуха в помещении. Технологические процессы в помещениях производственных зданий могут быть связаны с испарением жидкостей и другими процессами, сопровождаемыми затратами теплоты.

В установившемся (стационарном) режиме потери равны поступлениям теплоты. Теплота поступает в помещение от людей, технологического и бытового оборудования, источников искусственного освещения, от нагретых материалов, изделий, в результате воздействия на здание солнечной радиации. В производственных помещениях могут осуществляться технологические процессы, связанные с выделением теплоты (конденсация влаги, химические реакции и пр.).

Учет всех перечисленных составляющих потерь и поступления теплоты необходим при сведении теплового баланса помещений здания и определении дефицита или избытка теплоты. Наличие дефицита теплоты  $\Delta Q$  указывает на необходимость устройства в помещении отопления. Избыток теплоты обычно ассимилируется вентиляцией. Для определения тепловой мощности системы отопления  $Q_{от}$  составляет баланс расходов теплоты для расчетных условий холодного периода года в виде

$$Q_{от} = \Delta Q = Q_{огр} + Q_{и(вент)} \pm Q_{т(быт)}, \quad (2.1)$$

где  $Q_{огр}$  – потери теплоты через наружные ограждения;  $Q_{и(вент)}$  – расход теплоты на нагревание поступающего в помещение наружного воздуха;  $Q_{т(быт)}$  – технологические или бытовые выделения или расход теплоты.

Баланс составляется для условий, когда возникает наибольший при заданном коэффициенте обеспеченности дефицит теплоты. Для гражданских (обычно, для жилых) зданий учитывают регулярные тепlopоступления в помещение от людей, освещения, других бытовых источников. В производственных зданиях в расчет принимают период технологического цикла с наименьшими тепловыделениями (возможные максимальные тепловыделения учитывают при расчете вентиляции).

Тепловой баланс составляют для стационарных условий. Нестационарность тепловых процессов, происходящих при отоплении помещений, учитывают специальными расчетами на основе теории теплоустойчивости.

Методы определения отдельных составляющих тепlopотерь, входящих в формулу (2.1) подробно рассматриваются в курсе «Теоретические основы создания микроклимата в помещении».

## 2.2. Определение расчетной тепловой мощности системы отопления

Отопительный прибор предназначен для компенсации дефицита теплоты в помещении. Использование приборов той или иной конструкции и их размещение в помещении не должны приводить к заметному перерасходу теплоты. Показателем, оценивающим эти свойства, является отопительный эффект прибора, который показывает отношение количества фактически затрачиваемой прибором теплоты для создания в помещении заданных условий теплового комфорта к расчетным потерям теплоты помещением.

Считается, что наилучшим отопительным эффектом обладают панельно-лучистые приборы, установленные в верхней зоне помещения или встроенные в конструкцию потолка. Отопительный эффект таких приборов равен 0,9...0,95, т. е. теплоотдача потолочных панелей может быть даже несколько ниже расчетных теплопотерь помещения без ухудшения комфортности внутренних условий. Отопительный эффект панели, расположенной в конструкции пола, около 1,0. Однако подоконная панель, встроенная в конструкцию наружной стены, может иметь заметные бесполезные потери теплоты и ее отопительный эффект снижается до 1,1.

Наиболее распространенные приборы – секционные или панельные радиаторы устанавливаются обычно около поверхности наружной стены. Заприборная поверхность стены при этом перегревается, и через нее бесполезно теряется некоторое количество теплоты. В результате отопительный эффект радиаторов оценивают величиной 1,04...1,06. В этом отношении более эффективными оказываются конвекторы, располагаемые вдоль наружной стены. Отопительный эффект, например, плинтусного конвектора около 1,03. В целом в зависимости от вида прибора и способа его установки у наружного ограждения эта величина может изменяться от 1,02 до 1,1.

Выпускаемые промышленностью отопительные приборы обычно имеют определенный шаг номенклатурного ряда. При определении установочной площади теплоотдающей поверхности прибора число его элементов (например, количество секций радиатора) или его длину (например, для панельных радиаторов или конвекторов) округляют, чаще всего, в большую сторону. Связанное с этим увеличение теплового потока в зависимости от теплоотдачи отдельного элемента прибора может менять его отопительный эффект от 1,02 до 1,1.

Кроме потерь, связанных с конструкцией или размещением отопительных приборов, в системе отопления возникают бесполезные, приводящие к попутному охлаждению теплоносителя, потери теплоты трубами, встроенными в конструкции наружных ограждений, а также проложенными в неотапливаемых помещениях здания.

Так как все указанные выше дополнительные потери теплоты неизбежны и всегда существуют, нормами предлагается учитывать их в виде дополнительных коэффициентов при определении окончательной расчетной тепловой мощности системы отопления  $Q_{от}$ , Вт, для конкретного помещения или системы в целом, по формуле вида

$$Q_{от} = k(\Sigma\Delta Q)\beta_1\beta_2, \quad (2.2)$$

где  $\Delta Q$  – расчетный дефицит теплоты в помещении, Вт, определяемый по формуле (2.1) ( $\Sigma$  – при определении тепловой мощности отопления здания в целом);  $k$  – поправочный коэффициент, учитывающий (при определении тепловой мощности системы отопления в целом) дополнительные теплопотери, связанные с охлаждением теплоносителя в магистралях, проходящих в неотапливаемых помещениях (при прокладке обеих магистралей в техподполье или подвале  $k=1,03$ ; при прокладке одной из магистралей на чердаке  $k=1,1$ );  $\beta_1$  – коэффициент учета дополнительного теплового потока отопительных приборов за счет округления их площади сверх расчетной величины;  $\beta_2$  – коэффициент учета дополнительных потерь теплоты приборами, расположенными у наружных ограждений.

Согласно СНиП [1] суммарная величина дополнительных теплопотерь должна быть не более 7 % тепловой мощности системы отопления. В связи с этим при определении мощности системы отопления и отсутствии необходимых данных для выбора указанных выше коэффициентов их произведение принимают равным допустимой величине, т. е.  $k\beta_1\beta_2=1,07$ .

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ**

1. Как определяется дефицит теплоты в тепловом балансе помещения, указывающий на необходимость отопления помещения?
2. Почему и на сколько могут отличаться расчетные теплопотери здания от установочной мощности системы отопления?
3. Какой физический смысл и как определяется продолжительность и средняя температура отопительного сезона для здания с внутренними тепловыделениями?

## **РАЗДЕЛ 2. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ**

### **3. ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ И ИХ ОБОРУДОВАНИЕ**

#### **3.1. Теплоснабжение системы водяного отопления**

**Теплоисточником** для системы водяного отопления до середины XX в. являлась главным образом местная водогрейная котельная (местное теплоснабжение), размещаемая в отапливаемом здании или близ него. Встречалось также, чаще на территории промышленных предприятий, паровое теплоснабжение с применением пароводяного теплообменника в системе водяного отопления.

Во второй половине XX в. распространилось **централизованное водяное теплоснабжение**, при котором используется высокотемпературная вода, поступающая в здание из отдаленного теплоисточника - ТЭЦ или центральной тепловой станции (см. рис. 1.4).

В зависимости от источника теплоснабжения изменяются оборудование местного теплового пункта системы отопления и ее принципиальная схема (рис. 3.1).

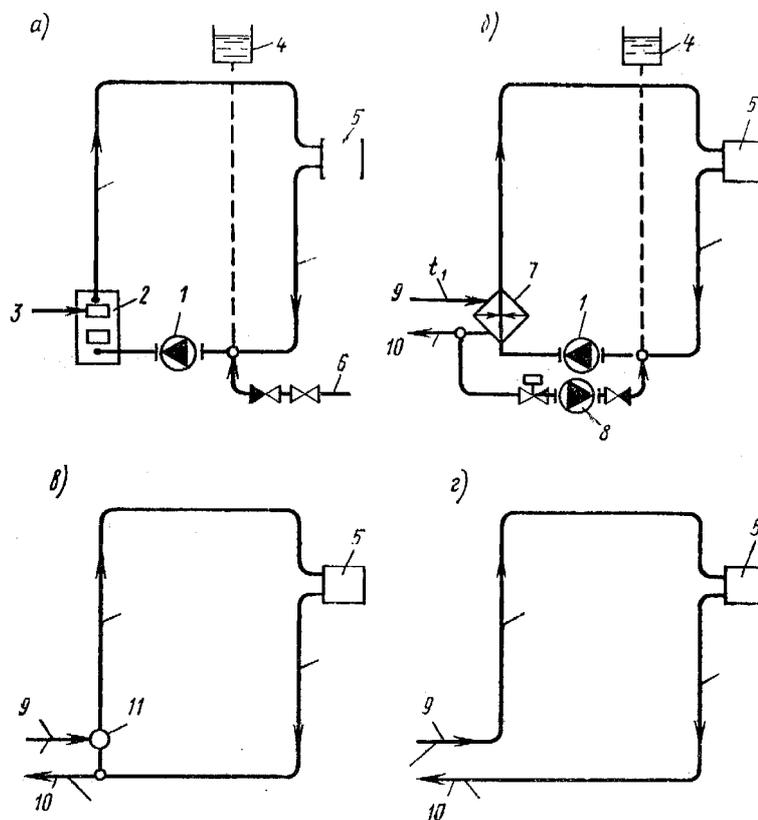


Рис. 3.1. Принципиальные схемы систем отопления

Принципиальная схема системы насосного водяного отопления **при местном теплоснабжении** от собственной водогрейной котельной в отапливаемом здании показана на рис. 3.1, а. Воду, нагреваемую в котлах, перемещает циркуляционный насос, включенный в общую подающую или обратную магистраль, к которой, как изображено на схеме, присоединен также расширительный бак. Систему заполняют водой из водопровода.

**При централизованном водяном теплоснабжении** применяют три способа присоединения системы насосного водяного отопления к наружным теплотрассам.

**Независимая схема** присоединения системы насосного водяного отопления (см. рис. 3.1, б) близка по своим элементам к схеме при местном теплоснабжении (см. рис. 3.1, а). Лишь котлы заменяют теплообменниками и систему заполняют деаэрированной водой (лишенной растворенного воздуха) из наружной тепловой сети, используя высокое давление в ней или специальный подпиточный насос, если это давление недостаточно высоко. Воду для заполнения системы, как правило, забирают из обратного теплотрассы (показано на рисунке). Возможна, однако, подача воды и из подающего теплотрассы, если давление высокотемпературной воды, передающееся при этом в систему, допустимо для всех ее элементов.

При независимой схеме создается местный теплогидравлический режим в системе отопления при пониженной температуре греющей воды ( $t_r < t_1$ ). Первичная вода после теплообменников должна иметь температуру выше температуры обратной воды в системе отопления ( $t_2 > t_0$ ). Если, например, расчетная температура  $t_0 = 70^\circ\text{C}$ , то для сокращения площади нагревательной поверхности теплообменников температура  $t_2$  должна быть не ниже  $75^\circ\text{C}$ .

Независимую схему присоединения применяют, когда в системе не допускается повышение гидростатического давления (по условию прочности элементов системы отопления и, прежде всего, отопительных приборов) до давления, под которым находится вода в наружном обратном теплотрассы.

Преимуществом независимой схемы, кроме обеспечения теплогидравлического режима, индивидуального для каждого здания, является возможность сохранения циркуляции с использованием теплосодержания воды в течение некоторого времени, обычно достаточного для устранения аварийного повреждения наружных теплопроводов. Система отопления при независимой схеме служит дольше, чем система с местной котельной, вследствие уменьшения коррозионной активности воды.

**Зависимая схема** присоединения системы отопления **со смешением воды** (см. рис. 3.1, в) проще по конструкции и в обслуживании. Стоимость ее ниже стоимости независимой схемы, благодаря исключению таких элементов, как теплообменники, расширительный бак и подпиточный насос, функции которых выполняются централизованно на тепловой станции. Эту схему выбирают, когда в системе требуется температура воды  $t_r < t_1$  и допускается повышение гидростатического давления до давления, под которым находится вода в наружном обратном теплопроводе.

Смешение обратной воды из системы отопления с высокотемпературной водой из наружного подающего теплопровода осуществляют при помощи смесительного аппарата - насоса или водоструйного элеватора. Насосная смесительная установка имеет преимущество перед элеваторной. Ее КПД выше, в случае аварийного повреждения наружных теплопроводов возможно, как и при независимой схеме присоединения, сохранение циркуляции воды в системе отопления. Смесительный насос можно применять в системах отопления со значительным гидравлическим сопротивлением, тогда как при использовании элеваторной смесительной установки потери давления в системе должны быть сравнительно небольшими. Водоструйные элеваторы получили широкое распространение благодаря безотказному и бесшумному действию.

Недостатком зависимой схемы присоединения со смешением является незащищенность системы от повышения в ней гидростатического давления, непосредственно передающегося через обратный теплопровод, до значения, опасного для целостности отопительных приборов и арматуры.

**Зависимая прямоточная схема** присоединения системы отопления к наружным теплопроводам наиболее проста по конструкции и в обслуживании. В системе отсутствуют такие элементы, как теплообменник или смесительная установка, циркуляционный и подпиточный насосы, расширительный бак (см. рис. 3.1, г). Прямоточную схему применяют, когда в системе допускаются подача высокотемпературной воды ( $t_r = t_1$ ) и значительное гидростатическое давление, или при прямой подаче низкотемпературной воды.

Недостатками зависимой прямоточной схемы являются невозможность местного регулирования температуры горячей воды и зависимость теплового режима здания от температуры воды в наружном подающем теплопроводе. Высота зданий, в которых используют высокотемпературную воду, ограничена вследствие необходимости сохранить в системе гидростатическое давление, достаточно высокое для предотвращения вскипания воды.

При централизованном теплоснабжении с применением независимой и зависимых схем присоединения в системе отопления циркулирует деаэрированная вода. Это не только упрощает удаление воздуха из системы (фактически удаление воздушных скоплений проводят только в пусковой период после монтажа и ремонта), но и увеличивает срок ее службы.

### 3.2. Тепловой пункт системы водяного отопления

При местном (децентрализованном) теплоснабжении тепловым пунктом системы отопления является, как уже установлено, местная водогрейная котельная, подробно рассматриваемая в дисциплине “Теплогенерирующие установки”.

Для общности изложения приведем лишь принципиальную схему теплопроводов **котельной** (рис. 3.2), изобразив ее для случая, когда местным теплоснабжением, кроме системы отопления (О), обеспечиваются также системы вентиляции (В), системы «теплый пол» (ТП), горячего водоснабжения (ГВ) здания и подогрева воды в бассейне.

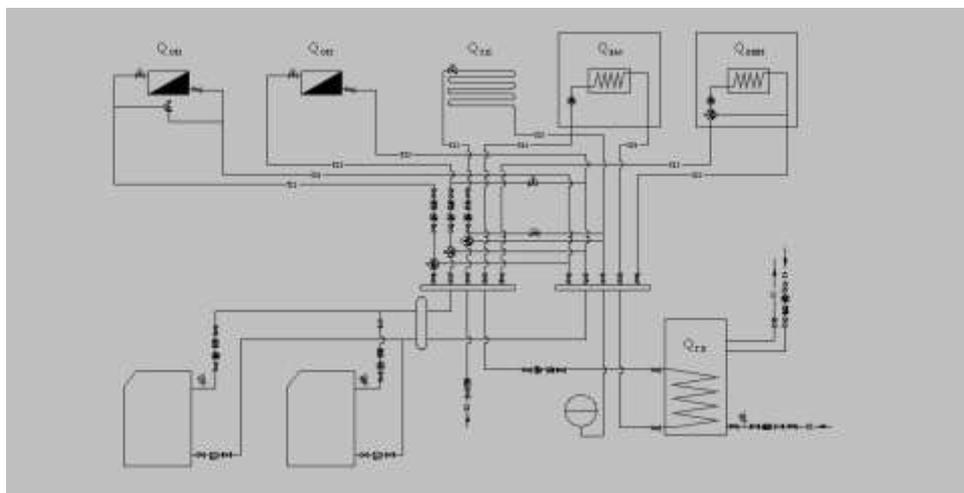


Рис. 3.2. Принципиальная схема котельной при децентрализованном теплоснабжении

Обычно в котельной устанавливают один или два котла, каждый из которых рассчитан на 50 % общей тепловой мощности всех потребителей теплоты здания. Первичная вода в котле нагревается до температуры, не ниже требуемой и достаточной для последующего нагревания водопроводной (вторичной) воды в теплообменнике системы горячего водоснабжения (обычно 70 °С).

Современная схема местного (децентрализованного) теплоснабжения предусматривает установку в каждой системе собственного циркуляционного насоса. Расширительный бак является общим для всех теплопотребителей.

При централизованном теплоснабжении **тепловой пункт** может быть **местным** - индивидуальным (ИТП) для системы отопления данного здания и **групповым** - центральным (ЦТП) для систем отопления группы зданий (рассматривается в дисциплине “Теплоснабжение”). Проектирование тепловых пунктов ведется в соответствии с нормативными правилами [4].

Принципиальная схема местного теплового пункта **при независимом присоединении** системы насосного водяного отопления к наружным теплопроводам с необходимой запорной, контрольно-измерительной и регулирующей арматурой показана на рис. 3.3.

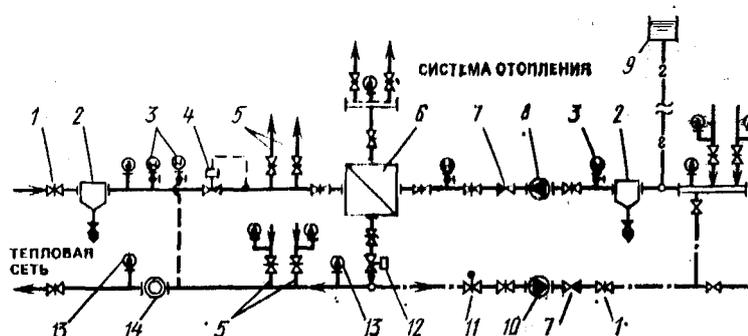


Рис. 3.3. Схема теплового пункта при независимом присоединении

Слева на рисунке изображены наружные теплопроводы, по которым перемещается высокотемпературная вода (температура  $t_1$ ) в теплообменник и охлажденная вода (температура  $t_2$ ) из теплообменника. Число теплообменников обусловлено делением системы отопления

здания на отдельные независимые части. При единой системе устанавливают один-два теплообменника. Расход высокотемпературной воды предусмотрено изменять автоматически при помощи регулирующего клапана в соответствии с задаваемой программой изменения температуры воды  $t_r$ , направляемой в систему отопления. Показан также регулятор давления (РД) “после себя” для понижения давления в подающем теплопроводе до необходимого значения.

Справа на рис. 3.3 даны: сверху - теплопроводы системы отопления от сборного до распределительного коллекторов с циркуляционным насосом и присоединенным расширительным баком, снизу - линия для заполнения (и восполнения при утечке) системы деаэрированной водой, забираемой из наружных теплопроводов. Подпиточный насос на этой линии устанавливают только тогда, когда гидростатическое давление в системе отопления превышает давление в наружных теплопроводах. Действует этот насос периодически с автоматическим управлением в зависимости от изменения уровня воды в открытом расширительном баке или при снижении давления в точке подключения насоса до недопустимой величины.

Для нагревания воды до температуры  $t_r$  служит теплообменник. В настоящее время применяют так называемые скоростные теплообменники различных типов. **Кожухотрубный водо-водяной теплообменник** состоит из стандартных секций длиной 2 и 4 м. Каждая секция представляет собой стальную трубу диаметром от 50 до 300 мм, внутрь которой помещены несколько латунных трубок диаметром 16x1 мм. Греющая вода из наружного теплопровода пропускается по латунным трубкам, нагреваемая из системы отопления - противотоком в межтрубном пространстве. Более совершенный **пластинчатый теплообменник** набирается из определенного количества стальных профилированных пластин. Греющая и нагреваемая вода протекает между пластинами противотоком или перекрестно.

Длину и число секций кожухотрубного теплообменника или размеры и число пластин в пластинчатом теплообменнике определяют в результате теплового расчета (подробно рассматривается в дисциплине “Теплоснабжение”).

Ориентировочно общую площадь нагревательной поверхности кожухотрубного теплообменника  $A_{т.о}$ , м<sup>2</sup>, можно найти, задаваясь коэффициентом теплопередачи  $k_{т.о}$  в пределах от 1500 до 2000 Вт/(м<sup>2</sup>·°C), по формуле

$$A_{т.о} = Q_c / (k_{т.о} \Delta t_{cp}), \quad (3.1)$$

где  $Q_c$  - тепловая мощность системы отопления, Вт;  $\Delta t_{cp}$  - средняя логарифмическая разность температуры греющей и нагреваемой воды, °C.

Число секций теплообменника  $N$ , шт., получают, выбрав длину и площадь одной секции  $a_1$ , м<sup>2</sup>, по справочной литературе

$$N = A_{т.о} / a_1 \quad (3.2)$$

с округлением до ближайшего целого числа.

Движение нагреваемой воды в межтрубном пространстве последовательно соединенных  $N$  секций длиной 4 м сопровождается потерями давления  $\Delta p_{т.о}$ , кПа, которые определяются по формуле

$$\Delta p_{т.о} = 10,79 w^2 N, \quad (3.3)$$

где  $w$  – скорость движения нагреваемой воды в межтрубном пространстве теплообменника, м/с, определяемая по формуле

$$w = G_c / (\rho_{ср} a_{м.тр}); \quad (3.4)$$

$G_c$  – расход воды в системе отопления по формуле (3.7), кг/с;  $\rho_{cp}$  – средняя плотность нагреваемой воды, кг/м<sup>3</sup>;  $a_{m,тр}$  – площадь межтрубного пространства секции теплообменника, м<sup>2</sup> (приводится в справочной литературе).

Принципиальная схема местного теплового пункта **при зависимом присоединении** системы водяного отопления к наружным теплопроводам **со смешением воды** при помощи водоструйного элеватора дана на рис. 3.4.

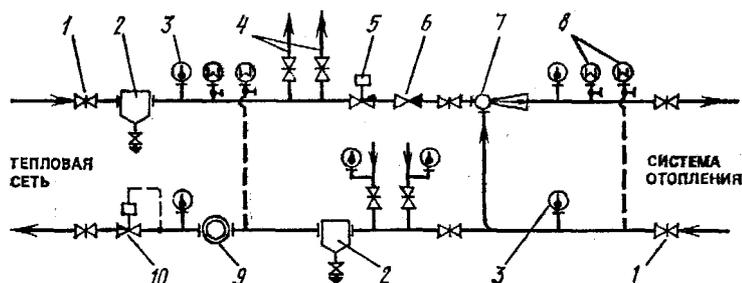


Рис. 3.4. Схема теплового пункта при зависимом присоединении со смешением

На схеме показаны смесительный аппарат, основные контрольно-измерительные и другие приборы и арматура, применяемые в тепловых пунктах, относящихся не только к системе отопления, но и к системам приточной вентиляции и горячего водоснабжения. На подающем теплопроводе высокотемпературной воды (температура  $t_1$ ) помещен регулятор расхода (РР), предназначенный для стабилизации расхода воды в системе отопления при неравномерном отборе ее через ответвления к другим теплопотребителям. Если применяется автоматизированный водоструйный элеватор, то вместо РР предусматривается регулирующий клапан для получения заданной температуры воды, поступающей в систему отопления. Следовательно, в этом случае при смешивании воды обеспечивается местное качественное регулирование работы системы отопления.

На рисунке показан также регулятор давления (РД), поддерживающий давление “до себя”, необходимое для заполнения системы отопления водой, и препятствующий вытеканию воды из системы (как и обратный клапан на подающем теплопроводе) при аварийном опорожнении наружных теплопроводов.

Манометры, размещаемые попарно на одном и том же уровне от пола (см. рис. 3.4), позволяют судить не только о гидростатическом давлении в каждом теплопроводе, но и о разности давления, определяющей интенсивность движения теплоносителя в циркуляционных кольцах систем. Тепломер на обратном теплопроводе предназначен для учета общих теплотрат в здании.

Для смешивания высокотемпературной и охлажденной (температура  $t_0$ ) воды вместо водоструйных элеваторов применяют также центробежные насосы (§ 3.5).

Принципиальная схема местного теплового пункта при **зависимом прямоточном присоединении** системы водяного отопления к наружным теплопроводам изображена на рис. 3.5. Схема отличается от предыдущей (см. рис. 3.4) отсутствием смесительного аппарата (водоструйного элеватора). Горячая вода по подающему теплопроводу непосредственно поступает в систему отопления. Клапан на этом теплопроводе предназначен для регулирования расхода греющей воды в системе. Температура и разность давления воды на вводе теплопроводов в здание контролируются по показаниям термометров и манометров. Применяются, как и в схеме на рис. 3.4, регулятор давления “до себя” на обратном теплопроводе и обратный клапан на подающем, а также тепломер для учета теплотрат в системе отопления.

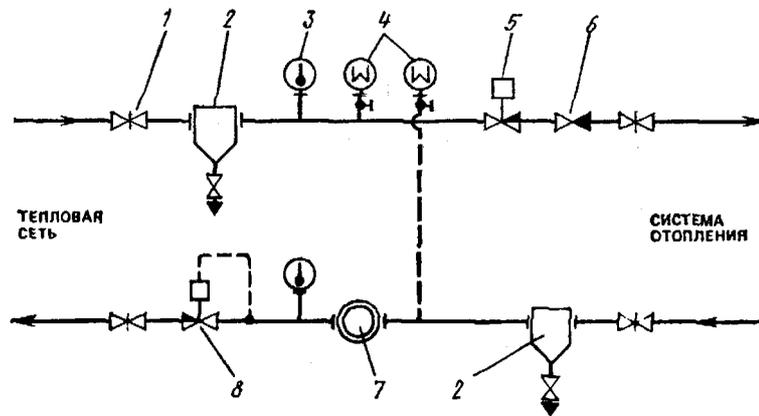


Рис. 3.5. Схема теплового пункта при зависимом прямоточном присоединении

### 3.3. Теплогенераторы для местной системы водяного отопления

При неплотной застройке жилых районов одно-двухэтажными зданиями применяют системы квартирного водяного отопления. Источником теплоты в такой системе может быть газовый водонагреватель.

Автоматический газовый водонагреватель типа АГВ (тепловая мощность 7...14 кВт, КПД около 80 %) используют для отопления помещений зданий площадью 50...100 м<sup>2</sup>. Водонагреватель (рис. 3.6) состоит из внешнего цилиндра (кожуха), внутреннего бака из стального оцинкованного листа толщиной 3 мм, основной и запальной газовых горелок и газоотводящего устройства. В центре бака расположена жаровая теплообменная труба. Холодная вода поступает в бак снизу и, постепенно нагреваясь, поднимается к выходному патрубку в верхней его части. В нижней части аппарата расположены основная и запальная горелки. Основная горелка - эжекционная, где происходит частичное предварительное смешивание газа с воздухом. Первичный воздух (в количестве 55 % теоретически необходимого для полного сжигания) поступает из помещения в горелку, эжектируясь струей газа. Газо-воздушная смесь, выходя из огневых отверстий чугунной головки горелки, поджигается пламенем запальной горелки. Вторичный воздух поступает к пламени уже в самой топке.

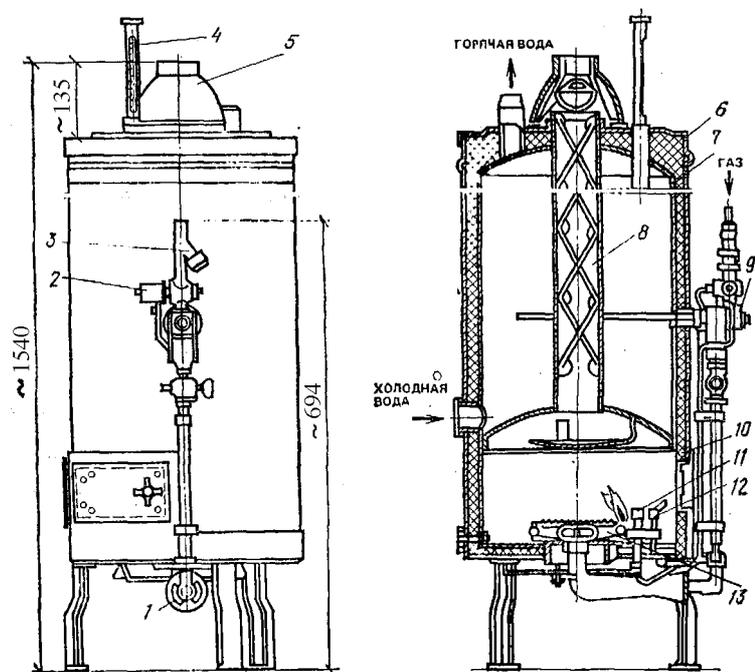


Рис. 3.6. Водонагреватель типа АГВ

При работе основной горелки вода нагревается до требуемой температуры (80...90 °С), после чего терморегулятор автоматически прекращает доступ газа к основной горелке. Запальная горелка работает постоянно, и при понижении температуры воды воспламеняет газозвудушную смесь, вновь выходящую из основной горелки. Подача газа в аппарат автоматически прекращается при недопустимом снижении давления газа, а также при уменьшении разрежения в дымоходе.

Для водяного отопления используют также комбинированные аппараты с водяным контуром типа АКГВ (тепловая мощность 20 кВт, температура нагретой воды 50...90 °С, КПД около 83 %) с двумя отдельными теплообменниками для горячего водоснабжения и отопления.

Применяют также компактные отопительные газовые аппараты с водяным контуром типа АОГВ (тепловая мощность 11...29 кВт, площадь отапливаемых помещений 80...200 м<sup>2</sup>), предназначенные для работы на природном и сжиженном газе.

На рис. 3.7 показан отопительный аппарат типа АОГВ, представляющий собой напольный шкаф из листовой стали. В конструкцию нагревателя входят теплообменник, горелочные устройства с эжекционной горелкой, блоки автоматики. Теплообменник выполнен в виде сварного штампованного радиатора, размещенного горизонтально и имеющего со стороны задней стенки аппарата трубы входа и выхода воды. Перед патрубком дымоотвода создана специальная полость - короб, служащий для стабилизации тяги в камере сгорания.

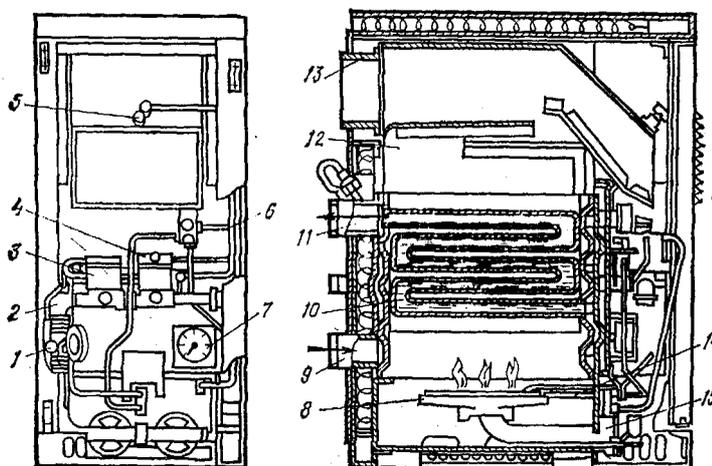


Рис. 3.7. Отопительный аппарат типа АОГВ

Рассмотренные выше газовые водонагреватели сыграли значительную роль в переходе, особенно в сельской местности, от примитивного печного отопления малоэтажных зданий к современному и более комфортному квартирному водяному отоплению. Этому, прежде всего, способствовало важное их достоинство: при подключении к гравитационной системе отопления не требовалось использования электроэнергии. Однако подобные аппараты имеют ряд существенных недостатков: маломощность, низкий уровень автоматизации, наличие постоянно действующего запального устройства, перерасход топлива из-за низкого КПД.

За последние годы в российских городских предместьях отмечается значительный рост индивидуального жилищного строительства. Как правило, современный жилой дом представляет собой капитальное строение с постоянным проживанием людей, имеющее несколько этажей с большим количеством разнофункциональных помещений. Строительство подобного дома сопровождается повышенными требованиями заказчика к комфорту проживания в нем. Помимо традиционных инженерных систем (отопление и горячее водоснабжение), в доме часто предусмотрены и другие теплопотребляющие системы: обогреваемые полы в отдельных помещениях, бассейн, приточная вентиляция, кондиционирование воздуха.

Также необходимо отметить, что в настоящее время в условиях интенсивной городской застройки часто наблюдается отказ от традиционного для России централизованного теплоснабжения. По различным причинам (прежде всего, загруженность и ветхость существующих городских тепловых сетей) все чаще вновь возводимые здания оснащаются децентрализованной системой теплоснабжения с собственной встроенной, пристроенной или крышной котельной.

Российский рынок очень быстро отреагировал на возросший спрос по современному оборудованию для подобных систем и, в том числе по теплогенераторам. В настоящее время многочисленные зарубежные фирмы предлагают сертифицированное в России котельное оборудование, отличающееся своими техническими возможностями. Отечественная промышленность пока не может удовлетворить резко возросший спрос на подобную технику и предложить российскому потребителю высококачественное и многофункциональное теплогенерирующее оборудование.

Конструктивные особенности современного теплогенератора определяются, прежде всего, видом используемого в нем топлива. Наиболее доступным и дешевым в настоящее время является природный газ. Газовые водогрейные котлы оборудуются либо встроенной атмосферной горелкой (поступление воздуха для горения газа за счет естественной тяги в дымовой трубе), либо выносной горелкой (принудительное создание газо-воздушной смеси). Разница в конструкции котла при этом существенная, что связано с технологическим

принципом устройства топочной камеры. Котлы устанавливаются непосредственно на пол котельной или на невысокий (200...300 мм) фундамент.

Принципиально различаются теплогенераторы с емкостью для нагрева воды цельностальной или набранной из отдельных, как правило, чугунных секций. Последние более коррозионностойкие, что важно, так как качество водопроводной воды, которой заполняются инженерные системы дома, часто отличается от требуемого. Секционные котлы, которые могут поставляться на объект в разобранном виде, удобны при монтаже в стесненных условиях стройплощадки. Еще одно их преимущество – возможность быстрой аварийной замены в процессе эксплуатации вышедшей по какой-либо причине из строя секции. Стальной котел в этом случае придется менять целиком.

В особую группу необходимо выделить настенные газовые котлы мощностью 15...30 кВт, которые имеют очень широкое распространение на Западе. Настенный генератор теплоты имеет много преимуществ. Он компактен, удобен в монтаже и эксплуатации, универсален в выборе места его размещения в доме. Котел оснащен уже встроенным в него необходимым оборудованием: циркуляционным насосом, расширительным мембранным баком, воздухоотводчиком, предохранительной и запорной арматурой. Определенный тип данного котла позволяет отказаться от традиционной дымовой трубы и отводить продукты сгорания через наружную стену с помощью специальной конструкции “труба в трубе”. Настенные котлы выпускаются двух типов: одноконтурные и двухконтурные. Последние осуществляют как функцию отопления, так и горячего водоснабжения.

При отсутствии газа следующим по значимости является более дорогое дизельное топливо. Его использование для работы теплогенератора заметно повышает стоимость самой котельной за счет появления в ее схеме дополнительного оборудования (топливных баков, системы топливоподачи), а также эксплуатационную стоимость вырабатываемой генератором теплоты.

Как правило, конструкция подобного котла универсальна, и переход на использование в нем природного газа осуществляется простой и быстрой заменой выносной дизельной горелки на газовую с последующей ее наладкой. Котел продолжает работать с той же автоматикой, каких-либо переделок в тепловой схеме котельной при этом не требуется. Ряд стран предлагают на нашем рынке и комбинированные горелки, работающие на двух видах топлива, в которых переход на другое топливо осуществляется простым поворотом крана. Но подобные горелки достаточно сложны в устройстве, наладке и эксплуатации.

Электрические теплогенераторы не находят широкого применения в России, в основном, из-за высокого тарифа стоимости электроэнергии при ее использовании на отопительные нужды, а также из-за часто ограниченного лимита расчетной электрической мощности, выделяемого для строящегося здания. Подобные котлы с мощностью до 20 кВт чаще всего используются для отопления и горячего водоснабжения жилых или вспомогательных зданий с небольшой площадью (до 100 м<sup>2</sup>).

Опыт эксплуатации котельного оборудования показывает, что при выборе даже дорогого теплогенератора следует стремиться к его максимальной конструктивной простоте, что является залогом его надежности. Абсолютно оправданно не находят широкого применения в России комбинированные водогрейные котлы, конструкция которых позволяет использовать для его работы несколько, иногда до 4-х, видов топлива (природный газ, дизельное топливо, электричество, дрова или уголь). Наличие в котле дополнительного встроенного оборудования, не относящегося непосредственно к функционированию самого котла (циркуляционный насос, расширительный бак, нагреватель для горячей воды, предохранительная и иная арматура) несколько упростит и ускорит монтаж котельной. Но при этом опять же снизится надежность теплогенератора, усложнятся его дальнейшая эксплуатация, а также обслуживание и ремонт указанного выше оборудования, которое лучше при проектировании вынести за пределы котла. От чего не следует отказываться, так это от наличия в конструкции горелки котла возможности плавно или ступенчато изменять его мощность в зависимости от постоянно изменяющейся теплотребности подключенных к нему систем. Это в значительной мере повысит устойчивость работы котельного оборудования в процессе эксплуатации.

Особенностью всех современных теплогенераторов является то, что они комплектуются собственными средствами автоматизации, которые обеспечивают регулирование и управление процессами функционирования не только самого котла, но и всех подключенных к нему теплопотребляющих систем. А они, в свою очередь, различаются как температурными и гидравлическими параметрами работы, так и временем и продолжительностью действия.

Система отопления, в частности, потребляет теплоту только в холодный и переходный периоды года. Изменение теплоподдачи в них осуществляется путем изменения температуры воды от котла по задаваемому на его блоке управления графику качественного регулирования в зависимости от текущей температуры наружного воздуха. В более простом варианте изменение теплоподдачи в систему отопления осуществляется с помощью регулятора температуры внутреннего воздуха, установленного в контрольном помещении дома. Система напольного отопления рассчитывается с более низкими, чем в традиционной системе отопления, температурными параметрами воды и имеет в схеме котельной самостоятельный узел регулирования и управления. Действует она, как правило, круглый год и в зависимости от назначения имеет переменный или постоянный режим работы.

### 3.4. Циркуляционный насос системы водяного отопления

Общим для всех схем, изображенных на рис. 3.1, является применение насоса для искусственного побуждения движения воды в системе отопления. В первых двух схемах (см. рис. 3.1, *а, б*) циркуляционный насос включают непосредственно в магистрали системы отопления здания. В зависимых схемах (см. рис. 3.1, *в, г*) циркуляционный насос помещают на тепловой станции, и он создает давление, необходимое для циркуляции воды, как в наружных теплопроводах, так и в местной системе отопления.

Насос, действующий в замкнутых кольцах системы отопления, заполненных водой, не поднимает, а только перемещает воду, создавая циркуляцию, и поэтому называется **циркуляционным**. В отличие от циркуляционного насоса насос в системе водоснабжения перемещает воду, поднимая ее к точкам разбора. При таком использовании насос называют **повысительным**.

В процессах заполнения и возмещения потери (утечки) воды в системе отопления циркуляционный насос не участвует. Заполнение происходит под воздействием давления в наружных теплопроводах, в водопроводе или, если этого давления недостаточно, с помощью специального **подпиточного** насоса.

До последнего времени циркуляционный насос включался, как правило, в обратную магистраль системы отопления для увеличения срока службы деталей, взаимодействующих с горячей водой. Прежде всего, это относилось к общепромышленным насосам. Вообще же для создания циркуляции воды в замкнутых кольцах местоположение циркуляционного насоса безразлично. При необходимости несколько понизить гидравлическое давление в теплообменнике или котле насос может быть включен и в подающую магистраль системы отопления, если его конструкция рассчитана на перемещение более горячей воды. Все современные бесфундаментные насосы обладают этим свойством и устанавливаются чаще всего после теплогенератора (теплообменника).

**Мощность** циркуляционного насоса определяется количеством перемещаемой воды и развиваемым при этом давлением.

Количество воды, подаваемой насосом за данный промежуток времени, отнесенное к этому промежутку (обычно к 1 ч), называют **подачей** насоса  $L_n$ , м<sup>3</sup>/ч. В технике отопления объемную подачу насосом горячей воды заменяют массовым **расходом**  $G_n$ , кг/ч, не зависящим от температуры воды:

$$G_n = \rho L_n, \quad (3.5)$$

где  $\rho$  - средняя плотность воды в системе отопления,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Для циркуляционного насоса, включенного в общую магистраль, расход перемещаемой воды  $G_H$  равен общему расходу воды в системе отопления  $G_c$ , т. е.

$$G_H = G_c . \quad (3.6)$$

Общий расход воды  $G_c$ ,  $\text{кг}/\text{с}$ , составляет

$$G_c = Q_c / (c(t_r - t_o)) , \quad (3.7)$$

где  $Q_c$  - тепловая мощность системы отопления, Вт;  $c$  - удельная массовая теплоемкость воды,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;  $t_r$  и  $t_o$  - расчетная температура, соответственно, подающей и обратной воды в системе отопления,  $^\circ\text{C}$ .

На практике пользуются расходом воды, перемещаемым в течение 1 ч. И общий расход воды в системе отопления  $G_c$ ,  $\text{кг}/\text{ч}$ , определяют по преобразованной формуле (3.7) при  $c=4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$

$$G_c = 0,86Q_c / (t_r - t_o) . \quad (3.7, a)$$

**Циркуляционным давлением** насоса называют создаваемое насосом повышение давления в потоке воды, необходимое для преодоления сопротивления ее движению в системе отопления, в которую он включен. Циркуляционное давление насоса обозначают  $\Delta p_H$  и выражают в ньютонах на квадратный метр ( $\text{Н}/\text{м}^2$ ) или, что одно и то же, в паскалях (Па). В отличие от циркуляционного давления напор насоса обозначают буквой  $H$  и выражают в метрах (м). Численно циркуляционное давление как удельная энергия, сообщаемая насосом воде в системе отопления (отнесенная к единице объема, перемещаемого в 1 с), равняется разности полного гидравлического давления при выходе воды из нагнетательного патрубка и при входе во всасывающий патрубок насоса

$$\Delta p_H = p_{\text{наг}} - p_{\text{вс}} + (\rho(w_{\text{наг}}^2 - w_{\text{вс}}^2) / 2) + \rho g(h_{\text{наг}} - h_{\text{вс}}) , \quad (3.8)$$

где  $p_{\text{наг}}$  и  $p_{\text{вс}}$  - гидростатическое давление в потоке воды, Па;  $w_{\text{наг}}$  и  $w_{\text{вс}}$  - скорость потока воды,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $(h_{\text{наг}} - h_{\text{вс}})$  - разность уровней выхода и входа воды в насос, м (индекс “наг” относится к нагнетательному, индекс “вс” - к всасывающему патрубку насоса).

Практически циркуляционное давление насоса считают равным разности гидростатического давления в нагнетательном и всасывающем патрубках

$$\Delta p_H = p_{\text{наг}} - p_{\text{вс}} , \quad (3.8, a)$$

пренебрегая различием в  $w_{\text{наг}}$  и  $w_{\text{вс}}$ ,  $h_{\text{наг}}$  и  $h_{\text{вс}}$ .

Возможны три случая определения необходимого значения  $\Delta p_H$ .

В вертикальной системе насосного водяного отопления всегда действует, помимо давления, создаваемого насосом, естественное циркуляционное давление ( $\Delta p_e$ ). Следовательно, если потери давления при циркуляции воды в системе известны (обозначим их  $\Delta p_c$ ), то необходимое циркуляционное давление насоса  $\Delta p_H$  должно составить

$$\Delta p_H = \Delta p_c - \Delta p_e . \quad (3.9)$$

В этом **первом случае** определения значения  $\Delta p_n$  по формуле (3.9) потери давления при циркуляции воды в системе отопления  $\Delta p_c$  получают из гидравлического расчета. Как известно, потери зависят от скорости движения воды в трубах, для которой существует предел повышения, связанный с экономическим и акустическим ограничениями.

Экономия капитальных вложений в систему, связанная с уменьшением диаметра труб при повышении скорости, целесообразна до определенного предела (около 1,5 м/с в жилых зданиях) - пока она перекрывает увеличение эксплуатационных затрат на электроэнергию, расходуемую насосом.

Акустическое ограничение скорости связано с возникновением шума при движении воды через арматуру систем отопления, недопустимого во многих зданиях по их назначению (например, в жилых зданиях). Поэтому в СНиП установлена предельно допустимая скорость движения воды в трубах систем отопления, связанная с назначением здания и видом применяемой в системе арматуры.

Следовательно, проводя гидравлический расчет при скорости движения воды в трубах, равной или близкой к предельно допустимой, можно получить бесшумную, достаточно экономичную по капитальным затратам систему. Затем, определив потери давления в ней (включая потери в трубах и оборудовании теплового пункта), найти значение  $\Delta p_n$  по формуле (3.9).

Во **втором случае** значение  $\Delta p_n$  можно получить, заранее выбрав типоразмер насоса. Тогда, добавив к нему естественное циркуляционное давление  $\Delta p_c$ , определяют исходное значение (расчетное) циркуляционного давления для проведения гидравлического расчета.

Оба эти случая применимы к схемам системы водяного отопления, изображенным на рис. 3.1, а, б, которые имеют собственные циркуляционные насосы.

Возможен и **третий случай**, относящийся к зависимым схемам присоединения систем отопления, приведенным на рис. 3.1, в, г. В этом случае значение  $\Delta p_n$  фактически задается, как разность давления в наружных теплопроводах в месте ввода их в здание.

Здесь, в частности, возможно присоединение системы к наружным теплопроводам через водоструйный элеватор. При его использовании давление  $\Delta p_n$  определяется по формуле (3.20).

Ранее в практических расчетах для выбора значения  $\Delta p_n$ , Па, использовали соотношение

$$\Delta p_n = 100 \Sigma l, \quad (3.10)$$

в котором принимается средняя потеря давления 100 Па на 1 м длины основного циркуляционного кольца системы отопления (длина кольца  $\Sigma l$ , м). Относилось это, в основном, к зависимому, прежде всего, элеваторному присоединению систем отопления к городской тепловой сети. В современных условиях эту величину можно считать сильно заниженной. Используемое в настоящее время оборудование позволяет увеличить насосное давление в 6-8 раз.

Выбор насосного давления по формуле (3.10) предопределяет понижение скорости движения воды в трубах не менее, чем в 3 раза против предельно допустимой. Это не только увеличивает металлоемкость и стоимость системы (вследствие увеличения диаметра труб), но и приводит к отрицательным явлениям при действии системы отопления - нарушению гидравлического режима и понижению тепловой устойчивости. Поэтому соотношение (3.10) следует применять только для системы отопления с водоструйным элеватором, работающим при высоком значении коэффициента смещения (§ 3.5).

В системах отопления применяют **специальные циркуляционные насосы**, перемещающие значительное количество воды и развивающие сравнительно небольшое давление. Это бесшумные горизонтальные лопастные насосы центробежного, осевого или диагонального типа, соединенные в единый блок с электродвигателями и закрепляемые непосредственно на трубах (рис. 3. 8). Вал двигателя с рабочим колесом насоса, а также ротор двигателя вращаются в подшипниках с водяной смазкой.

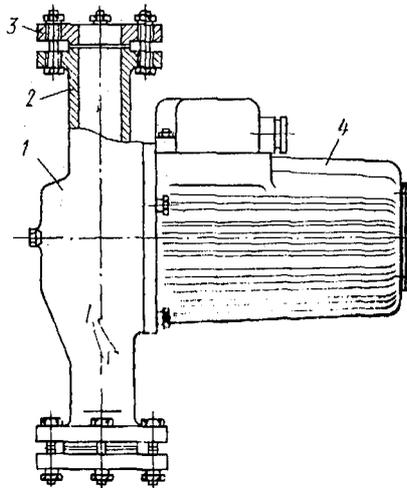


Рис. 3. 8. Специальный бесфундаментный циркуляционный насос

Каждый насос обладает собственной, только ему присущей характеристикой, получаемой в процессе стендовых испытаний опытного образца при определенной частоте вращения электродвигателя. Характеристика выражает зависимость между расходом насоса  $G_n$  и соответственно циркуляционным давлением  $\Delta p_n$ , КПД  $\eta_n$  и мощностью насоса  $N_n$  (рис. 3. 9).

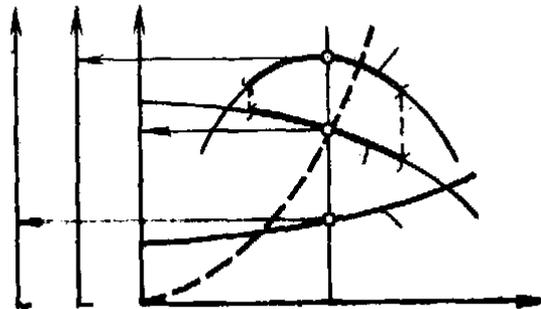


Рис. 3. 9. Рабочая характеристика водяного насоса

По **характеристикам насоса** можно отметить постепенное уменьшение циркуляционного давления и увеличение потребляемой мощности по мере возрастания расхода, а также существование максимального значения КПД при определенном расходе воды, перемещаемой насосом (точка Б). Часть кривой изменения  $\Delta p_n$ , соответствующая высоким значениям КПД (отмечена на рис. 3.11 жирной линией), носит название рабочего отрезка характеристики насоса. Для обеспечения расчетных параметров, бесшумности и экономии электроэнергии при действии насоса рекомендуется при его выборе ориентироваться на одну из точек в пределах рабочего отрезка характеристики. Все такие точки также называются **рабочими**.

Рабочая точка А представляет собой точку пересечения рабочего отрезка характеристики насоса с характеристикой системы отопления, выражаемой параболой (пунктирная линия). Насос при расходе воды  $G_n=G_c$  (см. формулу (3.6)) создает в рабочей точке А определенное циркуляционное давление  $\Delta p_n$ , действует с максимальным КПД  $\eta_n$  (точка Б) и обладает мощностью  $N_n$  (точка В). На рисунке изображен идеальный случай, когда насос не только действует с максимальным КПД, но и создает циркуляционное давление  $\Delta p_n=\Delta p_c$  (без учета естественного циркуляционного давления в системе отопления - см. формулу (3.9)).

При отсутствии бесфундаментных насосов для создания циркуляции в системах водяного отопления применяли высоконапорные центробежные насосы общепромышленного назначения. Высоконапорный насос уступает бесфундаментному по ряду монтажных и эксплуатационных показателей. Его необходимо устанавливать на фундамент, он создает излишний шум, вызывает вибрацию труб и строительных конструкций, при его применении возрастает расход электроэнергии, требуется обводная труба для сохранения циркуляции воды при остановке.

Центробежные насосы общепромышленного назначения часто не подходят по каталожным показателям для систем отопления. Приходится искусственно изменять развиваемое ими давление для обеспечения необходимого расхода воды в системе. На рис. 3.10 показан случай применения в системе отопления насоса, создающего давление  $\Delta p_n > \Delta p_c$ . Характеристика системы, проведенная через точку Б с известными координатами  $G_c$  и  $\Delta p_c$  (пунктирная линия 2), пересекает характеристику насоса 1 в рабочей точке В. В этих условиях насос будет перемещать воду с расходом  $G_n = G_c$  ( $> G_c$ ), развивать давление  $\Delta p_n = \Delta p_c$  ( $> \Delta p_c$ ) и увеличивать расход электроэнергии.

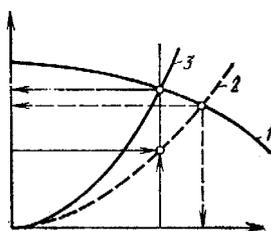


Рис. 3. 10. Рабочая характеристика промышленного насоса

Значительное увеличение расхода воды в системе отопления против расчетного нежелательно, так как при этом в нем, помимо возрастания расхода электроэнергии, возникнет гидравлическое и тепловое разрегулирование. Поэтому путем введения дополнительного сопротивления, выраженного на рисунке 3.12 ординатой А-Б (в виде, например, диафрагмы между фланцами задвижки у насоса или трубной вставки малого диаметра), характеристику системы отопления следует изменить таким образом, чтобы получить новую рабочую точку А (в месте пересечения новой характеристики системы 3 с характеристикой насоса 1). В точке А расход насоса равен расчетному расходу воды в системе ( $G_n = G_c$ ), а давление насоса соответствует потерям давления в ней после регулирования. Более целесообразен в этом случае гидравлический перерасчет системы отопления с увеличением потерь давления в стояках.

В систему отопления включают два одинаковых циркуляционных насоса, действующих попеременно: при работе одного из них второй находится в резерве. Присоединение труб к циркуляционным насосам различно для бесфундаментных и общепромышленных насосов. Во втором случае необходимо дополнительное оборудование: обводная труба с задвижкой, нормально закрытой, виброизолирующие вставки (резиновые длиной около 1 м, армированные спиральной проволокой), неподвижные опоры, препятствующие осевому растяжению резиновых вставок. Фундаменты общепромышленных насосов и электродвигателей также снабжают виброизолирующими прокладками и опорами.

Задвижки (или отключающие краны) до и после обоих насосов (действующего и бездействующего) постоянно открыты, особенно, если предусмотрено автоматическое переключение насосов (например, после непрерывного суточного действия). Обратный клапан препятствует циркуляции воды через бездействующий насос (предотвращает, как говорят, работу насоса “на себя”).

Легко монтируемые бесфундаментные насосы иногда устанавливают в системе отопления по одному. При этом резервный насос хранят на складе близ теплового пункта и оборудуют сигнализацию о состоянии циркуляции воды в системе.

**Мощность насоса** пропорциональна произведению секундной подачи на создаваемое циркуляционное давление. Мощность электродвигателя  $N_э$ , Вт, определяется с учетом КПД насоса  $\eta_n$  и необходимого запаса мощности  $k$  по формуле

$$N_э = kL_n \Delta p_n / (3600\eta_n) , \quad (3.11)$$

где  $L_n$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;  $\Delta p_n$  - давление насоса, Па (Н/м<sup>2</sup>).

Коэффициент запаса  $k$ , учитывающий пусковой момент, получает наибольшее значение (до 1,5) при минимальной мощности электродвигателя.

### 3.5. Смесительная установка системы водяного отопления

Смесительную установку (смесительный насос или водоструйный элеватор) применяют в системе отопления для понижения температуры воды, поступающей из наружного подающего теплопровода, до температуры, допустимой в системе  $t_r$ . Понижение температуры происходит при смешении высокотемпературной воды  $t_1$  с обратной (охлажденной до температуры  $t_0$ ) водой местной системы отопления (см. рис. 3.1, в).

Смесительную установку используют также для местного качественного регулирования теплопередачи отопительных приборов системы, дополняющего центральное регулирование на тепловой станции. При местном регулировании путем автоматического изменения по заданному температурному графику температуры смешанной воды в обогреваемых помещениях поддерживаются оптимальные тепловые условия. Кроме того, исключается перегревание помещений, особенно в осенний и весенний периоды отопительного сезона. При этом сокращается расход тепловой энергии.

Высокотемпературная вода подается в точку смешения под давлением в наружном теплопроводе, созданным сетевым циркуляционным насосом на тепловой станции. Количество высокотемпературной воды  $G_1$  при известной тепловой мощности системы отопления  $Q_c$  будет тем меньше, чем выше температура  $t_1$

$$G_1 = Q_c / (c(t_1 - t_0)) , \quad (3.12)$$

где  $t_1$  - температура воды в наружном подающем теплопроводе, °С.

Поток охлажденной воды, возвращающейся из местной системы отопления, делится на два: первый в количестве  $G_0$  направляется к точке смешения, второй в количестве  $G_1$  - в наружный обратный теплопровод. Соотношение масс двух смешиваемых потоков воды - охлажденной  $G_0$  и высокотемпературной  $G_1$  называют **коэффициентом смешения**

$$u = G_0 / G_1 . \quad (3.13)$$

Коэффициент смешения может быть выражен через температуру воды (с использованием формул (3.7) и (3.12))

$$u = G_0 / G_1 = (G_c - G_1) / G_1 = (G_c / G_1) - 1 = ((t_1 - t_0) / (t_r - t_0)) - 1 = (t_1 - t_r) / (t_r - t_0) . \quad (3.14)$$

Например, при температуре воды  $t_1=150$ ,  $t_r=95$  и  $t_0=70$  °С коэффициент смешения смесительной установки  $u = (150 - 95) / (95 - 70) = 2,2$ . Это означает, что на каждую единицу массы высокотемпературной воды должно подмешиваться 2,2 единицы охлажденной воды.

Смешение происходит в результате совместного действия двух аппаратов: циркуляционного сетевого насоса на тепловой станции и смесительной установки (насоса или водоструйного элеватора) в отапливаемом здании.

**Смесительный насос** можно включать в перемычку Б-А между обратной и подающей магистралями (рис.3.11, а), в обратную (рис. 3.11, б) или подающую магистраль (рис. 3.11, в) системы отопления. На рисунке показаны регуляторы температуры и расхода воды для местного качественно-количественного регулирования системы отопления в течение отопительного сезона.

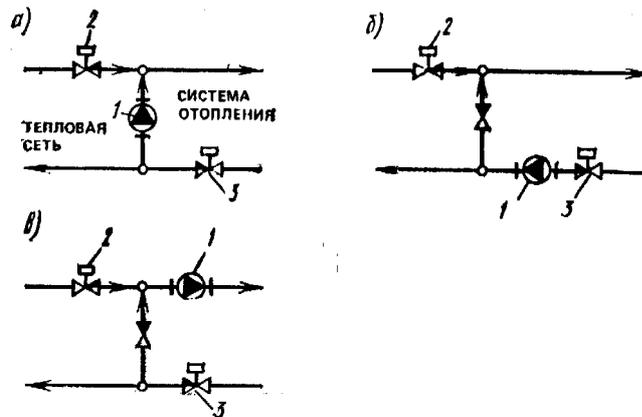


Рис. 3. 11. Варианты установки смесительного насоса в схеме теплового пункта

Смесительный насос, включенный в перемычку, подает в точку смешения А воду, повышая ее давление до давления высокотемпературной воды. Таким образом, в точку смешения поступают два потока воды в результате действия двух различных насосов – сетевого (на теплоисточнике) и местного (смесительного), включенных параллельно. Насос на перемычке действует в благоприятных температурных условиях (при температуре  $t_0 \leq 70$  °С) и перемещает меньшее количество воды, чем насос на обратной или подающей магистрали ( $G_0 < G_c$ ),

$$G_H = G_0, \text{ где } G_0 = G_c - G_1. \quad (3.15)$$

Насос на перемычке, обеспечивая смешение, не влияет на величину циркуляционного давления для местной системы отопления, которая определяется разностью давления в точках присоединения системы к наружным теплопроводам. Эюра изменения давления в системе и в перемычке Б-А между магистралями в этом случае изображена на рис. 3.12, а. Показано постепенное (условно равномерное) понижение давления в направлении движения воды в подающей (наклонная линия Т1) и обратной (наклонная линия Т2) магистралях, падение давления в системе отопления (сплошная вертикальная линия) и его возрастание под действием насоса в перемычке (пунктирная линия) до давления в точке А.

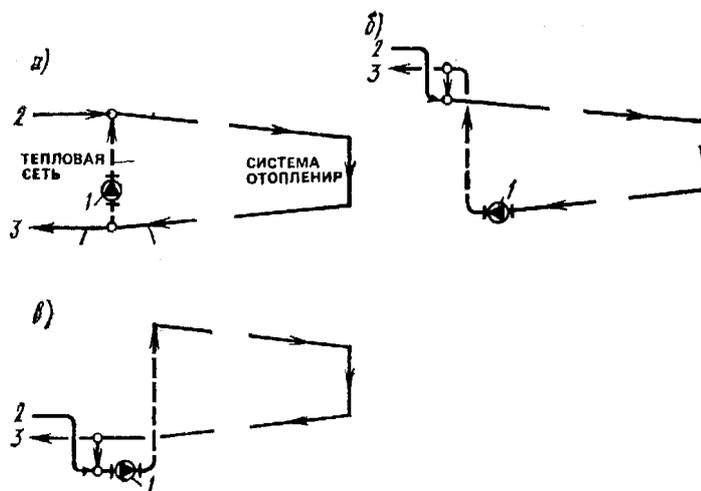


Рис. 3.12. Эпюры изменения давления в различных схемах смесительной установки

Смесительный насос включают непосредственно в магистраль системы отопления, когда разность давления в наружных теплопроводах недостаточна для обеспечения расчетного расхода воды в системе. Насос при этом, обеспечивая помимо смешения необходимую циркуляцию воды, становится **циркуляционно-смесительным**.

Насос на обратной или подающей магистрали (см. рис. 3.11, б, в) перемещает всю воду, циркулирующую в системе ( $G_n = G_c$  по выражению (3.6)), при температуре  $t_0$  или  $t_r$ . Включение насоса в общую магистраль системы отопления позволяет увеличить циркуляционное давление в ней до необходимой величины независимо от разности давления в наружных теплопроводах. Условия смешения воды аналогичны: в точку А (см. рис. 3.11) поступают два потока воды ( $G_1$  и  $G_0$ ) также в результате действия двух насосов - сетевого и местного - с той лишь разницей, что насосы включаются последовательно (по направлению движения воды).

Изменение циркуляционного давления при действии системы отопления с циркуляционно-смесительным насосом, включенным в общую обратную магистраль, показано на рис. 3.12, б. Как видно, давление в системе ниже давления в наружных теплопроводах. Данная схема может быть выбрана после проверки, не вызовет ли понижение давления вскипания воды или подсоса воздуха в отдельных местах системы. Насос повышает давление воды до давления в наружном обратном теплопроводе. Давление в точке смешения А должно быть ниже давления в точке Б (устанавливается с помощью регулятора температуры - см. рис. 3.11).

Насос, включаемый в общую подающую магистраль, предназначен не только для смешения и циркуляции, но и для подъема воды в верхнюю часть системы отопления высокого здания. Смесительный насос в этом случае становится еще и **циркуляционно-повысительным**. Изменение гидравлического давления в этом случае изображено на рис. 3.12, в.

Смесительных насосов, как и циркуляционных, устанавливают обычно два с параллельным включением в теплопровод. Действует всегда один из насосов, второй - резервный.

Смешение воды может осуществляться и без местного насоса. В этом случае смесительная установка оборудуется водоструйным элеватором.

**Водоструйный элеватор** получил распространение как дешевый, простой и надежный в эксплуатации аппарат. Он сконструирован так, что подсасывает охлажденную воду для смешения с высокотемпературной водой и передает часть давления, создаваемого сетевым насосом на тепловой станции, в систему отопления для обеспечения циркуляции воды.

Водоструйный элеватор (рис. 3.13) состоит из конусообразного сопла, через которое со значительной скоростью протекает высокотемпературная вода при температуре  $t_1$  в количестве  $G_1$ , камеры всасывания, куда поступает охлажденная вода при температуре  $t_0$  в количестве  $G_0$ ,

смесительного конуса и горловины, где происходит смешение и выравнивание скорости движения воды, и диффузора.

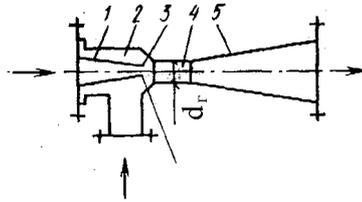


Рис. 3.13. Водоструйный элеватор

Вокруг струи воды, вытекающей из отверстия сопла с высокой скоростью, создается зона пониженного давления, благодаря чему охлажденная вода перемещается из обратной магистрали системы в камеру всасывания. В горловине струя смешанной воды движется с меньшей, чем в отверстии сопла, но еще со значительной скоростью. В диффузоре при постепенном увеличении площади поперечного сечения по его длине гидродинамическое (скоростное) давление падает, а гидростатическое - нарастает. За счет разности гидростатического давления в конце диффузора и в камере всасывания элеватора создается циркуляционное давление, необходимое для действия системы отопления.

Одним из недостатков водоструйного элеватора является низкий КПД. Достигая наивысшего значения (43 %) при малом коэффициенте смешения и особой форме камеры всасывания, КПД стандартного элеватора при высокотемпературной воде практически близок к 10 %. Следовательно, в этом случае разность давления в наружных теплопроводах на вводе в здание должна не менее, чем в 10 раз превышать циркуляционное давление  $\Delta P_{\text{н}}$ , необходимое для циркуляции воды в системе отопления. Это условие значительно ограничивает давление, передаваемое водоструйным элеватором в систему из наружной тепловой сети.

Другой недостаток элеватора - прекращение циркуляции воды в системе отопления при аварии в наружной тепловой сети, что ускоряет охлаждение отапливаемых помещений и замерзание воды в системе.

Еще один недостаток элеватора - постоянство коэффициента смешения, исключающее местное качественное регулирование (изменение температуры  $t_r$ ) системы отопления. Понятно, что при постоянном соотношении в элеваторе между  $G_0$  и  $G_1$  температура  $t_r$ , с которой вода поступает в систему отопления, определяется уровнем температуры  $t_1$ , поддерживаемым на тепловой станции для всей системы теплоснабжения, и может не соответствовать теплотребности конкретного здания. Для устранения этого недостатка применяют автоматическое регулирование площади отверстия сопла элеватора. Схема водоструйного элеватора с регулируемым соплом дана на рис. 3.14. Такие элеваторы позволяют в определенных пределах изменять коэффициент смешения для получения воды с температурой  $t_r$ , необходимой для местной системы отопления, т. е. осуществлять требуемое качественно-количественное регулирование.

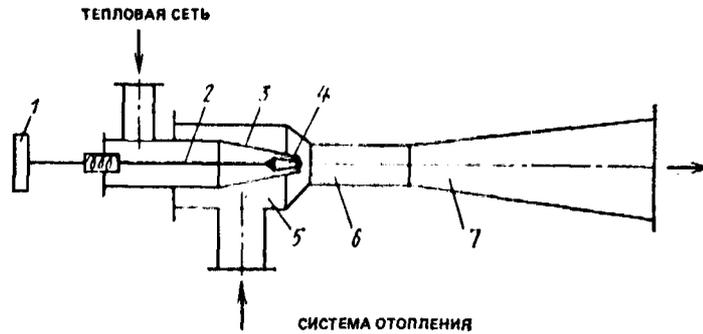


Рис. 3. 14. Водоструйный элеватор с регулируемым соплом

Водоструйные элеваторы различаются по диаметру горловины  $d_r$  (например, элеватор № 1 имеет  $d_r=15$  мм, № 2 - 20 мм и т. д.). Для использования одного и того же корпуса элеватора при различных давлениях и расходе воды сопло (см. рис. 3.16) делают сменным.

Диаметр горловины водоструйного элеватора  $d_r$ , см, вычисляют по формуле

$$d_r = 1,55 G_c^{0,5} / \Delta p_n^{0,25}, \quad (3.16)$$

где  $G_c$  - расход воды в системе отопления, т/ч, по формуле (3.7, а);  $\Delta p_n$  - насосное циркуляционное давление для системы, кПа, полученное по формуле (3.9).

Например, для подачи в систему отопления 16 т/ч воды при циркуляционном давлении 9 кПа потребуется элеватор с  $d_r = 1,55 \cdot 4 / 1,73 = 3,6$  см.

После выбора стандартного элеватора, имеющего диаметр горловины, ближайший к полученному по расчету, определяют диаметр сопла  $d_c$ , см, по формуле, приведенной в справочниках, или исходя из приблизительной зависимости

$$d_c = d_r / (1 + u). \quad (3.17)$$

При известном диаметре сопла  $d_c$ , см, находят необходимую для действия элеватора разность давления в наружных теплопроводах при вводе их в здание  $\Delta p_T$ , кПа:

$$\Delta p_T = 6,3 G_1^2 / d_c^4, \quad (3.18)$$

где  $G_1$  - расход высокотемпературной воды, т/ч, по формуле (3.12).

Изменение давления и расхода в процессе эксплуатации, не предусмотренное расчетом, вызывает разрегулирование системы отопления, т. е. неравномерную теплоотдачу отдельных отопительных приборов. Для его устранения перед водоструйным элеватором (см. рис. 3.4) устанавливают регулятор расхода.

Из последней формулы видно, что вслед за изменением по какой-либо причине  $\Delta p_T$  в наружных теплопроводах изменяется и расход  $G_1$ , а также расход воды в системе  $G_c$ , связанный с расходом  $G_1$  через коэффициент смешения элеватора  $u$  (из выражения (3.14)):

$$G_c = (1 + u)G_1 . \quad (3.19)$$

При применении элеватора часто приходится определять располагаемую разность давления  $\Delta p_H$  для гидравлического расчета системы отопления, исходя из разности давления в наружных теплопроводах  $\Delta p_T$  в месте присоединения ответвления к проектируемому зданию. Насосное циркуляционное давление  $\Delta p_H$ , передаваемое элеватором в систему отопления, можно рассчитать в этом случае по формуле

$$\Delta p_H = 0,75(\Delta p_T - \Delta p_{отв}) / (1 + 2u + 0,21u^2) , \quad (3.20)$$

где  $\Delta p_{отв}$  – потери давления в ответвлении от точки присоединения к наружным теплопроводам до элеватора.

В настоящее время шире стали применять насосные смесительные установки, учитывая их преимущества перед элеваторами. Некоторое увеличение капитальных вложений и эксплуатационных затрат, связанное с применением смесительных насосов, компенсируется улучшением теплового режима помещений и экономией тепловой энергии, расходуемой на отопление.

### **3.6. Расширительный бак системы водяного отопления**

Внутреннее пространство всех элементов системы отопления (труб, отопительных приборов, арматуры, оборудования и т. д.) заполнено водой. Получающийся при заполнении объем воды в процессе эксплуатации системы претерпевает изменения: при повышении температуры воды он увеличивается, при понижении температуры - уменьшается. Соответственно изменяется внутреннее гидравлическое давление. Однако эти изменения не должны отражаться на работоспособности системы отопления и, прежде всего, не должны приводить к превышению предела прочности любых ее элементов. Поэтому в систему водяного отопления вводится дополнительный элемент - расширительный бак.

Расширительный бак может быть открытым, сообщающимся с атмосферой, и закрытым, находящимся под переменным, но строго ограниченным избыточным давлением.

В крупных системах водяного отопления группы зданий расширительные баки не устанавливаются, а гидравлическое давление регулируется при помощи постоянно действующих подпиточных насосов. Эти насосы также возмещают обычно имеющие место потери воды через неплотные соединения труб, в арматуре, приборах и других местах систем. Поэтому расширительные баки применяют в системах водяного отопления одного или нескольких зданий при их тепловой мощности, ограниченной 6 МВт, когда потери воды еще не вызывают постоянного действия подпиточных насосов на тепловой станции.

Основное назначение расширительного бака - прием прироста объема воды в системе, образующегося при ее нагревании. При этом в системе поддерживается определенное гидравлическое давление. Кроме того, бак предназначен для восполнения убыли объема воды в системе при небольшой утечке и при понижении ее температуры, для сигнализации об уровне воды в системе и управления действием подпиточных устройств. Через открытый бак удаляется вода в водосток при переполнении системы. В отдельных случаях открытый бак может служить воздухоотделителем и воздухоотводчиком.

Расширительные баки имеют ряд недостатков. Они громоздки, в связи с чем затрудняется их размещение в зданиях и увеличиваются бесполезные теплотери в системах отопления. При открытых баках возможно (при излишнем охлаждении воды в них) поглощение воздуха из атмосферы, что вызывает внутреннюю коррозию стальных труб и приборов. Требуется также прокладка в зданиях специальных соединительных труб.

**Открытый расширительный бак** (рис. 3.15) размещают над верхней точкой системы (на расстоянии не менее 1 м) в чердачном помещении или в лестничной клетке и покрывают тепловой изоляцией. Иногда (например, при отсутствии чердака) устанавливают неизолированный бак в специальном утепленном боксе (будке) на крыше здания. Однако при этом повышается стоимость монтажа, увеличиваются теплотери (вследствие развития поверхности охлаждения) и, как следствие, абсорбция воздуха водой.

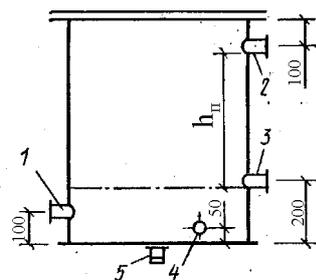


Рис. 3. 15. Открытый расширительный бак

Баки изготовляют цилиндрическими из листовой стали, сверху их снабжают люком для осмотра и окраски. В корпусе бака имеется несколько патрубков. Расширительный патрубок предназначен для присоединения расширительной трубы, по которой вода поступает в бак. Патрубок у дна бака - для циркуляционной трубы, через которую отводится охладившаяся вода, обеспечивая ее циркуляцию в баке. Также имеются патрубок для контрольной (сигнальной) трубы (обычно  $D_v20$ ) и патрубок для соединения бака с переливной трубой ( $D_v32$ ), сообщающейся с атмосферой.

Соединительные трубы открытого расширительного бака показаны на рис. 3.16. В насосной системе отопления расширительную и циркуляционную трубы присоединяют к общей обратной магистрали, как правило, близ всасывающего патрубка циркуляционного насоса на расстоянии  $l$  (рис. 3.16, а) не менее 2 м для надежной циркуляции воды через бак.

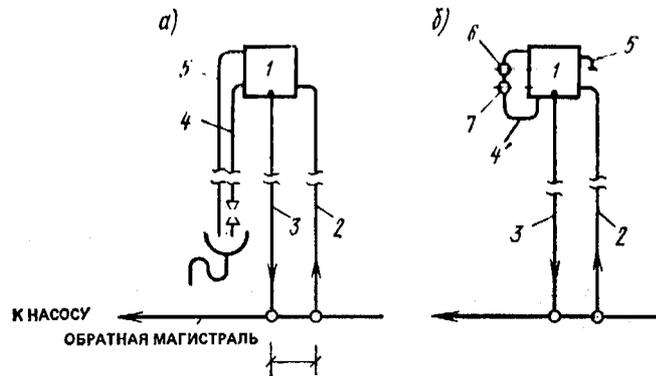


Рис. 3.16. Присоединение открытого расширительного бака к системе отопления

Контрольную трубу выводят к раковине в тепловом пункте и снабжают запорным краном. Вытекание воды при открывании крана должно свидетельствовать о наличии воды в баке, а, следовательно, и в системе (уровень воды не должен быть ниже показанного на рис. 3.15 штрих-пунктирной линией). В малоэтажных зданиях короткая контрольная труба надежно обеспечивает сигнализацию о наличии или отсутствии воды в расширительном баке. В многоэтажных зданиях вместо длинной контрольной трубы, искажающей информацию о действительном уровне воды в системе, устанавливают на расширительном баке два реле уровня, соединенных последовательно (рис. 3.16, б) с баком. Реле нижнего уровня предназначено для сигнализации (светом или звуком) об опасном падении уровня воды в баке, а также для включения подпиточной установки (клапана или насоса). Реле верхнего уровня служит для прекращения подпитки системы отопления.

Переливную трубу, как и контрольную, в малоэтажных зданиях выводят к раковине в тепловом пункте (см. рис. 3.16, а). В крупных зданиях переливную трубу отводят к ближайшему водосточному стояку.

Полезный объем расширительного бака, ограниченный высотой  $h_p$  (см. рис. 3.15), должен соответствовать приросту - увеличению объема воды, заполняющей систему отопления, при ее нагревании до средней расчетной температуры. Изменение объема воды при нагревании в небольшом температурном интервале определяется по уравнению Гей-Люссака

$$V_t = V_0(1 + \beta t) .$$

Отсюда увеличение объема воды в системе отопления  $\Delta V_c$ , м<sup>3</sup> (л), может быть выражено формулой

$$\Delta V_c = \beta \Delta t V_c , \tag{3.21}$$

где  $V_c$  - объем воды в системе при начальной температуре, м<sup>3</sup> (л), который вычисляют в зависимости от объема воды в основных элементах системы отопления, приходящегося в среднем на единицу ее тепловой мощности;  $\Delta t$  - изменение температуры воды от начальной до средней расчетной, °С;  $\beta$  - среднее значение коэффициента объемного расширения воды ( $\beta=0,0006$  1/°С).

Полезный объем расширительного бака  $V_{пол}$ , м<sup>3</sup> (л), соответствующий увеличению объема воды в системе  $\Delta V_c$ , определяют по формуле

$$V_{пол} = k V_c , \tag{3.22}$$

где  $k = \beta \Delta t$  (табл. 3.1).

Таблица 3.1. Объемное расширение воды, нагреваемой в системе отопления (в долях первоначального объема)

Наполнение системы водой	Температура воды при наполнении, °С	Расчетная температура горячей воды в системе, °С			
		95	105	130	135-150
Из водопровода	5	0,045	0,051	0,07	0,084
Из тепловой сети	40-45	0,024	0,027	0,035	0,042

Общий объем воды в системе отопления при начальной температуре  $V_c$ , м<sup>3</sup> (л), определяют по формуле

$$V_c = \Sigma V_i Q_c, \quad (3.23)$$

где  $\Sigma V_i$  – суммарный объем воды, м<sup>3</sup>(л)/кВт, в отдельных элементах системы отопления (отопительных приборах, калориферах, трубах, котлах), приходящийся на 1 кВт ее расчетной тепловой мощности (дан в Справочнике проектировщика [10] в зависимости от расчетной температуры горячей воды);  $Q_c$  – расчетная тепловая мощность системы водяного отопления, кВт.

Например, в насосной системе отопления с местной котельной и конвекторами с кожухом тепловой мощностью 232 кВт полезный объем расширительного бака при  $t_t=95$  °С, вычисленный по формулам (3.22) и (3.23), составит  $V_{пол} = 0,045(0,65 + 6,9 + 2,6)232 = 106$  л.

Полезный объем бака в значительной степени зависит от вида отопительных приборов. Наибольшим он будет при использовании чугунных радиаторов глубиной 90 мм (в нашем примере его потребуется увеличить до 234 л). Кроме того, на объем бака влияет вид выбранной системы отопления. Так, для однотрубной системы насосного водяного отопления с конвекторами требуется открытый расширительный бак, имеющий полезный объем примерно в 3 раза меньший, чем для двухтрубной системы с радиаторами. Это объясняется сокращением вместимости не только отопительных приборов, но и труб уменьшенной длины.

**Закрытый расширительный бак** с воздушной или газовой (если используется азот или другой инертный газ, отделенный от воды мембраной) “подушкой” герметичен. Это способствует уменьшению коррозии элементов системы отопления и может обеспечить в широком диапазоне переменное давление в системе.

На рис. 3.17, а изображена установка в помещении теплового центра закрытого бака без мембраны с регулируемым избыточным давлением. Давление в баке поддерживается либо сжатым воздухом от специального компрессора (вариант 1), либо инертным газом из баллона со сжатым газом (вариант 2). Действие компрессора автоматизируется.

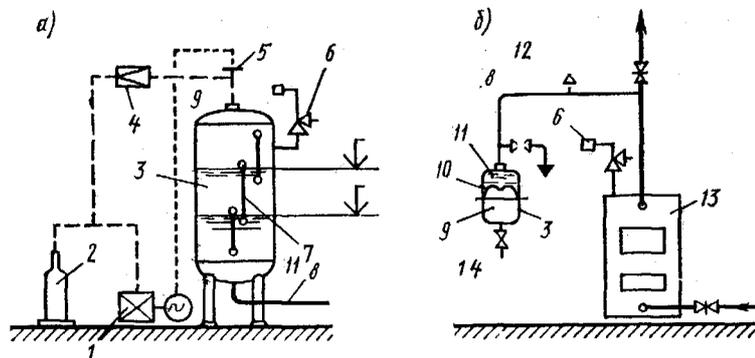


Рис. 3. 17. Закрытый расширительный бак

На рис. 3.17, б дана установка закрытого расширительного бака с упругой мембраной, разделяющей две среды - воду и инертный газ. Присоединение бака показано после котла, как это принято в зарубежной практике, когда циркуляционный насос включается в подающую магистраль системы отопления. Начальное давление газа в баке может быть и атмосферным, и избыточным. В последнем случае мембрана до нагревания воды в системе отопления прилегает к стенкам той половины бака, которая после нагревания будет заполняться водой.

При нагревании избыток объема воды поступает в бак, сжимая воздух или газ, находящийся в нем (вода действует подобно поршню). При этом повышается давление, как в баке, так и в системе отопления в целом. Если объем бака или воздуха (газа) в нем окажется слишком мал, давление в низших точках системы может превысить максимально допустимое. В связи с этим потребуются во избежание аварии сбросить часть воды из системы через предохранительный клапан (показан на рис. 3.20).

С другой стороны, при понижении температуры воды давление в высших точках системы может оказаться ниже минимально необходимого для предупреждения таких недопустимых явлений, как вскипание воды или подсос воздуха из атмосферы. Следовательно, объем закрытого расширительного бака строго обусловлен допустимым диапазоном изменения гидравлического давления в системе. Объем бака зависит также от объема и расчетной температуры воды в системе, от давления циркуляционного насоса и места включения насоса в теплопровод по отношению к теплообменнику и точке присоединения бака (§ 7.2).

Полезный объем закрытого расширительного бака определяют по формуле

$$V_{\text{пол}} = \Delta V_c / ((p_a / p_{\text{мин}}) - (p_a / p_{\text{макс}})), \quad (3.24)$$

где  $\Delta V_c$  – увеличение объема воды в системе при нагревании, определяемое по формуле (3.21);  $p_a$  - абсолютное давление в баке до первого поступления воды (в том числе атмосферное давление);  $p_{\text{мин}}$  - абсолютное давление в баке при наполнении системы водой (минимально необходимое давление воды в баке при минимальном уровне - см. рис. 3. 17, а);  $p_{\text{макс}}$  - абсолютное давление в баке при повышении температуры воды до расчетной и заполнении бака водой (максимально допустимое давление воды в баке при максимальном уровне - см. рис. 3. 17, а)

Минимально необходимое давление воды в закрытом расширительном баке равно гидростатическому давлению  $p_2$  на уровне установки бака с некоторым запасом  $p_{\text{верх}}$  для создания избыточного давления в верхней точке системы отопления, которое позволит избежать подсоса воздуха из атмосферы или вскипания воды (особенно, если  $t_r > 100$  °С):

$$p_{\text{мин}} = p_a + p_2 + p_{\text{верх}} \cdot \quad (3.25)$$

Максимально допустимое давление воды в баке при обычном присоединении его к обратной магистрали системы перед всасывающим патрубком циркуляционного насоса (рис. 3.18) принимают в зависимости от рабочего давления  $p_{\text{раб}}$ , допустимого для элементов системы отопления в низшей ее точке (например, для чугунного котла), уменьшенного на сумму давления насоса  $\Delta p_n$  и гидростатического давления  $p_1$ , связанного с расстоянием  $h_1$  от уровня воды в баке до низшей точки системы:

$$p_{\text{макс}} = p_a + p_{\text{раб}} - (\Delta p_n + p_1). \quad (3.26)$$

Объем закрытого расширительного бака при начальном давлении в нем, равном атмосферному, получается больше объема открытого бака. Использование сжатого воздуха (инертного газа) для повышения давления  $p_a$  сверх атмосферного (для “зарядки” бака) позволяет уменьшить объем закрытого бака. Объем бака уменьшается также при переносе его в верхнюю часть здания и присоединении там к магистрали системы отопления.

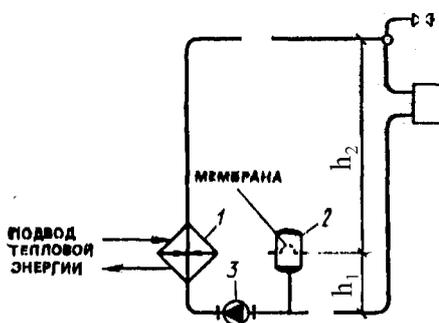


Рис. 3. 18. Схема присоединения закрытого расширительного бака

Современная конструкция бака представляет собой стальной цилиндрический сосуд, разделенный на две части резиновой мембраной. Одна часть предназначена для воды системы отопления, вторая заполнена в заводских условиях инертным газом (обычно азотом) под давлением. Бак может быть установлен непосредственно на пол котельной или теплового пункта, а также закреплен на стене (например, при стесненных условиях в помещении).

Место присоединения закрытого расширительного бака к теплопроводам выбирают с учетом сохранения его гидравлической связи с действующей частью системы при нормальном использовании клапанов и прочей запорной арматуры в другой отключаемой части системы отопления.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Обобщите достоинства и недостатки различных схем присоединения систем водяного отопления к наружным тепловым сетям.
2. Объясните назначение контрольно-измерительных приборов, установленных в схеме местного теплового пункта.
3. Охарактеризуйте возможные различия в режимах работы теплопотребляющих систем в схеме децентрализованного теплоснабжения индивидуального жилого дома.
4. Изложите функции циркуляционного, смесительного, повысительного и подпиточного насосов в системах водяного отопления.
5. Изложите условия установки смесительного насоса на перемычке между магистралями, на обратной и подающей магистрали системы водяного отопления.

6. Определите изменение циркуляционного давления, передаваемого в систему отопления, при понижении расчетной температуры воды, поступающей в водоструйный элеватор, от 150 до 120 °С.
7. Исследуйте зависимость объема закрытого расширительного бака: а) от места его присоединения к теплопроводам системы отопления; б) от предварительного повышения в нем давления газа.

## 4. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

### 4.1. Требования, предъявляемые к отопительным приборам

**Отопительные приборы** - один из основных элементов систем отопления, предназначенный для теплопередачи от теплоносителя в обогреваемые помещения.

В главе 2 установлено, что расход теплоты на отопление каждого помещения определяется по тепловому балансу для поддержания в нем необходимой температуры при расчетных зимних условиях. В этих условиях, т. е. при температуре наружного воздуха, расчетной для системы отопления здания, расход теплоты на отопление или, короче, теплотребность помещения  $Q_{п}$  должна компенсироваться теплоотдачей отопительного прибора  $Q_{пр}$  и нагретых труб  $Q_{тр}$  (рис. 4.1):

$$Q_{п} = Q_{пр} + Q_{тр} \cdot \quad (4.1)$$

Эта суммарная теплоотдача в помещение, необходимая для поддержания заданной температуры, в системе отопления называется тепловой нагрузкой отопительного прибора.

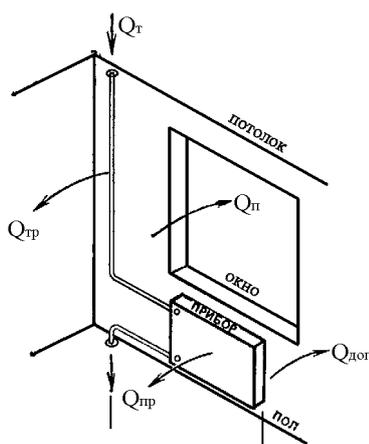


Рис. 4. 1. Составляющие теплового баланса отапливаемого помещения

В тепловую нагрузку  $Q_{п}$  не входят дополнительные теплотери  $Q_{доп}$  (см. рис. 4.1), обусловленные нагреванием ограждающей конструкции в месте установки отопительного прибора, как заранее неизвестные (они зависят от типоразмера прибора).

Следовательно, от теплоносителя в помещение должен передаваться тепловой поток  $Q_{т}$ , превышающий расчетную теплотребность  $Q_{п}$  на величину дополнительных теплотерь  $Q_{доп}$ :

$$Q_T = Q_{\text{п}} + Q_{\text{доп}} . \quad (4.2)$$

Дополнительные теплотери  $Q_{\text{доп}}$  принято выражать в долях основных теплотерь.

Каждый отопительный прибор должен иметь определенную площадь нагревательной поверхности  $A_{\text{пр}}$ ,  $\text{м}^2$ , рассчитываемую в соответствии с требуемой теплоотдачей прибора. Для обеспечения необходимой теплоотдачи в прибор должно поступать также определенное количество теплоносителя в единицу времени  $G$ ,  $\text{кг/с}$  ( $\text{кг/ч}$ ), называемое расходом теплоносителя.

**Расход теплоносителя** - воды, при котором теплопередача в помещение сопровождается понижением его температуры, определяют по формуле

$$G_{\text{вод}} = Q_T / (c(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})) . \quad (4.3)$$

Расход теплоносителя - насыщенного пара, при котором теплота в отопительном приборе выделяется при фазовом превращении (конденсация пара со свободным отводом конденсата из прибора), определяют по формуле

$$G_{\text{пар}} = Q_T / r . \quad (4.4)$$

В формулах (4.3) и (4.4) расход теплоносителя  $G$ ,  $\text{кг/с}$ , при практических расчетах обычно приводится к 1 ч времени ( $\text{кг/ч}$ ), и тогда в числитель формул вводится множитель 3600;  $c$  - удельная массовая теплоемкость воды, равная  $4187 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$  или  $4,187 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$ ;  $t_{\text{вх}}$ ,  $t_{\text{вых}}$  - температура воды при входе в помещение и выходе из него,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $r$  - удельная теплота конденсации при определенном давлении пара в приборе,  $\text{Дж/кг}$  ( $\text{кДж/кг}$ ).

К отопительным приборам как к оборудованию, устанавливаемому непосредственно в обогреваемых помещениях, предъявляются следующие требования, дополняющие и уточняющие требования к системе отопления.

**Санитарно-гигиенические.** Относительно пониженная температура поверхности, ограничение площади горизонтальной поверхности приборов для уменьшения отложения пыли, доступность и удобство очистки от пыли поверхности приборов и пространства вокруг них.

**Экономические.** Относительно пониженная стоимость прибора, экономный расход металла на прибор, обеспечивающий повышение теплового напряжения металла. Показатель теплового напряжения металла прибора  $M$ ,  $\text{Вт}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$ , определяется по отношению теплового потока  $Q_{\text{пр}}$  при  $\Delta t=1 \text{ }^{\circ}\text{C}$  к массе металла прибора  $G_M$ :

$$M = Q_{\text{пр}} / (G_M \Delta t) , \quad (4.5)$$

где  $\Delta t$  - разность температуры теплоносителя и окружающего воздуха.

Очевидно, что чем больше показатель  $M$ , тем более экономным будет прибор по расходу металла. Увеличение этого показателя связано с уменьшением массы металла, израсходованного на изготовление прибора, без уменьшения его теплового потока. При оценке расхода металла на прибор учитывают также сравнительные технико-экономические

показатели используемого вида металла (чугуна, стали, алюминия и т. д.). Значения показателя  $M$  для современных приборов находятся в пределах от 0,2 для чугунных приборов до 1,6 Вт/(кг·°С) для одиночной обетонированной стальной трубы.

**Архитектурно-строительные.** Соответствие внешнего вида отопительных приборов интерьеру помещений, сокращение площади помещений, занимаемой приборами. Приборы должны быть достаточно компактными, т. е. их строительные глубина и длина, приходящиеся на единицу теплового потока, должны быть наименьшими.

**Производственно-монтажные.** Механизация изготовления и монтажа приборов для повышения производительности труда. Достаточная механическая прочность приборов.

**Эксплуатационные.** Управляемость теплоотдачи приборов, зависящая от их тепловой инерции. Температурная устойчивость и водонепроницаемость стенок при предельно допустимом в рабочих условиях (рабочем) гидростатическом давлении внутри приборов.

К отопительным приборам предъявляется также важное для них **теплотехническое требование**: обеспечение наибольшего теплового потока от теплоносителя в помещения через единицу площади прибора при прочих равных условиях (расход и температура теплоносителя, температура воздуха, место установки и т. д.). Для выполнения этого требования прибор должен обладать повышенным значением коэффициента теплопередачи  $k_{пр}$ .

Всем перечисленным требованиям одновременно удовлетворить невозможно, и этим объясняется рыночное разнообразие типов отопительных приборов. При этом каждый их тип в наибольшей степени отвечает какой-либо группе требований, уступая другому в отношении прочих требований. Например, отопительные приборы для лечебных учреждений соответствуют повышенным санитарно-гигиеническим требованиям за счет ухудшения других показателей.

#### 4.2. Классификация отопительных приборов

Все отопительные приборы по преобладающему способу теплоотдачи делятся на три группы.

1. **Радиационные приборы**, передающие излучением не менее 50 % общего теплового потока. К первой группе относятся потолочные отопительные панели и излучатели.
2. **Конвективно-радиационные приборы**, передающие конвекцией от 50 до 75 % общего теплового потока. Вторая группа включает радиаторы секционные и панельные, гладкотрубные приборы, напольные отопительные панели.
3. **Конвективные приборы**, передающие конвекцией не менее 75 % общего теплового потока. К третьей группе принадлежат конвекторы и ребристые трубы.

В эти три группы входят отопительные приборы пяти основных видов (рис. 4.2): радиаторы секционные и панельные, гладкотрубные приборы (эти три вида приборов имеют гладкую внешнюю поверхность), конвекторы, ребристые трубы (имеют ребристую поверхность). К приборам с ребристой внешней поверхностью относятся также калориферы, применяемые для нагревания воздуха в системах воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

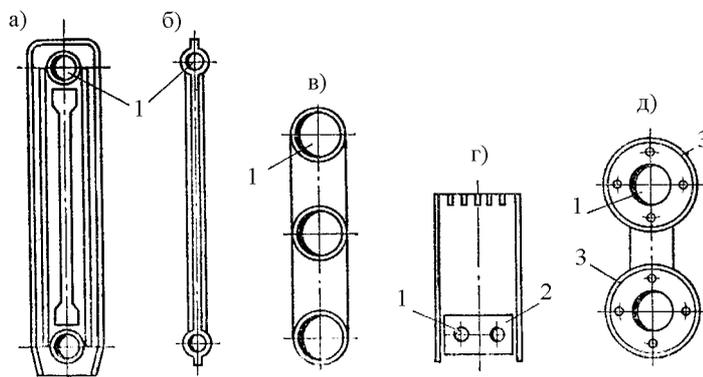


Рис. 4. 2. Виды отопительных приборов

По используемому **материалу** различают металлические, комбинированные и неметаллические отопительные приборы. Металлические приборы выполняют в основном из серого чугуна и стали (листовой стали и стальных труб). Применяют также медные трубы, листовый и литой алюминий и другой металл.

В комбинированных приборах используют теплопроводный материал (бетон, керамику), в который заделывают стальные или чугунные греющие элементы (панельные радиаторы). Оребренные металлические трубы помещают в неметаллический кожух (конвекторы).

К неметаллическим приборам относят бетонные панельные радиаторы, потолочные и напольные панели с заделанными пластмассовыми греющими трубами или с пустотами без труб, а также керамические, пластмассовые и тому подобные радиаторы.

По **высоте** вертикальные отопительные приборы подразделяют на высокие (высотой более 650 мм), средние (от 400 до 650 мм) и низкие (от 200 до 400 мм). Приборы высотой 200 мм и менее называют плинтусными.

По **глубине** (толщине) применяются приборы малой (до 120 мм), средней (от 120 до 200 мм) и большой глубины (более 200 мм).

По величине **тепловой инерции** можно выделить приборы малой и большой инерции. К приборам малой тепловой инерции относят приборы, имеющие небольшую массу материала и вмещаемой воды. Такие приборы с греющими трубами малого диаметра (например, конвекторы) быстро изменяют теплоотдачу при регулировании количества подаваемого теплоносителя. Приборами, обладающими большой тепловой инерцией, считают массивные приборы, вмещающие значительное количество воды (например, чугунные радиаторы). Такие приборы изменяют теплоотдачу сравнительно медленно.

#### 4.3. Описание отопительных приборов

**Радиатором** принято называть конвективно-радиационный отопительный прибор, состоящий либо из отдельных колончатых элементов - **секций** с каналами круглой или эллипсообразной формы (рис. 4. 3), либо из плоских блоков с каналами колончатой или змеевиковой формы (рис. 4. 4).

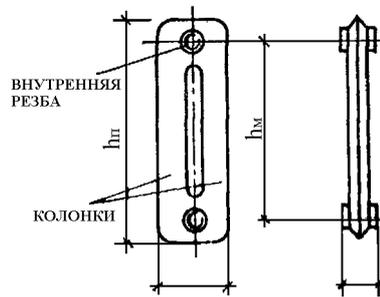


Рис. 4. 3. Секционный радиатор

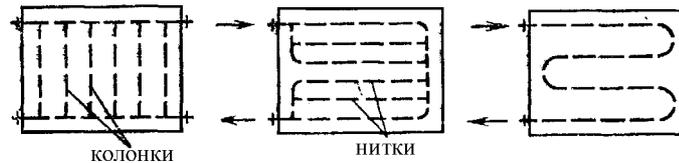


Рис. 4. 4. Панельный радиатор

Секции радиаторов изготавливаются из серого чугуна, стали или алюминия (толщина стенки 2...4 мм) и могут компоноваться в приборы различной площади путем соединения на резьбовых ниппелях с прокладками из термостойкой резины или паронита. Несколько секций в сборе называют секционным радиатором. Наиболее распространены двухколончатые (см. рис. 4. 3) радиаторы средней высоты (монтажная высота  $h_m=500$  мм), хотя имеются радиаторы одно- и многоколончатые, высокие ( $h_m$  до 1000 мм) и низкие ( $h_m=300...350$  мм). Секции изготавливают различной строительной глубины (размер  $b$  на рис. 4. 3). В России для чугунных радиаторов чаще всего этот размер - 90 и 140 мм (включен в марку радиатора, например, М-90 или М-140). Длина одной секции отечественного радиатора составляет 98 и 108 мм, что также указывается в обозначении марки (например, МС-90-108 или МС-140-108).

Чугунные секционные радиаторы отличаются значительной тепловой мощностью на единицу длины прибора (компактностью) и стойкостью против коррозии (долговечностью). Чугунные радиаторы металлоемки (показатель  $M=0,29...0,36$  Вт/(кг·°С)), производство их трудоемко, монтаж затруднителен из-за большого веса, очистка от пыли неудобна, внешний вид непривлекателен.

**Плоские блоки** радиаторов свариваются из двух штампованных стальных листов (толщина листа 1,4...1,5 мм), образуя приборы малой глубины и различной длины, называемые стальными панельными радиаторами. Профиль радиаторных блоков может быть с плоскими вертикальными каналами колончатой формы (см. рис. 4. 4, б), с горизонтальными параллельными каналами регистровой формы (см. рис. 4. 4, в) или последовательно соединенными каналами змеевиковой формы (см. рис. 4.4, г). Наружная поверхность такого радиатора может быть и абсолютно гладкой. Однако наличие определенного рельефа на поверхности прибора увеличивает его теплоотдающую площадь. Панельный радиатор может состоять из одного, двух и трех параллельных блоков. Для увеличения конвективной составляющей теплоотдачи прибора между блоками может размещаться дополнительное оребрение. Количество плоских блоков и рядов оребрения в современной конструкции панельного радиатора, изготовленного по европейскому стандарту, указывается в его марке. Например, прибор марки 21 (см. рис. 4. 4, а) имеет два плоских блока (первая цифра) и один ряд оребрения (вторая цифра).

Стальные панельные радиаторы отличаются от чугунных меньшей массой (показатель  $M=0,55...0,80$  Вт/(кг·°С)), увеличенной излучательной способностью (35...40 % вместо 30 % от

общего теплового потока). Они соответствуют интерьеру отапливаемых помещений, легко очищаются от пыли. Их монтаж облегчен, производство механизировано.

Распространение стальных радиаторов связано с необходимостью применения коррозионностойкой холоднокатаной листовой стали. При изготовлении из обычной стали срок службы радиаторов сильно сокращается из-за интенсивной внутренней коррозии. Область их применения ограничена системами отопления со специально обработанной (деаэрированной) водой. Их не разрешается также применять в помещениях с агрессивной воздушной средой.

Плоские блоки радиаторов делают также из тяжелого бетона (бетонные отопительные панели), применяя нагревательные элементы змеевиковой (см. рис. 4.4, з) или регистровой (см. рис. 4.4, в) формы из металлических и неметаллических труб.

**Бетонные панели** располагают в наружных ограждающих конструкциях помещений (совмещенные панели) или приставляют к ним (приставные панели).

Бетонные панели, особенно совмещенного типа, отвечают строгим санитарно-гигиеническим, архитектурно-строительным требованиям, отличаются высоким тепловым напряжением металла. К недостаткам совмещенных панелей относятся трудность ремонта, большая тепловая инерция, усложняющая регулирование теплоотдачи, увеличение теплопотерь через дополнительно прогреваемые наружные конструкции зданий. Поэтому в настоящее время они применяются ограниченно.

**Гладкотрубным** называют конвективно-радиационный отопительный прибор, состоящий из нескольких соединенных вместе стальных труб, образующих каналы для теплоносителя змеевиковой (рис. 4.5, а) или регистровой (рис. 4.5, б) формы. В регистре при параллельном соединении горизонтальных труб поток теплоносителя делится с уменьшением скорости его движения. В змеевике трубы соединены последовательно, и скорость движения теплоносителя не изменяется по всей длине прибора.

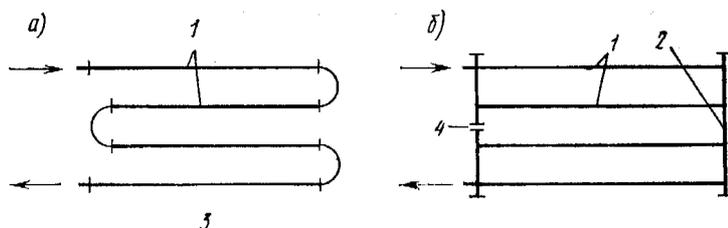


Рис. 4. 5. Схемы гладкотрубного отопительного прибора

Отопительные приборы сваривают из труб  $D_y 32 \dots 100$  мм, располагаемых для увеличения теплоотдачи излучением одна от другой на расстоянии, на 50 мм превышающем их наружный диаметр.

Гладкотрубные приборы характеризуются высокими значениями коэффициента теплопередачи, их легко очищать от пыли.

Вместе с тем эти стальные толстостенные приборы тяжелы и громоздки, занимают много места, их внешний вид не соответствует современным требованиям, предъявляемым к интерьеру помещений. Их применяют в тех случаях, когда не могут быть использованы отопительные приборы других видов (например, для обогрева производственных помещений, особенно, при значительном выделении пыли, гаражей, световых фонарей).

**Конвектор** состоит из двух элементов: трубчато-ребристого нагревателя и кожуха (рис. 4. б). Кожух декорирует нагреватель и способствует повышению теплопередачи благодаря увеличению подвижности воздуха у поверхности нагревателя. Конвектор с кожухом (рис. 4. б, а) передает в помещение конвекцией 90...95 % общего теплового потока. Прибор, в котором функции кожуха выполняет ребрение нагревателя, называют конвектором без кожуха (рис. 4.

б, б). Нагреватель выполняют из стали, меди, алюминия и других металлов, кожух — из листовых материалов (как правило, стали). На рисунке показаны нагреватели со стальными трубами (обычно  $D_y20$  мм).

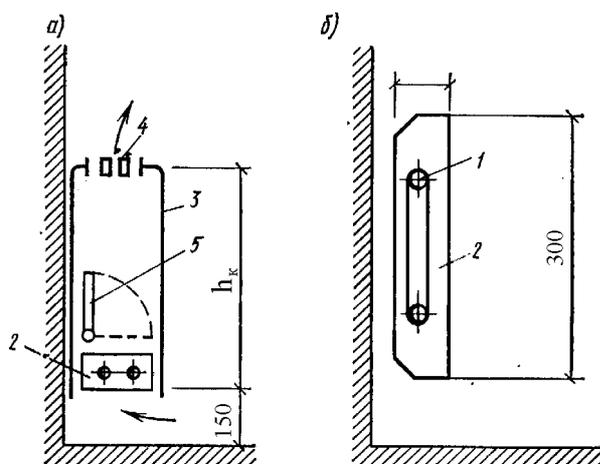


Рис. 4. 6. Виды конвекторов

Конвекторы обладают сравнительно низкими теплотехническими показателями, особенно при использовании в двухтрубных системах отопления. Тем не менее, производство конвекторов во многих странах, в том числе и в России, расширяется (при сокращении выпуска чугунных отопительных приборов). Это объясняется простотой изготовления конвекторов, возможностью механизировать и автоматизировать их производство, сокращением трудовых затрат при монтаже. Малая металлоемкость способствует повышению теплового напряжения металла конвекторов (показатель  $M=0,8...1,3$  Вт/(кг·°C)). Конвекторы - приборы малой тепловой инерции.

Теплопередача конвекторов с кожухом растет при увеличении высоты кожуха (например, на 20 % при увеличении его высоты от 250 до 600 мм). Теплопередача возрастает еще заметнее при искусственно усиленной конвекции воздуха у поверхности нагревателя, если в кожухе установить вентилятор специальной конструкции (вентиляторный конвектор). Подобный конвектор может быть утоплен в специальный подпольный канал, расположенный вдоль наружных лучепрозрачных ограждений.

Нагреватели наиболее распространенных низких конвекторов с кожухом типа КН (конвектор навесной) состоят из двух (малая глубина) или четырех (средняя глубина) труб  $D_y20$ , на которые насажены прямоугольные ребра с шагом 6 мм. Эти конвекторы снабжены воздушным клапаном (см. рис. 4. 6, а) для регулирования теплоотдачи. Они могут устанавливаться отдельно (с "концевым" нагревателем), а также соединяться последовательно (с "проходным" нагревателем) в горизонтальные цепочки приборов. Настольные низкие конвекторы с кожухом дополняются при установке цепочками межконвекторными вставками для декорирования горизонтальных труб, соединяющих смежные приборы. Наибольшей тепловой мощностью обладают конвекторы большой глубины высотой от 600 до 1200 мм, нагреватели которых состоят из нескольких последовательно соединенных элементов (строительная глубина конвекторов 400 мм).

Конвекторы без кожуха занимают мало места по глубине помещений (строительная глубина 60...70 мм), при размещении их у пола по всей длине окон и наружных стен способствуют созданию теплового комфорта в помещениях. Однако вследствие малой теплоотдачи на единицу длины часто приходится устанавливать приборы в два яруса или ряда для получения необходимой площади нагревательной поверхности. Это придает им непривлекательный внешний вид. Конвекторы не применяются при повышенных санитарно-гигиенических требо-

ваниях к отопляемым помещениям.

Низкий конвектор без кожуха (см. рис. 4. 6, б) имеет элементы оребрения из листовой стали толщиной 0,8 мм П-образной формы (в плане) открытые к стене, из листового алюминия толщиной 1 мм или стальное замкнутое шестигранное оребрение. Такие конвекторы обычно компонуются на заводах в приборные узлы, состоящие из нескольких конвекторов (по длине и высоте), связывающих их труб и регулирующих кранов.

**Ребристой трубой** называют конвективный прибор, представляющий собой фланцевую чугунную трубу, наружная поверхность которой покрыта совместно отлитыми тонкими ребрами (рис. 4. 7).

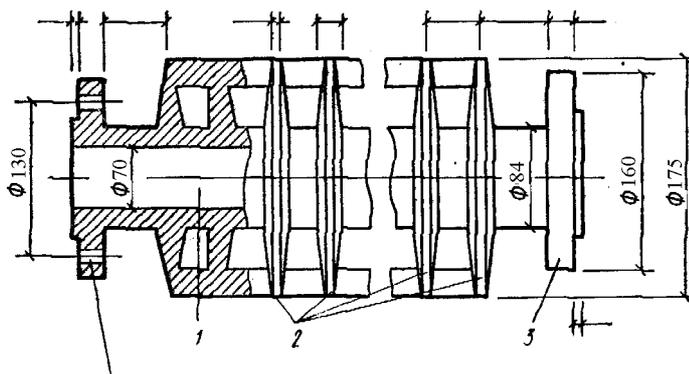


Рис. 4. 7. Ребристая труба

Площадь внешней поверхности ребристой трубы во много раз больше, чем площадь поверхности гладкой трубы таких же диаметра и длины. Это придает отопительному прибору компактность. Кроме того, пониженная температура поверхности ребер при использовании высокотемпературного теплоносителя, сравнительная простота изготовления и невысокая стоимость способствуют применению этого малоэффективного в теплотехническом отношении и многометалльного прибора (показатель теплового напряжения металла  $M$  составляет всего  $0,25 \text{ Вт}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ). К недостаткам ребристых труб относятся также неэстетичный внешний вид, малая механическая прочность ребер и трудность очистки от пыли.

Устаревшие ребристые чугунные трубы заменяются оребренными стальными трубами (например, прибором с прилитыми алюминиевыми ребрами).

Круглые ребристые чугунные трубы имеют длину от 0,5 до 2,0 м. Устанавливают их горизонтально в несколько ярусов и соединяют по змеевиковой форме (см. рис. 4. 5, а) на болтах с помощью чугунных калачей - фланцевых двойных отводов и контрфланцев.

**Калорифер** - компактный прибор значительной площади (от 10 до  $140 \text{ м}^2$ ), образованной несколькими рядами оребренных труб. Трубы заключены в кожух с отверстиями для входа и выхода нагреваемого воздуха. В отличие от других отопительных приборов калорифер предназначен в первую очередь для теплопередачи при вынужденной конвекции воздуха, создаваемой вентилятором. Коэффициент теплопередачи достигает при этом сравнительно высоких значений. Кроме того, калорифер используют в условиях естественной конвекции (подобно высокому конвектору) для нагревания воздуха непосредственно в помещении. Подробно конструкции и расчет калориферов рассмотрены в учебнике «Вентиляция».

В перспективе можно ожидать появления отопительных приборов из новых материалов (например, из термостойкой пластмассы), а также новых видов отопительных приборов (например, радиаторов, основанных на термосифонном теплообмене в его внутреннем вакуумированном пространстве).

#### 4.4. Выбор и размещение отопительных приборов

При выборе вида и типа отопительного прибора учитывают ряд факторов: назначение, архитектурно-технологическую планировку и особенности теплового режима помещения, место и продолжительность пребывания людей, вид системы отопления, технико-экономические и санитарно-гигиенические показатели прибора. Прежде всего исходят из основной области применения (см. табл. 4.2), а также из соответствия санитарно-гигиенических показателей предъявляемым требованиям.

В отдельных случаях отопительный прибор выбирается на основании специального технико-экономического сопоставления нескольких видов. Иногда выбор обусловлен наличием прибора определенного типа.

При повышенных санитарно-гигиенических, а также противопожарных и взрывобезопасных требованиях, предъявляемых к помещению, выбирают приборы с гладкой поверхностью. Как уже известно, это радиаторы и гладкотрубные приборы. Бетонные панельные радиаторы в этом случае, особенно совмещенные со строительными конструкциями, наилучшим образом способствуют содержанию помещения в чистоте. Чугунные радиаторы допускаются лишь с секциями простой формы (с гладкими колонками). Стальные панельные радиаторы и гладкотрубные приборы могут быть рекомендованы при менее строгом отношении к гигиене и внешнему виду помещения.

При обычных санитарно-гигиенических требованиях, предъявляемых к помещению, можно использовать приборы с гладкой и ребристой поверхностью. В гражданских зданиях чаще применяют радиаторы и конвекторы. В производственных - радиаторы и гладкотрубные приборы (несколько труб друг над другом) как более компактные приборы, обеспечивающие повышенную теплоотдачу на единицу их длины (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Относительная теплоотдача отопительных приборов

Отопительный прибор	Глубина прибора, мм	Теплоотдача прибора длиной 1 м, %
Радиатор секционный (длина секции 98 мм)	140	100
	90	72
	160	65
Конвектор с кожухом	18...21	50
Радиатор панельный	175	45
Ребристая труба	60...70	30
Конвектор без кожуха	108	13
Гладкая труба		

*Примечание.* Теплоотдача рассчитана при одинаковых расходе и средней разности

температуры теплоносителя воды и окружающего прибор воздуха.

В помещениях, предназначенных для кратковременного пребывания людей (менее 2 ч), можно использовать приборы любого типа, отдавая предпочтение приборам с высокими технико-экономическими показателями.

Благоприятным с точки зрения создания теплового комфорта для людей является обогревание помещения через пол. Теплый пол, равномерно нагретый до температуры, допустимой по санитарно-гигиеническим требованиям (например, в жилой комнате до 26 °С), обеспечивает ровную температуру и слабую циркуляцию воздуха, устраняет перегревание верхней зоны в помещении. Сравнительно высокая стоимость и трудоемкость устройства теплого пола для отопления помещения часто определяют замену его вертикальными отопительными приборами как более компактными и дешевыми. Есть еще одна причина, по которой применение теплого пола для отопления в большинстве районов России ограничено. Связано это с гигиеническим ограничением в СНиП [1] температуры на поверхности нагретого пола. При нормируемой температуре теплоотдача от этой поверхности не может компенсировать расчетные теплопотери помещения. В любом случае, применение теплого пола для отопления помещений требует достаточного обоснования и тщательного теплового расчета.

Размещение вертикального отопительного прибора в помещении возможно как у наружной, так и у внутренней стены (рис. 4. 8). На первый взгляд целесообразна установка прибора у внутренней стены помещения (рис. 4. 8, б) - сокращается длина труб, подающих и отводящих теплоноситель от прибора (требуется один стояк на два прибора). Кроме того, увеличивается теплопередача такого прибора - радиатора в помещение (примерно на 7 % в равных температурных условиях) вследствие интенсификации лучистого теплообмена и устранения дополнительной теплопотери через наружную стену. Все же подобное размещение прибора допустимо лишь в южных районах России с короткой и теплой зимой, так как оно сопровождается неблагоприятным для здоровья людей движением воздуха с пониженной температурой у пола помещений.

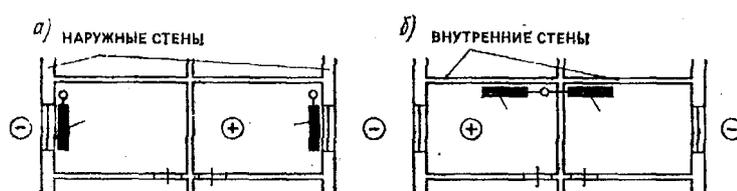


Рис. 4. 8. Размещение отопительных приборов на плане помещения

В средней полосе и северных районах России целесообразно устанавливать отопительный прибор вдоль наружной стены помещения и особенно под окном (рис. 4. 8, а). При таком размещении прибора возрастает температура внутренней поверхности в нижней части наружной стены и окна, что повышает тепловой комфорт помещения, уменьшая радиационное охлаждение людей. Поток теплого воздуха при расположении прибора под окном препятствует образованию ниспадающего потока холодного воздуха, если нет подоконника, перекрывающего прибор (рис. 4.9, а), и движению воздуха с пониженной температурой у пола помещения (рис. 4.9, в). Длина прибора для этого должна быть не менее трех четвертей ширины оконного проема.

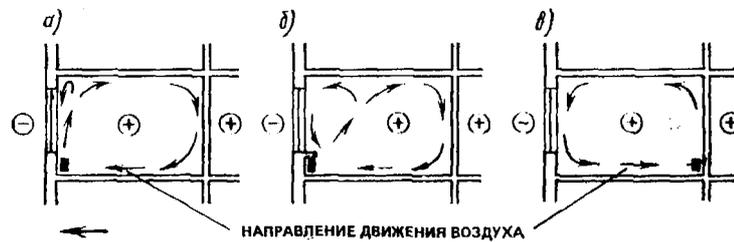


Рис. 4. 9. Движение конвективных потоков воздуха у отопительных приборов

Вертикальный отопительный прибор следует размещать как можно ближе к полу помещения, но не ближе 60 мм от пола для удобства очистки подприборного пространства от пыли.

При значительном подъеме прибора над полом в помещении создается охлажденная зона, так как циркуляционные потоки нагретого воздуха, замыкаясь на уровне установки прибора, не захватывают и не прогревают в этом случае нижнюю часть помещения.

Чем ниже и длиннее сам по себе отопительный прибор, тем ровнее температура помещения, и лучше прогревается его рабочая зона. Примером такого отопительного прибора, улучшающего тепловой режим рабочей зоны помещения, может служить низкий конвектор без кожуха, который из-за малой теплоотдачи на единицу длины размещается фактически по всей длине наружной стены (рис. 4.10, а).

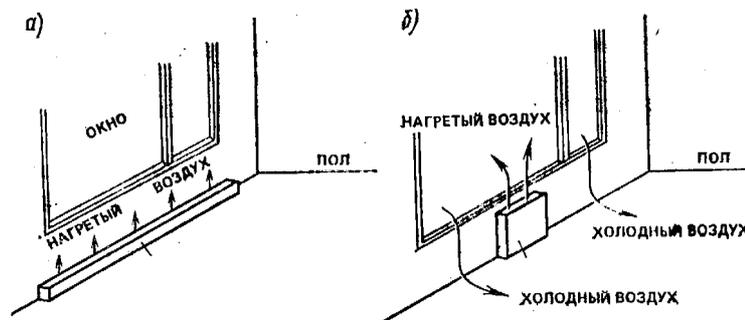


Рис. 4. 10. Размещение отопительного прибора под окном помещения

Высокий и относительно короткий отопительный прибор вызывает активный подъем струи теплого воздуха, что приводит к перегреванию верхней зоны помещения и опусканию охлажденного воздуха по обеим сторонам такого прибора в рабочую зону (рис. 4.10, б).

Натурные исследования в общественном здании с двойным ленточным остеклением окон в металлических переплетах, под которыми в два яруса были установлены плинтусные конвекторы, показали, что при  $t_n = -10$  °С и  $t_b = 22$  °С температура внутренней поверхности остекления над конвекторами равнялась 19,9 °С, посередине высоты окна - 16,5 °С и наверху окна - 15,9 °С (температура поверхности конвекторов при этом составляла 54 °С). Прибор обеспечивал тепловой комфорт в рабочей зоне помещения.

В другом общественном здании с тройным ленточным остеклением окон в деревянных переплетах, под которыми в отдельных местах были расположены конвекторы с кожухом, в тот же период было установлено, что при  $t_n = -8$  °С и  $t_b = 14$  °С температура на внутренней поверхности стены над конвектором равнялась 28 °С, на поверхности остекления над конвектором - 12...13 °С и на поверхности стекла без конвектора под ним - 8...9 °С (температура поверхности конвектора - 55 °С).

В первом здании поток теплого воздуха поднимался от конвектора, над которым нет подоконника, вертикально вдоль стекла (см. рис. 4. 9, а). Во втором - подоконник над конвектором отклонял поток теплого воздуха вглубь помещения, и возникла циркуляция воздуха, изображенная на рис. 4. 9, б. Хотя температура внутренней поверхности стекла в этом случае и возрастала, в помещении наблюдался неприятный воздушный поток, направленный под некоторым углом вверх через рабочую зону. Еще более неприятный для людей поток воздуха, аналогичный показанному на рис. 4. 9, в, создавался в той половине помещения второго здания, где под окном нет прибора, и температура на поверхности остекления была сравнительно низкой.

Рассмотренная выше проблема в настоящее время усугубляется еще и тем, что согласно действующим нормативным требованиям к теплозащите зданий значительно сократились расчетные теплотери отапливаемых помещений. При этом уменьшилась и установочная площадь отопительных приборов, что, в свою очередь, снижает возможность максимально перекрыть прибором подоконное пространство. Решить эту задачу обеспечения комфорта в помещении, в частности, возможно путем применения низких отопительных приборов или за счет увеличения их установочной площади при снижении расчетных температурных параметров теплоносителя (до 50...70 °С). Следует отметить, что последнее решение приведет к увеличению стоимости отопительной системы в целом.

Способность вертикального отопительного прибора вызывать активный восходящий поток теплого воздуха можно использовать для отопления помещений увеличенной высоты. Обычно в помещении высотой более 6 м, особенно со световыми проемами наверху, часть отопительных приборов (от 1/4 до 1/3 общей площади) размещают в верхней зоне. Однако при использовании высоких отопительных приборов, например, высоких конвекторов или рециркуляционных воздухонагревателей (рис. 4.11), иногда достаточна их установка только в рабочей зоне помещения.

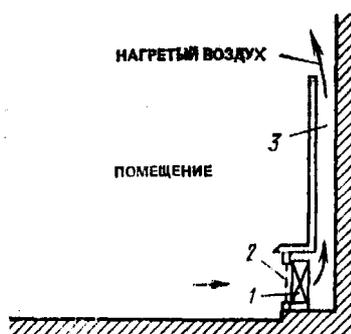


Рис. 4. 11. Рециркуляционный нагреватель

Правило установки отопительного прибора под окном может не соблюдаться в помещении, периодически посещаемом людьми на короткое время, или если рабочие места людей в нем удалены от наружного ограждения. Это отклонение от правила может допускаться, например, в производственном помещении с широким (более 2 м) проходом у окон, в вестибюле и лестничной клетке гражданского здания, складе и тому подобных помещениях. Указанное правило вообще теряет смысл при дежурном отоплении помещения в отсутствие людей.

Особое размещение отопительных приборов требуется в лестничных клетках - вертикальных шахтах снизу доверху здания. Естественное движение воздуха в лестничных клетках в зимний период, усиливающееся с увеличением высоты, способствует теплопереносу в верхнюю их часть и вместе с тем вызывает переохлаждение нижней части, прилегающей к открывающимся наружным дверям. Частота открывания наружных дверей и, следовательно, охлаждение

прилегающей части лестницы косвенно связаны с размерами здания, и в многоэтажном здании в большинстве случаев выше, чем в малоэтажном. Очевидно, при равномерном размещении отопительных приборов по высоте будет происходить перегревание средней и верхней частей лестничной клетки и переохлаждение нижней части.

Натурными исследованиями в Москве установлено, что даже при размещении радиаторов на  $1/2 \dots 2/3$  высоты лестничной клетки в многоэтажных зданиях наблюдается существенное недогревание их нижней и перегревание средней и иногда верхней (если нет выхода на крышу здания) зон.

Таким образом, в лестничных клетках целесообразно располагать отопительные приборы в нижней их части рядом с входными дверями. В многоэтажных зданиях в настоящее время для отопления лестничных клеток применяют высокие конвекторы и рециркуляционные воздухонагреватели (см. рис. 4.11). В малоэтажных зданиях обычно используют приборы, выбранные для отопления основных помещений. Их размещают на первом этаже при входе и, в крайнем случае, переносят часть приборов (до 20 % в двухэтажных, до 30 % в трехэтажных зданиях) на промежуточную лестничную площадку между первым и вторым этажами.

Установка отопительного прибора во входном тамбуре с наружной дверью нежелательна во избежание замерзания воды в нем или в отводной трубе в том случае, если наружная дверь длительное время остается открытой.

Все отопительные приборы располагают так, чтобы были обеспечены их осмотр, очистка и ремонт. Вместе с тем вертикальные металлические приборы редко устанавливают открыто у глухой стены (положение, принятое при лабораторных испытаниях образцов новых приборов). Их размещают под подоконниками, в стенных нишах, специально ограждают или декорируют. Если по технологическим, противопожарным или эстетическим требованиям ограждение или декорирование прибора необходимо, то теплоотдача укрытых приборов по возможности не должна уменьшаться (или уменьшаться не более чем на 10 %). Поэтому конструкция укрытия прибора, вызывающая сокращение теплоотдачи излучением, должна способствовать увеличению конвективной теплоотдачи. Например, вертикальный щит, помещенный у поверхности радиатора, превращающий радиатор в конвектор, будет отвечать такому условию.

На рис. 4.12 показано несколько приемов установки отопительных приборов в помещениях. Распространенное укрытие прибора декоративным шкафом, имеющим две щели высотой по 100 мм (рис. 4.12, а) теплотехнически нецелесообразно: теплоотдача прибора уменьшается на 12 % по сравнению с открытой его установкой у глухой стены. В таком случае для передачи в помещение заданного теплового потока площадь нагревательной поверхности прибора должна быть увеличена на 12 % (при тепловом расчете прибора это должно быть учтено введением поправочного коэффициента  $\beta_4=1,12$ ). Размещение приборов в глубокой открытой нише (рис. 4.12, б) или одного над другим в два яруса (рис. 4.12, в) уменьшает теплоотдачу на 5 % ( $\beta_4=1,05$ ).

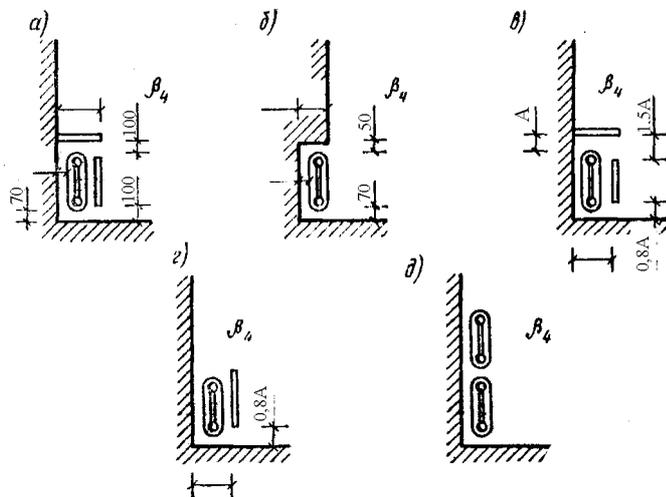


Рис. 4. 12. Варианты размещения отопительных приборов в помещении

Возможна, однако, скрытая установка приборов, при которой теплоотдача не изменяется (рис. 4.12, в) или даже увеличивается (рис. 4.12, г). В этих случаях не требуется увеличивать площадь прибора ( $\beta_4=1,0$ ) или можно даже ее уменьшить ( $\beta_4=0,9$ ).

#### 4.5. Коэффициент теплопередачи отопительного прибора

Тепловой поток от теплоносителя - воды или пара - передается в помещение через стенку отопительного прибора.

Интенсивность теплопередачи характеризуют **коэффициентом теплопередачи**  $k_{пр}$ , который выражает плотность теплового потока на внешней поверхности стенки, отнесенную к разности температуры разделенных стенкой теплоносителя и воздуха отапливаемого помещения. Термин “плотность” в данном случае применяется для теплового потока, передаваемого через единицу площади внешней поверхности отопительного прибора.

Коэффициент теплопередачи прибора  $k_{пр}$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°С), численно равен величине, обратной сопротивлению теплопередаче  $R_{пр}$  от теплоносителя через стенку прибора в помещение:

$$k_{пр} = 1 / R_{пр} . \quad (4.6)$$

Величина  $R_{пр}$  складывается из сопротивления теплообмену  $R_в$  на внутренней поверхности стенки прибора, термического сопротивления стенки  $R_{ст}$  и сопротивления теплообмену  $R_н$  на внешней поверхности прибора  $A_{пр}$ :

$$R_{пр} = R_в + R_{ст} + R_н . \quad (4.7)$$

Процесс теплопереноса от теплоносителя в помещение осуществляется: от теплоносителя к стенке прибора - конвекцией и теплопроводностью, через стенку - только теплопроводностью, а от стенки в помещение - конвекцией, радиацией и теплопроводностью. В сложном случае теплопередачи основным явлением в большинстве случаев является конвекция.

Коэффициент конвективного теплообмена в слое воздуха (снаружи) значительно меньше, чем в слое воды или пара (внутри прибора), поэтому сопротивление внешнему теплообмену  $R_n$  для отопительного прибора сравнительно велико. Следовательно, для увеличения теплового потока необходимо развить внешнюю поверхность отопительного прибора. В приборах это выполняют созданием специальных выступов, приливов и оребрения. Однако при этом уменьшается коэффициент теплопередачи.

Рассмотрим слагаемые выражения (4.7) применительно к отопительному прибору с более развитой площадью внешней поверхности  $A_{пр}$  по сравнению с площадью внутренней поверхности  $A_{в}$ .

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности, отнесенное к площади внешней поверхности прибора, т. е. к расчетному измерителю (отношение площадей равно  $A_{пр}/A_{в}$ ), составляет

$$R_b = (1 / \alpha_v)(A_{пр} / A_{в}) . \quad (4.8)$$

Коэффициент теплообмена на внутренней поверхности прибора  $\alpha_v$  изменяется в широких пределах в зависимости от вида теплоносителя. Наибольших значений он достигает при паре. При воде его значение зависит в основном от скорости движения воды и ее температуры.

Для конвекторов коэффициент теплообмена в прямых гладких трубах малого диаметра на внутренней поверхности стенки определяется прежде всего режимом течения воды. На рис. 4.13 представлена зависимость сопротивления теплообмену от расхода теплоносителя в трубах. Можно установить, что с увеличением расхода воды сопротивление заметно уменьшается (коэффициент внутреннего теплообмена  $\alpha_v$  возрастает), а затем при расходе воды более 200 кг/ч остается практически неизменным.



Рис. 4. 13. Зависимость сопротивления теплообмену от расхода теплоносителя в трубах

При движении воды в изогнутых трубах (отводах, змеевиках) возникает центробежная сила, вызывающая так называемую вторичную циркуляцию, вследствие чего теплоперенос усиливается. Поэтому значение коэффициента внутреннего теплообмена в изогнутых трубах выше, чем в прямых.

На численном примере для чугунного секционного радиатора с отношением  $A_{пр}/A_{в}=1,3$  сопоставим значения сопротивлений, входящих в формулу (4.7).

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности стенки радиатора найдем при скорости движения воды около 0,001 м/с (ламинарный режим течения), когда  $\alpha_v \approx 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ , по формуле (4.8):

$$R_B = (1 / 60)1,3 = 0,022 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт} .$$

Термическое сопротивление стенки чугунного и стального отопительного прибора без учета загрязнения, окраски и специального оребрения его внешней поверхности составляет

$$R_{ст} = (\delta_{ст} / \lambda_{ст})(A_{пр} / A_B) . \quad (4.9)$$

Термическое сопротивление стенки вместе с сопротивлением теплообмену на внутренней поверхности стенки обуславливают снижение температуры наружной поверхности приборов по сравнению с температурой теплоносителя. Из рис. 4.14 видно, что в средней по высоте части чугунного секционного радиатора температура поверхности отличается от температуры теплоносителя не менее, чем на  $7 \dots 8 \text{ °C}$ .

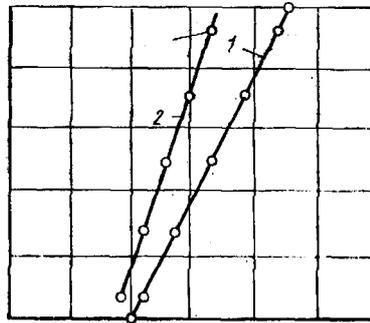


Рис. 4. 14. Распределение температуры теплоносителя по высоте отопительного прибора

Продолжая начатый пример, определим сопротивление стенки чугунного радиатора при ее средней толщине 4 мм. По формуле (4.9)

$$R_{ст} = (0,004 / 50)1,3 = 0,0001 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт} .$$

Видно, что термическое сопротивление металлической стенки пренебрежимо мало по сравнению с сопротивлением теплообмену на ее поверхности. Этот вывод не относится к бетонному панельному радиатору, где термическое сопротивление слоя бетона заметно увеличивает общее сопротивление теплопередаче прибора. Это сопротивление слоя бетона зависит от нескольких факторов: диаметра греющих труб  $d_B$ , расстояния между ними - шага труб  $s$ , глубины заложения труб в бетон  $h$ , теплопроводности массива бетона  $\lambda_M$ .

Для бетонных приборов с трубчатыми греющими элементами принято определять термическое сопротивление массива бетона  $R'_M$ , отнесенное к 1 м трубы, при теплопроводности бетона  $\lambda_M=1,0 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{°C})$ . В специальной литературе даны также значения  $R'_M$ , отнесенные к 1 м крайней и одиночной трубы в бетонной панели. Термическое сопротивление массива прибора при теплопроводности бетона, отличающейся от единицы, вычисляются по формуле

$$R_M = (R'_M / \lambda_M) s, \quad (4.10)$$

где  $s$  - шаг труб, м, численно равный площади наружной поверхности, соответствующей 1 м средней трубы в приборе.

Сопrotивление теплообмену на внешней поверхности прибора определяют по формуле

$$R_H = 1 / \alpha_H, \quad (4.11)$$

где  $\alpha_H$  - коэффициент теплообмена на наружной поверхности, который может быть представлен в виде суммы коэффициентов конвективного  $\alpha_K$  и лучистого  $\alpha_L$  теплообмена, т. е.

$$\alpha_H = \alpha_K + \alpha_L. \quad (4.12)$$

Теплообмен конвекцией при свободном движении воздуха зависит от разности температуры нагретой поверхности и температуры окружающего воздуха, а также от общей подвижности воздуха в помещении.

В нашем примере при свободном движении воздуха ( $t_B=20$  °C) у гладкой вертикальной поверхности радиатора и температуре воды  $t_{BK}=95$  °C,  $t_{BKH}=70$  °C:

$$\alpha_K = 1,66(t_{пов} - t_B)^{0,33} = 6,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Теплоперенос излучением зависит от материала и формы приборов, размеров, температуры и взаимного расположения отопительных приборов и поверхности ограждений помещения.

Для чугунного радиатора с гладкой поверхностью, принимая приведенный коэффициент излучения  $C_{пр}=5,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$  и коэффициент облученности  $\varphi=0,5$ , получим

$$\alpha_L = bC_{пр}\varphi = 1,3 \cdot 5,1 \cdot 0,5 = 3,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Коэффициент облученности  $\varphi$  здесь принят равным 0,5, так как для двухколончатых секционных радиаторов характерно, что в помещение попадает около 50 % излучения (остальное поглощается близко расположенными, взаимно закрывающими друг друга секциями).

В результате сопротивление теплообмену на внешней поверхности радиатора по формулам (4.11) и (4.12) составит

$$R_H = 1 / (6,6 + 3,3) = 0,1 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}.$$

Сравнивая полученное значение сопротивления со значением сопротивления теплообмену на внутренней поверхности радиатора ( $R_B=0,022$ ), убеждаемся, что  $R_H$  примерно в 4,5 раза превышает  $R_B$ . Несмотря на приблизительность проделанных расчетов (расчеты проделаны для

плоской стенки), можно установить, что значение коэффициента теплопередачи  $k_{пр}$  (формулы (4.6) и (4.7)) для металлических отопительных приборов с гладкой поверхностью определяется в основном значением коэффициента теплообмена на их внешней поверхности  $\alpha_n$ . У неметаллических приборов  $k_{пр}$  зависит также от теплопроводности материала стенок и степени неравномерности температуры их поверхности.

Для металлических отопительных приборов со специально оребренной внешней поверхностью - конвекторов, ребристых труб - доля теплоотдачи излучением составляет всего 5...10 % общего теплового потока, попадающего в помещение. Поэтому значение коэффициента теплообмена на внешней поверхности  $\alpha_n$  таких отопительных приборов, а вслед за ним и значение коэффициента теплопередачи  $k_{пр}$ , будут всегда существенно ниже значений аналогичных коэффициентов для приборов с гладкой поверхностью.

Для примера приведем средние значения коэффициента теплообмена на внешней поверхности  $\alpha_n$ , Вт/(м<sup>2</sup>·°C), в расчетных температурных условиях действия систем водяного отопления:

для вертикальных бетонных панельных радиаторов ...	11,5
для чугунных секционных радиаторов .....	10
для конвекторов с кожухом .....	7

Итак, величина теплового потока от теплоносителя в вертикальных отопительных приборах в помещении определяется в основном интенсивностью теплообмена на внешней их поверхности и прежде всего теплообмена конвективного. Этим объясняется, что значения коэффициента теплопередачи отопительных приборов относят к единице площади внешней их поверхности и к разности температуры теплоносителя  $t_t$  и температуры окружающего воздуха  $t_b$  (а не температуры помещения  $t_n$ ).

Коэффициент теплопередачи каждого вновь разрабатываемого отопительного прибора не рассчитывают аналитически, а устанавливают опытным путем без разделения теплового потока на части, выражающие теплопередачу конвекцией и излучением. Так поступают, зная о наличии многих факторов, влияющих на коэффициент  $k_{пр}$  прямо или косвенно и затрудняющих точное его вычисление расчетным путем. Рассмотрим эти факторы, разделив их на основные, определяющие величину  $k_{пр}$ , и второстепенные, влияющие на его величину в сравнительно узких пределах.

**Основными факторами**, определяющими величину  $k_{пр}$ , являются:

- вид и конструктивные особенности, приданные типу прибора при его разработке;
- температурный напор при эксплуатации прибора.

Вид отопительного прибора позволяет заранее судить о возможной величине коэффициента теплопередачи. На рис. 4.15 для основных видов приборов показаны области значений коэффициента теплопередачи при одних и тех же температурных условиях ( $t_t - t_b = 70$  °C). Как видим, для гладкотрубных приборов характерны сравнительно высокие, для секционных радиаторов - средние, для конвекторов и ребристых труб - низкие значения коэффициента теплопередачи.

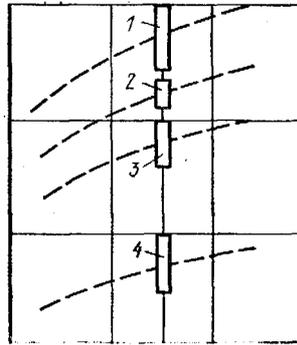


Рис. 4. 15. Области значений коэффициента теплопередачи для различных отопительных приборов

В пределах каждой области значение коэффициента теплопередачи  $k_{пр}$  изменяется в зависимости от конструктивных особенностей прибора того или иного типа следующим образом.

Для гладкотрубных приборов  $k_{пр}$  уменьшается при увеличении диаметра и числа параллельных труб. Это объясняется уменьшением интенсивности конвективного теплообмена на поверхности верхней части прибора, омываемой воздухом, подогревшимся внизу. Кроме того, взаимным экранированием поверхностей труб, расположенных близко друг к другу, вследствие чего в помещение попадает только часть излучения.

Для бетонных отопительных панелей  $k_{пр}$  зависит от их положения (горизонтального или вертикального) в помещении и уменьшается по мере увеличения высоты и длины приборов.

Уменьшение  $k_{пр}$  ребристых труб по сравнению с гладкостенными приборами объясняется падением температуры поверхности по длине ребра и взаимным экранированием поверхности смежных ребер, обращенных друг к другу. Коэффициент теплопередачи уменьшается также с увеличением числа ребристых труб, помещенных одна над другой (как и для гладких труб).

У секционных радиаторов по тем же причинам на величину  $k_{пр}$  влияют форма и число колонок в секции, расстояние между смежными секциями, глубина и высота секции (чем выше секция, тем ниже  $k_{пр}$ ), а также число секций.

У конвекторов  $k_{пр}$  зависит также от толщины, высоты и шага ребер нагревателя. Наибольшее значение  $k_{пр}$  получено, например, при расстоянии около 6 мм между ребрами размерами 50x100 мм.

Вторым основным фактором, определяющим величину  $k_{пр}$  в эксплуатационных условиях, является температурный напор  $\Delta t$ , т. е. разность температуры теплоносителя  $t_T$  и температуры окружающего прибор воздуха  $t_B$ :

$$\Delta t = t_T - t_B . \quad (4.13)$$

При этом наибольшему температурному напору соответствует наивысшее значение коэффициента теплопередачи (пунктирные линии на рис. 4.16).

Температуру теплоносителя воды принято вычислять при экспериментах как среднеарифметическую между температурой воды, входящей и выходящей из прибора, т. е.  $t_T = t_{ср}$ , хотя в действительности средняя температура воды в приборе ниже среднеарифметической. Поэтому температурный напор, вычисляемый при среднеарифметиче-

ском значении температуры воды, т. е.  $\Delta t_{cp} = (t_{cp} - t_b)$  является относительной расчетной величиной, принимаемой при испытаниях, а затем и при определении необходимой площади нагревательной поверхности конкретного прибора.

Результаты экспериментов по определению коэффициента теплопередачи для каждого нового отопительного прибора обрабатывают в виде эмпирических зависимостей:

для теплоносителя – пара

$$k_{пр} = m \Delta t_H^n; \quad (4.14)$$

для теплоносителя воды

$$k_{пр} = m \Delta t_{cp}^n G_{отн}^p, \quad (4.15)$$

где  $m$ ,  $n$ ,  $p$  - экспериментальные числовые показатели, выражающие влияние конструктивных и гидравлических особенностей прибора на его коэффициент теплопередачи;  $\Delta t_H$  - разность температуры при теплоносителе паре, принимаемая в соответствии с формулой (4.13), исходя из температуры насыщенного пара  $t_{нас}$  в приборе:

$$\Delta t_H = t_{нас} - t_b; \quad (4.16)$$

$\Delta t_{cp}$  - разность температуры при теплоносителе воде, принимаемая, как сказано выше, исходя из температуры воды, входящей  $t_{вх}$  и выходящей  $t_{вых}$  из прибора

$$\Delta t_{cp} = t_{cp} - t_b = 0,5(t_{вх} + t_{вых}) - t_b; \quad (4.17)$$

$G_{отн}$  - относительный расход воды в приборе, связывающий изменение коэффициента теплопередачи с гидравлическим режимом в приборе и степенью равномерности температурного поля на его внешней поверхности.

Относительный расход воды - это отношение действительного расхода воды в конкретном приборе к номинальному расходу, принятому при тепловых испытаниях образцов приборов. В настоящее время при испытании образцов приборов за такой расход принят расход воды 360 кг/ч (0,1 кг/с), поэтому

$$G_{отн} = G_{пр} / 360. \quad (4.18)$$

Ранее испытания каждого вида приборов проводились при различном номинальном расходе воды (например, для радиаторов был принят расход 17,4 кг/(ч·м<sup>2</sup>), для конвекторов - 300 кг/ч).

Получаемые значения коэффициента теплопередачи при  $t_t - t_b = 70$  °С, расходе воды 360 кг/ч (0,1 кг/с) и расчетном атмосферном давлении 1013,3 гПа называют номинальными. Для секционного радиатора, например, номинальный коэффициент теплопередачи равен 10,9

Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Среди **второстепенных факторов**, влияющих на коэффициент теплопередачи приборов систем водяного отопления, прежде всего, укажем на расход воды  $G_{пр}$ , включенный в формулу (4.15). В зависимости от расхода воды изменяются скорость движения  $w$  и режим течения воды в приборе, т. е. условия теплообмена на его внутренней поверхности. Кроме того, изменяется равномерность температурного поля на внешней поверхности прибора.

На равномерность температурного поля на внешней поверхности отопительных приборов отражается также направление движения воды внутри прибора, связанное с местами ее подвода и отведения, т. е. способ соединения приборов с теплопроводами.

Способ соединения приборов или их нагревательных элементов с трубами, изменяющий условия подачи, растекания, внутренней циркуляции, слияния и отведения потоков теплоносителя, называют схемой присоединения.

Все схемы присоединения приборов к трубам систем отопления разделены на три группы. Радиаторы чугунные секционные и стальные панельные выделены в первую группу, конвекторы с кожухом - в третью, остальные приборы с трубчатыми нагревательными элементами отнесены ко второй группе.

На рис. 4.16 представлены три основные схемы присоединения секционных и панельных радиаторов. Наиболее равномерной и высокой температура поверхности радиаторов получается при схеме присоединения “сверху-вниз” (схема 1), когда нагретая вода подводится к верхней пробке радиатора, а охлажденная вода отводится от нижней пробки. Поэтому значение коэффициента теплопередачи будет в этом случае всегда выше, чем при движении воды “снизу-вниз” (схема 2) и особенно “снизу-вверх” (схема 3 на рис. 4.16).

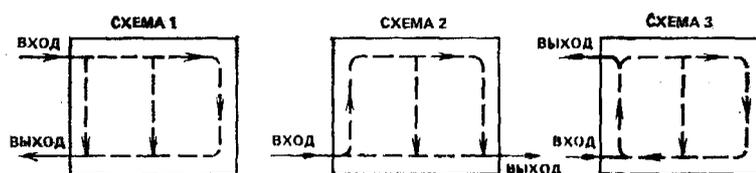


Рис. 4. 16. Основные схемы присоединения радиаторов к трубам

Для схем присоединения конвекторов без кожуха, ребристых и гладких труб характерны параллельное и последовательное по движению воды соединение отдельных нагревательных элементов при расположении их в один-четыре яруса по высоте и в один-два ряда по глубине. Две из них показаны на рис. 4.5: с последовательным соединением (рис. 4.5, а) и с попарным параллельно-последовательным соединением нагревательных элементов (рис. 4.5, б) при расположении их в четыре яруса.

В схемах присоединения для конвекторов с кожухом возможны горизонтальное и вертикальное расположение труб нагревателя, а также последовательное и параллельное движение воды по трубам. На рис. 4.6, а показан, например, нагреватель с горизонтально расположенными трубами в конвекторе «Комфорт-20». В более современной конструкции конвектора «Универсал-20» малой глубины (100 мм) трубы в нагревателе помещены по вертикали, что вызывает понижение номинального коэффициента теплопередачи до 5,1 Вт/(м<sup>2</sup>·°С). В конвекторе «Универсал-С» средней глубины (160 мм) греющие трубы расположены по две в горизонтальной и вертикальной плоскостях, что приводит к дальнейшему уменьшению значения номинального коэффициента теплопередачи до 4,93 Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

На коэффициент теплопередачи влияют также следующие второстепенные факторы.

Скорость движения воздуха у внешней поверхности прибора. При установке прибора у внутреннего ограждения  $k_{пр}$  повышается за счет усиления циркуляции воздуха в помещении (см. рис. 4.9, в). Также повышается  $k_{пр}$  при увеличении высоты кожуха конвекторов.

Конструкция ограждения прибора. Коэффициент теплопередачи уменьшается при переносе свободно установленного прибора в нишу стены (см. рис. 4.12, б). Декоративное ограждение прибора, выполненное без учета теплотехнических требований, может значительно уменьшить  $k_{пр}$  (см. рис. 4.12, а).

Расчетное значение атмосферного давления, установленное для места расположения здания. При пониженном давлении по сравнению с номинальным (1013,3 гПа) коэффициент теплопередачи также понижается вследствие уменьшения плотности воздуха. Так, при расчетном давлении 970 гПа поправочный коэффициент к  $k_{пр}$  составит 0,98.

Окраска прибора. Состав и цвет краски могут несколько изменять коэффициент теплопередачи. Краски, обладающие высокой излучательной способностью, увеличивают теплоотдачу прибора, и наоборот. Например, окраска цинковыми белилами повышает теплопередачу чугунного секционного радиатора на 2,2 %, нанесение алюминиевой краски, растворенной в нитролаке, уменьшает ее на 8,5 %. Влияние окраски связано также с конструкцией прибора. Нанесение алюминиевой краски на поверхность панельного радиатора - прибора с повышенным излучением - снижает теплопередачу на 13 %. Окраска конвекторов и ребристых труб незначительно влияет на их теплопередачу.

На значении коэффициента теплопередачи сказываются также качество обработки внешней поверхности, загрязненность внутренней поверхности, наличие воздуха в приборах и другие эксплуатационные факторы.

#### 4.6. Плотность теплового потока отопительного прибора

В зависимости от значения коэффициента теплопередачи и размеров отопительного прибора изменяется его общий тепловой поток. Величина общего теплового потока обусловлена его поверхностной плотностью, т. е. значением удельного теплового потока, передаваемого от теплоносителя через 1 м<sup>2</sup> площади прибора в окружающую среду.

Формулы для определения поверхностной плотности теплового потока  $q_{пр}$ , Вт/м<sup>2</sup>, передаваемого через 1 м<sup>2</sup> площади отопительных приборов, напишем в виде произведения коэффициента теплопередачи на разность температуры, используя уравнения (4.14) и (4.15).

При теплоносителе паре

$$q = k_{пр}\Delta t_{н} = (m\Delta t_{н}^n)\Delta t_{н} = m\Delta t_{н}^{1+n}, \quad (4.19)$$

при теплоносителе воде

$$q = k_{пр}\Delta t_{ср} = (m\Delta t_{ср}^n G_{отн}^p)\Delta t_{ср} = m\Delta t_{ср}^{1+n} G_{отн}^p. \quad (4.20)$$

В формуле (4.20) разность температуры  $\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_{в}$ . Выведем формулу для определения  $t_{ср}$  в однотрубных системах водяного отопления, когда при последовательно соединенных приборах обычно известна температура воды, входящей в прибор  $t_{вх}$ , а температура воды, выходящей из

него,  $t_{\text{вых}}$  зависит от расхода воды в приборе  $G_{\text{пр}}$ . Отнимая от температуры  $t_{\text{вх}}$  половину  $\Delta t_{\text{пр}}$  (понижение температуры воды в приборе) и выражая  $\Delta t_{\text{пр}}$  через тепловую мощность  $Q_{\text{пр}}$  и расход воды  $G_{\text{пр}}$ , получим

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{вх}} - 0,5\Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{вх}} - 0,5Q_{\text{пр}}\beta_1\beta_2 / (cG_{\text{пр}}), \quad (4.21)$$

где  $Q_{\text{пр}}$  - тепловая мощность отопительного прибора;  $\beta_1$  - поправочный коэффициент, учитывающий теплопередачу через дополнительную площадь (сверх расчетной) приборов, принятых к установке (для радиаторов и конвекторов  $\beta_1=1,03\dots 1,08$ , для ребристых труб  $\beta_1=1,13$ );  $\beta_2$  - поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные теплотери вследствие размещения отопительных приборов у наружных ограждений (см. § 4.1, при установке у наружной стены секционного радиатора или конвектора типов КН и КО -  $\beta_2=1,02$ , конвектора КА - 1,03, панельного радиатора - 1,04).

Если  $G_{\text{пр}}$  выражен в кг/ч, то в числитель в формуле (4.21) вводят множитель 3,6 для перевода Вт в кДж/ч (при удельной массовой теплоемкости воды  $c=4,187$  кДж/(кг·°C)).

В двухтрубных системах водяного отопления за температуру воды, входящей в каждый прибор, принимают начальную температуру горячей воды в системе  $t_r$ , за температуру воды, выходящей из каждого прибора, - конечную температуру охлажденной воды в системе  $t_o$ . Тогда средняя температура воды в приборах (исходя из формулы (4.17)):

$$t_{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}) = 0,5(t_r + t_o), \quad (4.22)$$

где  $t_r$  - расчетная (соответствующая температуре наружного воздуха, расчетной для отопления в данной местности) температура горячей воды, поступающей в систему отопления;  $t_o$  - расчетная температура охлажденной (обратной, как ее часто называют) воды, уходящей из системы.

Плотность теплового потока приборов, включающая в себя коэффициент теплопередачи, зависит от тех же основных и второстепенных факторов, как и коэффициент теплопередачи. Поэтому на практике для упрощения расчетов определяют сразу с учетом всех факторов плотность теплового потока прибора  $q_{\text{пр}}$  по формуле (4.19) или (4.20), не вычисляя коэффициента теплопередачи.

Значения плотности теплового потока позволяют сравнивать приборы и судить о теплотехнической эффективности того или иного типа отопительных приборов. Для этого при тепловых испытаниях устанавливают так называемую номинальную плотность теплового потока  $q_{\text{ном}}$ . Исходя из  $q_{\text{ном}}$  каждой марки или секции прибора, определяют в зависимости от их площади номинальный тепловой поток  $Q_{\text{ном}}$ , кВт, как показатель для планирования и учета объема производства приборов.

Номинальную плотность теплового потока  $q_{\text{ном}}$ , Вт/м<sup>2</sup>, получают для стандартных условий работы прибора в системе водяного отопления, когда средняя разность температуры, как уже известно,  $\Delta t_{\text{ср}}=70$  °C и расход теплоносителя воды в приборе составляет 360 кг/ч (0,1 кг/с).

В этих стандартных условиях относительный расход воды в приборе  $G_{\text{отн}}=1,0$  по формуле (4.18). Стандартная разность температуры при теплоносителе воде, выбранная за расчетную для сравнения теплотехнических показателей отопительных приборов, установлена по формуле (4.17):

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(105 + 70) - 18 = 69,5 \approx 70 \text{ } ^\circ\text{C},$$

когда температура входящей в прибор воды  $t_{вх}=105$  °С, выходящей  $t_{вых}=70$  °С и температура воздуха в помещении  $t_{в}=18$  °С (расчетная температура внутреннего воздуха в наиболее представительном отапливаемом помещении – рядовой жилой комнате жилого здания).

Для сравнения приведем значения номинальной плотности теплового потока  $q_{ном}$ , Вт/м<sup>2</sup>, некоторых типов отопительных приборов (по данным НИИ санитарной техники):

радиатор чугунный секционный типа МС-90-108.....	790
радиатор стальной панельный типа РСВ.....	730
радиатор чугунный секционный типа М-140А0.....	595
конвектор с кожухом типа «Универсал-20».....	357
ребристая чугунная труба.....	388

Видно значительное теплотехническое преимущество радиаторов по сравнению с конвекторами.

Если известен номинальный тепловой поток прибора (с учетом схемы его присоединения к трубам), то расчетная плотность теплового потока  $q_{пр}$ , Вт/м<sup>2</sup>, в конкретных условиях работы его в системе отопления составит:

для теплоносителя пара при заданной разности температуры  $\Delta t_n$

$$q_{пр} = q_{ном}(\Delta t_n / 70)^{1+n}; \quad (4.23)$$

для теплоносителя воды при заданных разности температуры  $\Delta t_{ср}$  и расходе воды  $G_{пр}$

$$q_{пр} = q_{ном}(\Delta t_{ср} / 70)^{1+n}(G_{пр} / 360)^p. \quad (4.24)$$

Значения экспериментальных числовых показателей  $n$  и  $p$  приведены в справочной литературе, например, в [10].

#### 4.7. Тепловой расчет отопительных приборов

Тепловой расчет приборов заключается в определении площади внешней нагревательной поверхности каждого прибора, обеспечивающей необходимый тепловой поток от теплоносителя в помещение. Расчет проводится при температуре теплоносителя, устанавливаемой для условий выбора тепловой мощности приборов. Для теплоносителя пара это температура насыщенного пара при заданном его давлении в приборе. Для теплоносителя воды - максимальная средняя температура воды в приборе, связанная с ее расходом.

Тепловая мощность прибора, т. е. его расчетная теплоотдача  $Q_{пр}$ , определяется, как известно, теплопотребностью помещения за вычетом теплоотдачи теплопроводов, проложенных в этом помещении.

Площадь теплоотдающей поверхности зависит от принятого вида прибора, его распо-

ложения в помещении и схемы присоединения к трубам. Эти факторы отражаются на значении поверхностной плотности теплового потока прибора.

Если поверхностная плотность теплового потока прибора  $q_{пр}$ , Вт/м<sup>2</sup> (см. § 4.6) известна, то теплоотдача отопительного прибора  $Q_{пр}$ , Вт, должна быть пропорциональна площади его нагревательной поверхности

$$Q_{пр} = q_{пр}A_p . \quad (4.25)$$

Отсюда расчетная площадь  $A_p$ , м<sup>2</sup>, отопительного прибора независимо от вида теплоносителя

$$A_p = Q_{пр} / q_{пр} , \quad (4.26)$$

где  $Q_{пр}$  - требуемая теплоотдача прибора в рассматриваемое помещение, определяемая в соответствии с формулой (4.1):

$$Q_{пр} = Q_{п} - \beta_{тр}Q_{тр} ; \quad (4.27)$$

$Q_{п}$  - теплопотребность помещения, Вт;  $Q_{тр}$  - суммарная теплоотдача проложенных в пределах помещения нагретых труб стояка (ветви) и подводок, к которым непосредственно присоединен прибор, а также транзитного теплопровода, если он имеется в помещении, Вт;  $\beta_{тр}$  - поправочный коэффициент, учитывающий долю теплоотдачи теплопроводов, полезную для поддержания заданной температуры воздуха в помещении ( $\beta_{тр}$  составляет при прокладке труб: открытой - 0,9, скрытой в глухой борозде стены - 0,5, замоноличенной в тяжелый бетон - 1,8 (возрастание теплоотдачи обгоняется увеличением площади теплоотдающей поверхности)).

Суммарную теплоотдачу теплопроводов  $Q_{тр}$ , Вт, находят по формуле

$$Q_{тр} = \sum k_{тр} \pi d_n l (t_r - t_b) , \quad (4.28)$$

где  $k_{тр}$ ,  $d_n$ ,  $l$  – соответственно коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), наружный диаметр, м, и длина, м, отдельных теплопроводов;  $t_r$  и  $t_b$  – соответственно температура теплоносителя и воздуха в помещении, °С.

Теплоотдачу теплопроводов можно определить приближенно по формуле

$$Q_{тр} = q_b l_b + q_r l_r \quad (4.29)$$

с использованием таблиц в справочной литературе, где даны значения  $q_b$  и  $q_r$  - теплоотдачи 1 м соответственно вертикально и горизонтально проложенных труб, Вт/м, определяемые исходя из их диаметра и разности температуры ( $t_r - t_b$ );  $l_b$  и  $l_r$  - длина соответственно вертикальных и

горизонтальных теплопроводов в пределах помещения, м.

Ранее в СССР вычисления по формуле (4.26) и измерение теплоотдающей поверхности всех отопительных приборов проводились в условных единицах площади - эквивалентных квадратных метрах (экм). Эквивалентным квадратным метром считали площадь нагревательной поверхности прибора с теплоотдачей 506 Вт (435 ккал/ч) при разности средней температуры теплоносителя и воздуха  $(t_t - t_b) = 64,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  и относительном расходе теплоносителя воды в приборе  $G_{отн}=1,0$ . Отопительным приборам, имеющим коэффициент теплопередачи выше, чем коэффициент теплопередачи эталонного радиатора (ранее выпускавшегося секционного радиатора типа Н-136), т. е. гладкотрубным приборам и панельным радиаторам, присваивалось измерение площади в экм, превышающих по величине их физическую площадь в  $\text{м}^2$ . Напротив, площадь теплотехнически малоэффективных приборов (конвекторов, ребристых труб) измерялась в экм, меньших по величине, чем их площадь в  $\text{м}^2$ . Двойное измерение площади отопительных приборов - в условных экм и физических  $\text{м}^2$  - заменено в 1984 г. измерением площади нагревательной поверхности только в квадратных метрах.

После определения расчетной площади нагревательной поверхности прибора по каталогу приборов подбирается ближайший торговый его размер (число секций или марка панельного радиатора, длина конвектора, ребристой или гладкой трубы). При этом фактическая площадь принятого к установке прибора получается, как правило, больше расчетной (это заранее учитывается в теплоотдаче прибора и расходе теплоносителя введением среднестатистического повышающего коэффициента  $\beta_1$  - см. формулу (4.21)).

Длина секционных радиаторов зависит от числа секций, составляющих приборы.

Число секций радиаторов определяют по формуле

$$N = (A_p / a_1)(\beta_4 / \beta_3), \quad (4.30)$$

где  $a_1$  - площадь одной секции,  $\text{м}^2$ , типа радиатора, принятого к установке в помещении;  $\beta_4$  - поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении (см. § 4.4 и рис. 4.12, при открытой установке  $\beta_4=1,0$ , при установке с декоративной решеткой следует обеспечивать  $\beta_4 \leq 1,10$ );  $\beta_3$  - поправочный коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе ( $\beta_3=1,0$  при  $A_p=2,0 \text{ м}^2$ ), который для радиаторов типа М-140 вычисляется по формуле

$$\beta_3 = 0,97 + 0,06 / A_p. \quad (4.31)$$

Секционные радиаторы проходят тепловые испытания при площади прибора около  $2,0 \text{ м}^2$ , т. е. в составе семи - восьми секций, поэтому полученное значение коэффициента теплопередачи справедливо только для радиаторов именно таких размеров. При меньшем числе секций коэффициент теплопередачи относительно повышается благодаря влиянию усиленного теплового потока крайних секций, торцы которых свободны для теплообмена излучением с помещением, поэтому размеры радиатора могут быть несколько сокращены. При большем числе секций влияние крайних секций на коэффициент теплопередачи уменьшается, и размеры радиатора должны быть несколько увеличены.

Для типов радиаторов с площадью одной секции  $0,25 \text{ м}^2$  (в том числе для эталонного радиатора) коэффициент  $\beta_3$  определяют по формуле

$$\beta_3 = 0,92 + 0,16 / A_p. \quad (4.32)$$

Расчетное число секций по формуле (4.30) редко получается целым. При выборе целого числа секций радиатора допускают уменьшение расчетной площади  $A_p$  не более чем на 5 % (но не более чем на  $0,1 \text{ м}^2$ ). Так поступают с целью ограничения отклонения от расчетной температуры в помещении (обычно приемлемо понижение на  $1 \text{ }^\circ\text{C}$  в гражданских и на  $2 \text{ }^\circ\text{C}$  в производственных зданиях). Поэтому, как правило, к установке принимают большее ближайшее число секций.

Если в наружной стене имеется подоконная ниша, то длина радиатора должна быть меньше ее длины, по крайней мере, на 400 мм при прямой подводке труб (600 мм - при подводке с уткой). Лишние секции выделяют в самостоятельный радиатор.

Длина стальных панельных радиаторов определяется размерами выпускаемых марок, а не получается в результате набора стандартных элементов, как при расчете секционных радиаторов. Для увеличения площади прибора, если это необходимо, отдельные марки одноблочных панельных радиаторов (н

апример, типа РСВ или РСГ) могут объединяться в блоки, включающие две параллельно расположенные панели.

Если к установке предназначен панельный радиатор определенной площади  $a_1, \text{ м}^2$ , то число таких радиаторов, размещаемых в помещении открыто,

$$N = A_p / a_1 . \quad (4.33)$$

При применении двухрядных блоков их расчетную площадь  $A_p$  увеличивают, принимая соответственно пониженный коэффициент теплопередачи по сравнению с коэффициентом для однорядной установки радиатора.

Длина конвекторов с кожухом также определяется размерами выпускаемых полностью готовых приборов. Например, напольные конвекторы типа «Ритм» выпускаются с длиной кожуха 1000 и 1500 мм. Настенные конвекторы типов «Комфорт-20» и «Универсал-20» различных марок отличаются по длине одна от другой на 100 мм (типа «Универсал-С» - на 50 мм).

Число элементов конвекторов без кожуха или ребристых труб в ярусе по вертикали и в ряду по горизонтали определяют по формуле

$$N = A_p / (na_1) , \quad (4.34)$$

где  $n$  - число ярусов и рядов элементов, составляющих прибор;  $a_1$  - площадь одного элемента конвектора или одной ребристой трубы принятой длины,  $\text{ м}^2$ .

Предполагаемое число ярусов и рядов элементов, а также схему соединения их между собой следует заранее учитывать при определении расчетной площади прибора (с последующей проверкой).

Длина греющей трубы  $l, \text{ м}$ , в ярусе или в ряду гладкотрубного прибора составит

$$l = A_p \beta_4 / (na_1) , \quad (4.35)$$

где  $\beta_4$  - поправочный коэффициент, учитывающий наличие декоративного укрытия труб (см. пояснение к формуле (4.30));  $n$  - число ярусов или рядов греющих труб, составляющих прибор;  $a_1$  - площадь 1 м открытой горизонтальной трубы принятого диаметра, м<sup>2</sup>/м.

При округлении дробного расчетного числа элементов или приборов до целого числа допустимо, как и для радиаторов, уменьшать  $A_p$  не более чем на 5 % (но не более чем на 0,1 м<sup>2</sup>).

#### 4.8. Тепловой расчет отопительных приборов с помощью ЭВМ

Применение электронных вычислительных машин (ЭВМ) наряду с возможностью точного решения сложных задач обеспечивает снижение трудоемкости и сокращение сроков проектирования.

При тепловом расчете отопительных приборов полученное расчетное значение площади изменяется при выборе устанавливаемого прибора в соответствии с номенклатурой выпускаемых промышленностью приборов. Изменение (как правило, увеличение) площади приводит при работе системы отопления к изменению теплоотдачи прибора. При этом изменяется и температура теплоносителя воды, выходящей из прибора. При расчете вручную изменение температуры учитывается обобщенно путем введения поправочного коэффициента  $\beta_1$  (см. формулу (4.21)) к расходу воды. При расчете с помощью ЭВМ можно более точно учитывать изменение температуры теплоносителя.

Уточненные расчеты необходимо проделывать для приборов, соединенных по однотрубной схеме, особенно если они состоят из элементов приборов, имеющих большой шаг номенклатурного ряда. Если, например, конвектор с кожухом типа «Универсал-20» имеет шаг всего 0,37 м<sup>2</sup>, то ребристые трубы могут образовывать приборы с шагом 1,0 м<sup>2</sup>. В ходе более точного теплового расчета в цепочке приборов, последних по ходу движения воды, может возникнуть необходимость увеличения предварительно принятой площади.

При уточнении температуры воды  $t_{\text{вых}}$ , °С, выходящей из прибора уже выбранной площади  $A_{\text{пр}}$ , м<sup>2</sup>, используют формулу

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{в}} + 1 / ((1 / (t_{\text{вх}} - t_{\text{в}})^n) + (q_{\text{ном}} n (G_{\text{пр}} / 0,1)^p A_{\text{пр}} / (70^{1+n} G_{\text{пр}} c)))^{1/n}, \quad (4.36)$$

где  $t_{\text{вх}}$  - температура теплоносителя, входящего в отопительный прибор, °С;  $t_{\text{в}}$  - расчетная температура воздуха в обогреваемом помещении, °С;  $q_{\text{ном}}$  - номинальная плотность теплового потока для рассматриваемого прибора, Вт/м<sup>2</sup>;  $n$ ,  $p$  - показатели, входящие в формулу (4.15);  $G_{\text{пр}}$  - действительный расход воды в приборе, кг/с;  $c$  - удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг·°С).

Отметим, что при тепловом расчете приборов с повышенным гидравлическим сопротивлением (например, конвекторов) уточнение их площади связано с изменением их длины. Это может повлечь за собой повторение гидравлического расчета системы отопления в целом для уточнения действительного расхода воды в элементах системы.

#### 4.9. Регулирование теплопередачи отопительных приборов

Теплопотребности помещений, выявленные в расчетных условиях, определяют площадь отопительных приборов. Площадь является постоянной характеристикой каждого установленного прибора. Между тем, известно, что расчетные условия наблюдаются при отоплении зданий далеко не всегда. В течение отопительного сезона изменяется температура наружного воздуха, на здания эпизодически воздействуют ветер и солнечная радиация, тепловыделения в помещениях неравномерны. Поэтому для поддержания теплового режима помещений на заданном уровне необходимо в процессе эксплуатации регулировать теплопередачу отопительных приборов.

Эксплуатационное регулирование теплового потока отопительных приборов может быть качественным и количественным.

Качественное регулирование достигается изменением температуры теплоносителя, подаваемого в систему отопления. Качественное регулирование по месту осуществления может быть центральным, проводимым на тепловой станции, и местным, выполняемым в тепловом пункте здания. В жилищном строительстве проводят также групповое регулирование в центральных тепловых пунктах (ЦТП).

Местное качественное регулирование должно дополнять центральное регулирование, которое проводится с ориентацией на некоторое обезличенное здание в районе действия станции. Кроме того, оно может нарушаться по различным причинам, в том числе из-за необходимости обеспечивать нагревание воды в системе горячего водоснабжения. При местном регулировании учитывают особенности каждого здания, системы отопления и даже ее отдельной части.

В системе парового отопления пределы качественного регулирования ограничены и такое регулирование, как правило, не проводится.

Количественное регулирование теплопередачи приборов осуществляется изменением количества теплоносителя (воды или пара), подаваемого в систему или прибор. По месту проведения оно может быть не только центральным и местным, но и индивидуальным, т. е. выполняемым у каждого отопительного прибора.

Центральное и местное регулирование в системах парового отопления - количественное: при изменении температуры наружного воздуха меняется количество пара, поступающего в систему, или пар подается с большим или меньшим перерывом. В первом случае проводится так называемое пропорциональное регулирование, во втором - регулирование "пропусками" (теплоноситель подается периодически). В системах парового отопления применяют также индивидуальное количественное регулирование теплопередачи приборов.

В системах водяного отопления центральное и местное качественное регулирование также дополняется местным и индивидуальным количественным регулированием теплопередачи приборов. При индивидуальном количественном регулировании теплопередача водяного прибора изменяется вследствие изменения средней температуры воды в нем, теплопередача парового прибора - из-за отклонения температуры конденсата от температуры пара.

Таким образом, в процессе эксплуатации паровых систем отопления осуществляется только количественное регулирование, водяных систем отопления - качественно-количественное регулирование теплопередачи приборов.

Эксплуатационное регулирование теплопередачи приборов может быть автоматизировано. Местное автоматическое регулирование в тепловом пункте здания обычно проводят, ориентируясь на изменение температуры наружного воздуха (этот способ регулирования называют "по возмущению"). Индивидуальное автоматическое регулирование теплопередачи

прибора происходит при отклонении температуры воздуха в помещении от заданного уровня (регулирование “по отклонению”).

Для индивидуального автоматического регулирования применяют регуляторы температуры прямого и косвенного действия (термоклапаны).

Для индивидуального ручного регулирования теплопередачи приборов служат краны и вентили. Ручное регулирование теплопередачи радиаторов и конвекторов эффективно в том случае, когда доля отключаемой нагревательной поверхности составляет не менее 0,5 (для бетонных панелей 0,7).

При паровом отоплении для ручного регулирования применяют вентили с золотником, пришлифованным к поверхности седла (без прокладки). В системах отопления с высокотемпературной водой используют краны вентильного типа с золотником, также без прокладки.

Конструкцию регулирующего крана выбирают в зависимости от вида системы водяного отопления. В двухтрубных системах применяют краны индивидуального регулирования, отвечающие двум требованиям: они имеют повышенное гидравлическое сопротивление и допускают проведение монтажно-наладочного (первичного) и эксплуатационного (вторичного) количественного регулирования. Эти краны называют кранами “двойной регулировки”.

В однетрубных системах водяного отопления используют краны индивидуального регулирования, обладающие незначительным гидравлическим сопротивлением. Эти краны не имеют приспособлений для осуществления первичного регулирования и являются кранами только эксплуатационного (вторичного) регулирования.

Для индивидуального ручного регулирования теплопередачи приборов применяют также воздушные клапаны в кожухе конвекторов (см. рис. 4.6, а). Воздушным клапаном в конвекторе регулируется количество воздуха, циркулирующего через нагреватель конвектора. Достоинством этого способа регулирования, так называемого регулирования “по воздуху”, является сохранение постоянного расхода теплоносителя в отопительных приборах.

При индивидуальном количественном регулировании теплопередача прибора изменяется постепенно - прибор обладает тепловой инерцией, причем охлаждается прибор медленнее, чем нагревается ( $z_{\text{охл}} > z_{\text{нагр}}$ ). Наибольшей тепловой инерцией характеризуются, как известно, бетонные панели. Так как тепловая инерция стальных радиаторов и конвекторов меньше инерции чугунных радиаторов и, тем более, бетонных панелей, то и процесс регулирования их теплопередачи будет ускорен. Например, для стальных панельных радиаторов остаточная теплопередача через 1 ч после их выключения составляет примерно 15 % начальной. Это вдвое меньше, чем для чугунных радиаторов (30 %), а полный тепловой поток в течение первого часа после выключения, соответственно, 45 и 60 %. Следовательно, регулирование теплопередачи отопительных приборов тем эффективнее и быстрее отражается на температуре помещений, чем меньше масса теплоносителя в приборах и самих приборах.

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ**

1. Укажите отличительное достоинство каждого вида отопительных приборов.
2. Установите фактор, оказывающий преобладающее влияние на теплоотдачу отопительных приборов (при равных температурных условиях).
3. Объясните причины повышения теплоотдачи радиатора, который перемещен от наружной к внутренней стене помещения.
4. Почему состав и цвет красителя влияют на теплоотдачу радиаторов, а не конвекторов?

5. Сравните способы измерения площади нагревательной поверхности отопительных приборов в эквивалентных и физических квадратных метрах.
6. Установите, какое значение номинального коэффициента теплопередачи следует ожидать для разрабатываемого вертикального пластмассового отопительного прибора.
7. Как вы представляете себе отопительный прибор будущего?
8. Изобразите блок-схему программы теплового расчета отопительных приборов с помощью ЭВМ.
9. Составьте алгоритм теплового расчета с помощью ЭВМ отопительных приборов двухтрубной системы водяного отопления.
10. Почему желательно расположение отопительных приборов под световыми проемами?

## 5. ТЕПЛОПРОВОДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

### 5.1. Классификация и материал теплопроводов

Трубы систем центрального водяного и парового отопления предназначены для подачи в приборы и отвода из них необходимого количества теплоносителя. Поэтому их называют теплопроводами. Теплопроводы вертикальных систем отопления подразделяют на магистрали, стояки и подводки (рис. 5.1). Теплопроводы горизонтальных систем, кроме магистралей, стояков и подводов, имеют горизонтальные ветви (рис. 5.2).

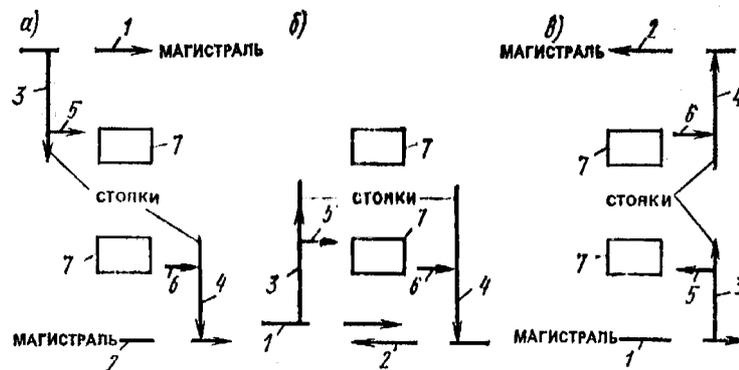


Рис. 5. 1. Теплопроводы вертикальных систем отопления

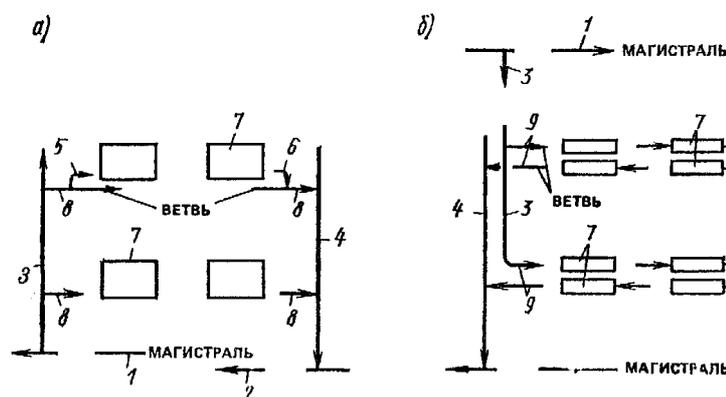


Рис. 5. 2. Теплопроводы горизонтальных систем отопления

Движение теплоносителя в подающих (разводящих) и обратных (сборных) магистралях может совпадать по направлению или быть встречным. В зависимости от этого системы отопления называют системами с тупиковым (встречным) и попутным движением воды в

магистралях. На рис. 5.1, а и 5.2, а стрелками на линиях, изображающих магистрали (линии с индексом Т1 - подающие, с индексом Т2 - обратные магистрали), показано попутное движение теплоносителя: теплоноситель в подающей и обратной магистралях каждой системы движется в одном направлении. На рис. 5.1, б, в и 5.2, б показано тупиковое движение теплоносителя: теплоноситель в подающей магистрали течет в одном, а в обратной - в противоположном направлении.

В зависимости от места прокладки магистралей различают системы с верхней разводкой (см. рис. 5.1, а и 5.2, б), когда подающая (разводящая теплоноситель) магистраль (Т1) расположена выше отопительных приборов, и с нижней разводкой (см. рис. 5.1, б и 5.2, а), когда и подающая (Т1), и обратная (Т2) магистрали проложены ниже приборов. При водяном отоплении бывают еще системы с "опрокинутой" циркуляцией воды (см. рис. 5.1, в), когда подающая магистраль (Т1) находится ниже, а обратная (Т2) выше приборов.

Для пропуска теплоносителя используют трубы: металлические (стальные, медные, свинцовые и др.) и неметаллические (пластмассовые, стеклянные и др.).

Из металлических труб в России наиболее часто используют стальные шовные (сварные) и редко стальные бесшовные (цельнотянутые) трубы. Стальные трубы изготавливают из мягкой углеродистой стали, что облегчает выполнение изгибов, резьбы на трубах и различных монтажных операций. Стоимость бесшовных труб выше, чем сварных, но они более надежны в эксплуатации и их рекомендуется использовать в местах, не доступных для ремонта. Широкое применение стальных труб в системах центрального отопления объясняется их прочностью, простотой сварных соединений, близким соответствием коэффициента линейного расширения коэффициенту расширения бетона, что важно при заделке труб в бетон (например, в бетонных панельных радиаторах).

В системах отопления используют неоцинкованные (черные) стальные сварные водогазопроводные трубы (ГОСТ 3262-75\*)  $D_y10...50$  мм трех типов: легкие, обыкновенные и усиленные (в зависимости от толщины стенки). Усиленные толстостенные трубы применяют редко - в долговременных уникальных сооружениях при скрытой прокладке. Легкие тонкостенные трубы предназначены под сварку или накатку резьбы для их соединения при открытой прокладке в системах водяного отопления. Обыкновенные трубы используют при скрытой прокладке и в системах парового отопления.

Размер водогазопроводной трубы обозначается цифрой условного диаметра в мм (например,  $D_y20$ ). Труба  $D_y20$  имеет наружный диаметр 26,8 мм, а ее внутренний диаметр изменяется в зависимости от толщины стенки от 20,4 (усиленная труба) до 21,8 мм (легкая труба). Изменение внутреннего диаметра влияет на площадь поперечного сечения канала для протекания теплоносителя. Поэтому одно и то же количество теплоносителя будет двигаться в трубе одного и того же условного диаметра с различной скоростью: большей - в усиленной и меньшей - в легкой трубе.

Стальные электросварные трубы (ГОСТ 10704-76\*) выпускают со стенками различной толщины. Поэтому в условном обозначении выбранной трубы указывают наружный диаметр и толщину стенки (если выбрана труба 76X2,8 мм, то это означает, что она имеет наружный диаметр 76 мм, толщину стенки 2,8 мм и, следовательно, внутренний диаметр 70,4 мм). При этом стенку принимают наименьшей толщины (по сортаменту труб, выпускаемых заводами). Например, используют трубы  $D_y20$  со стенкой толщиной 2,0 мм (легкая водо-газопроводная труба  $D_y20$  имеет стенку толщиной 2,5 мм).

Стальные трубы, применяемые в системах центрального отопления, выдерживают, как правило, большее гидростатическое давление (не менее 1 МПа), чем отопительные приборы и арматура. Поэтому предельно допустимое гидростатическое давление в системе водяного отопления устанавливают по рабочему давлению, на которое рассчитаны не трубы, а другие менее прочные элементы (например, отопительные приборы).

Соединение стальных теплопроводов между собой, с отопительными приборами и арматурой может быть неразборным - сварным и разборным (для ремонта отдельных частей) -

резьбовым и болтовым. Резьбовое разборное соединение предусматривают в основном у отопительных приборов и арматуры для их демонтажа в случае необходимости. Фланцевая арматура крупного размера соединяется болтами с контрфланцами, привариваемыми к концам стальных труб.

За последние годы, особенно в индивидуальном жилищном строительстве, все чаще используются трубы, изготовленные из медных сплавов. Медные трубы отличаются значительной коррозионной стойкостью и долговечностью. Их соединение в процессе монтажа осуществляется методом пайки или сварки. Трубы выпускаются в виде прямых отрезков длиной 2-6 м или, учитывая, что медь более мягкий материал, чем сталь, в бухтах длиной до 50 м. Использование мягкой меди позволяет значительно снизить стоимость системы отопления и сократить сроки монтажа за счет уменьшения количества соединительных элементов (фитингов).

Все большее распространение в России для монтажа сантехнических систем получают трубы из полимерных материалов (их чаще называют пластиковые или пластмассовые). Эти трубы также отличаются высокой коррозионной стойкостью и длительным сроком службы (до 50 лет) с сохранением, в отличие от стальных труб, их первоначальных гидравлических свойств (шероховатости и внутреннего диаметра). Полимерные трубы отличаются также легкостью (в 6-7 раз легче стальных), высокими шумопоглощающими свойствами и пластичностью, что важно, например, для сохранения их прочностных свойств при возможном замерзании транспортируемой по ним воды. Трубы поставляются на строительный объект в бухтах и за счет этого их монтаж в значительной мере облегчен. В зависимости от фирмы-изготовителя монтажное соединение труб осуществляется с помощью специального инструмента с использованием самых разнообразных технологий: механический обжим, пайка, сварка, склейка. Многолетняя практика использования полимерных труб в системах отопления выявила их существенный недостаток – высокую проницаемость (диффундирование) атмосферного воздуха через их стенки и насыщение теплоносителя кислородом со всеми вытекающими отсюда последствиями. Этому недостатка лишены металлополимерные (металлопластиковые) трубы, в стенки которых добавляется защитный слой в виде тонкой, как правило, алюминиевой фольги. В системах отопления пластиковые трубы применяются только в случае их скрытой в строительной конструкции (стене, перекрытии) прокладки.

Свинцовые и чугунные трубы встречаются в системах отопления, смонтированных в начале XX в.

Трубы из малощелочного термостойкого стекла используют редко вследствие их хрупкости и ненадежности мест соединений труб с отопительными приборами и арматурой.

## 5.2. Размещение теплопроводов в здании

**Прокладка труб** в помещениях может быть открытой и скрытой. **Открытая** прокладка более простая и дешевая. Поверхность труб нагрета, и теплоотдачу труб учитывают при определении площади отопительных приборов.

По технологическим, гигиеническим или архитектурно-планировочным требованиям прокладка труб может быть **скрытой**. Магистраль переносит в технические помещения (подвальные, чердачные и т.п.), стояки и подводки к отопительным приборам размещают в специально предусмотренных шахтах и бороздах (штрабах) в строительных конструкциях или встраивают (замоноличивают) в них. При этом в местах расположения разборных соединений и арматуры устраивают лючки. Теплоотдача в помещении труб, проложенных в глухих бороздах стен, значительно меньше (примерно вдвое) теплоотдачи открытых теплопроводов. Встроенные (как правило, в заводских условиях) подводка или стояк играют роль бетонного отопительного прибора с одиночным греющим элементом и односторонней (в наружной стене) или двусторонней (во внутренней стене, в полу или в перекрытии) теплоотдачей.

При прокладке теплопроводов учитывают предстоящее изменение длины труб в процессе эксплуатации системы отопления. Эксплуатация проходит при изменяющейся температуре

теплоносителя (выше 35 °С) и трубы удлиняются по сравнению с монтажной их длиной в большей или меньшей степени.

Температурное удлинение нагреваемой трубы - приращение ее длины  $\Delta l$ , м, определяется по формуле

$$\Delta l = \alpha(t_r - t_n)l, \quad (5.1)$$

где  $\alpha$  - коэффициент линейного расширения материала трубы (для мягкой стали при температуре до 150 °С близок к  $1,2 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$ );  $t_r$  - температура теплопровода, близкая к температуре теплоносителя, °С (при расчетах учитывают наивысшую температуру);  $t_n$  - температура окружающего воздуха в период производства монтажных работ, °С;  $l$  - длина теплопровода, м.

Монтаж труб осуществляют в "коробке" строящегося здания при температуре наружного воздуха, близкой в весенне-осенний период к 5 °С. В зимний период при временном обогревании помещений для удобства отделочных и монтажных работ в строящемся здании поддерживают временными средствами температуру также около 5 °С.

Если считать  $t_n=5$  °С, то формула (5.1) для стальной трубы (приращение длины  $\Delta l$ , мм) может быть представлена в виде

$$\Delta l = 1,2 \cdot 10^{-2}(t_r - 5)l, \quad (5.2)$$

удобном для ориентировочных расчетов.

Можно установить, что один метр подающей стальной трубы предельно удлиняется при низкотемпературной воде приблизительно на 1 мм, обратной трубы - на 0,8 мм, а при высокотемпературной воде удлинение каждого метра трубы доходит до 1,75 мм.

Таким образом, при размещении теплопроводов, особенно при перемещении по ним высокотемпературного теплоносителя, необходимо предусматривать компенсацию усилий, возникающих при удлинении подводов, стояков и магистралей.

Размещение подводки - соединительной трубы между стояком или горизонтальной ветвью и отопительным прибором - зависит от вида прибора и положения труб в системе отопления.

Для большинства приборов подающую подводку, по которой подается горячая вода или пар, и обратную подводку, по которой охлажденная вода или конденсат отводятся из приборов, прокладывают горизонтально (при длине до 500 мм) или с некоторым уклоном (5-10 мм на всю длину). Эти подводки в зависимости от положения продольной оси прибора по отношению к оси труб могут быть прямыми и с отступом, называемым "уткой". Предпочтение отдают прямой прокладке подводов, так как утки осложняют заготовку и монтаж труб, увеличивают гидравлическое сопротивление подводов.

Для унификации деталей подводов и стояков часто используют односторонние горизонтальные подводки постоянной длины (например, 370 мм) независимо от ширины простенка в здании. При этом стояк однострубной системы размещают на расстоянии 150 мм от откоса оконного проема, а не по оси простенка как при двусторонних подводках. Особенно широко применяют унифицированные приборные узлы в жилых домах, гостиницах, общежитиях, во вспомогательных зданиях предприятий, где приборы для уменьшения длины подводов допустимо смещать от вертикальной оси оконных проемов по направлению к стояку (рис. 5.3).

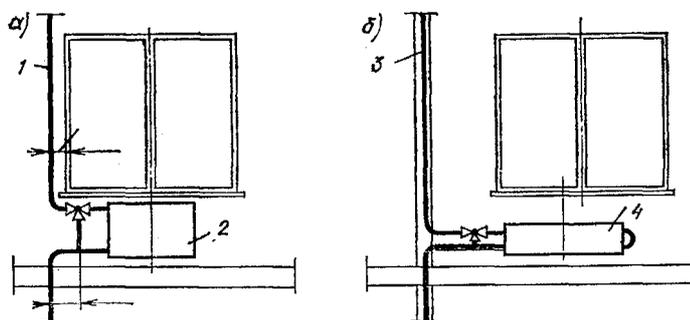


Рис. 5.3. Присоединение отопительного прибора к стояку

Для некоторых отопительных приборов (например, конвекторов напольного типа) подводки могут прокладываться снизу вверх с изгибом.

**Компенсацию удлинения труб** в горизонтальных ветвях однотрубных систем предусматривают путем изгиба подводов (добавления уток) с тем, чтобы напряжение на изгиб в отводах труб не превосходило 80 МПа. В ветвях между каждыми пятью-шестью приборами вставляют П-образные компенсаторы, которые рационально размещать в местах пересечения разводящей трубой внутренних стен и перегородок помещений.

В вертикальных системах отопления подводки к приборам в большинстве случаев выполняют напрямую, однако в высоких зданиях делают специальный изгиб подводов к приборам для обеспечения беспрепятственного перемещения труб стояка при удлинении.

При длинных гладкотрубных приборах, а также при последовательной установке нескольких приборов другого типа, (например, “на сцепке”) необходимо также специальный изгиб подводов для компенсации температурного удлинения приборов и труб. Неполная компенсация удлинения труб приводит при эксплуатации системы к возникновению течи в резьбовых соединениях, а иногда даже к излому труб и арматуры.

Размещение стояков - соединительных труб между магистралями и подводками - зависит от положения магистралей и размещения подводов к отопительным приборам. Обязательным является обособление стояков для отопления лестничных клеток, а также расположение стояков в наружных углах помещений. При размещении остальных стояков исходят из необходимости сокращать их число, длину и диаметр труб для экономии металла.

Кроме того, конструкция стояков должна способствовать унификации деталей для индустриализации процесса заготовки и уменьшения трудоемкости монтажа системы отопления.

Задача размещения стояков неотделима от выбора вида системы отопления для конкретного здания. В целом однотрубные системы при выполнении перечисленных рекомендаций имеют преимущество перед двухтрубными.

Стояки, как и отопительные приборы, располагают преимущественно у наружных стен - открыто (на расстоянии 35 мм от поверхности стен до оси труб  $D_y \leq 32$  мм) либо скрыто в бороздах стен или массиве стен и перегородок (см. рис. 5.3, б). При скрытой прокладке теплопроводов в наружных стенах теплопотери больше, чем при открытой прокладке, поэтому обычно принимаются меры для уменьшения теплопотерь.

Двухтрубные стояки размещают на расстоянии 80 мм между осями труб, причем подающие стояки располагают справа (при взгляде из помещения). В местах пересечения стояков и подводов огибающие скобы устраивают на стояках (а не на подводках), причем изгиб обращают в сторону помещения.

Компенсация удлинения стояков в малоэтажных зданиях обеспечивается естественными их изгибами в местах присоединения к подающим магистралям (рис. 5.4, а). В более высоких 4...7-этажных зданиях однотрубные стояки изгибают не только в местах присоединения к подающей, но и к обратной магистрали (рис. 5.4, б, в).

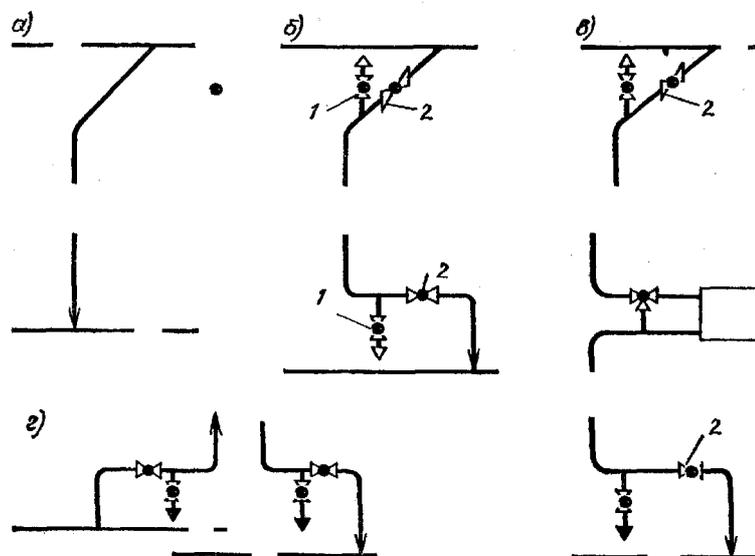


Рис. 5. 4. Компенсация тепловых удлинений труб системы отопления

В зданиях, имеющих более семи этажей, таких изгибов труб недостаточно, и для компенсации удлинения средней части стояков применяют дополнительные изгибы с отнесом отопительных приборов от оси стояка (рис. 5. 4, в). Иногда используют П-образные компенсаторы, и тогда трубы между компенсаторами в отдельных точках закрепляют - устанавливают неподвижные опоры. Для компенсации удлинения каждого этажестояка в однотрубных системах используют изгибы труб с "плечом" при низкотемпературной воде не менее 200 мм (см. рис. 5.3, а).

В местах пересечения междуэтажных перекрытий трубы заключают в гильзы для обеспечения свободного их движения.

Горизонтальные однотрубные ветви - распределительные поэтажные трубы систем водяного отопления - размещают под отопительными приборами у пола на таком же расстоянии от поверхности стен, как и стояки, и без уклона, если обеспечена скорость движения воды в них более 0,25 м/с. Возможна, также, прокладка горизонтальных поэтажных ветвей под окнами выше отопительных приборов. При этом нет необходимости устанавливать воздуховыпускные краны на приборах, однако в этом случае усложняется опорожнение приборов и системы в целом.

Размещение магистрали - соединительной трубы между местным тепловым пунктом и стояками - зависит от назначения и ширины здания, а также вида принятой системы отопления.

В производственных зданиях магистрали целесообразно прокладывать в пределах рабочих помещений (если этому не препятствует технология производства) - по стенам, колоннам под потолком, в средней зоне или у пола. В необходимых по технологии и конструкции здания случаях магистрали выносят в технические этажи и подпольные каналы.

В малоэтажных производственных зданиях рационально применять горизонтальную однотрубную систему водяного отопления (обычную или бифилярную), когда в одной ветви совмещаются функции не только подводки и стояка, но и магистрали.

В гражданских зданиях шириной до 9 м магистрали можно прокладывать вдоль их продольной оси: одна магистраль для стояков у противоположных сторон узкого здания не вызывает перерасхода труб при соединении ее с каждым стояком (рис. 5. 5, а). Так же размещают магистрали при стояках, находящихся у внутренних стен здания. В гражданских зданиях шириной более 9 м рационально использовать две разводящие магистрали вдоль каждой фасадной стены. При этом не только сокращается протяженность труб, но и становится возможным эксплуатационное регулирование теплоподдачи отдельно для каждой стороны здания - так называемое "пофасадное" регулирование (рис. 5. 5, б).

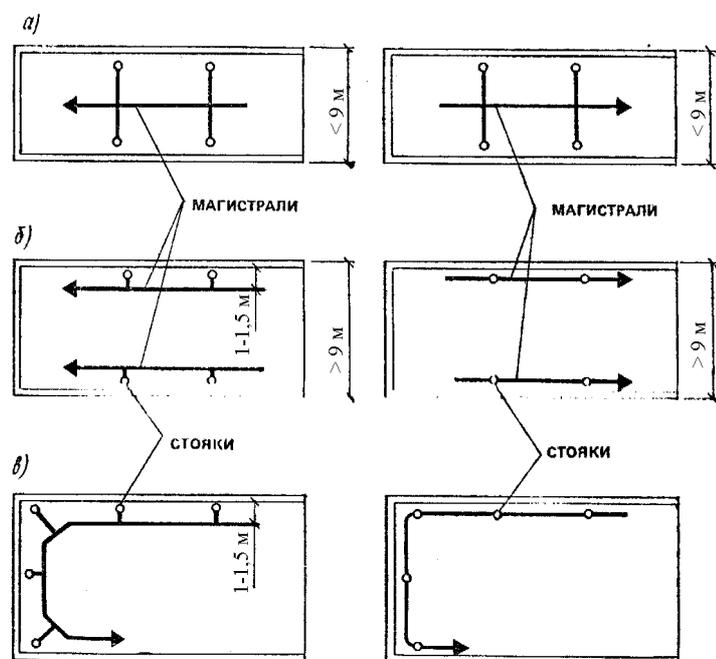


Рис. 5. 5. Способы прокладки магистралей системы отопления

Магистральи систем отопления гражданских зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий размещают, как правило, в чердачных и технических помещениях. В чердачных помещениях магистральи подвешивают на расстоянии 1-1,5 м от наружных стен (рис. 5. 5, б, в) для удобства монтажа и ремонта, а также для обеспечения при изгибе стояков естественной компенсации их удлинения. В подвальных помещениях, в технических этажах и подпольях, а также рабочих помещениях магистральи для экономии места укрепляют на стенах (см. рис. 5. 5). В северной строительно-климатической зоне прокладка магистралей в чердачных помещениях и проветриваемых подпольях зданий не допускается.

При проектировании систем отопления жилых многоэтажных домов (девять этажей и более), состоящих из одинаковых повторяющихся секций, применяют посекционную разводку магистралей с тупиковым движением в них теплоносителя. В рядовых и торцевых секциях создают самостоятельные системы отопления, что обеспечивает унификацию трубных заготовок не только стояков, но и магистралей. Это особенно важно для индустриализации заготовительных работ и упрощает повторное проектирование при массовом блок-секционном строительстве зданий. Однако при этом увеличивается число тепловых пунктов и длина транзитных магистралей, затрудняется пофасадное регулирование. От слишком мелкого деления систем отказываются при автоматизации их работы.

В гражданских зданиях повышенной этажности, особенно в высотных, магистральи систем отопления размещают вместе с инженерным оборудованием других видов на специальных технических этажах.

При размещении магистралей требуется обеспечивать свободный доступ к ним для осмотра, ремонта и замены в процессе эксплуатации систем отопления, а также компенсацию температурных деформаций.

Компенсация удлинения магистралей выполняется, прежде всего, естественными их изгибами, связанными с планировкой здания, и только прямые магистральи значительной длины, особенно при высокотемпературном теплоносителе, снабжают П-образными компенсаторами. При проектировании компенсаторов неподвижные опоры размещают таким образом, чтобы тепловое удлинение участков магистралей между опорами не превышало 50 мм. Расстояние между промежуточными подвижными опорами выбирают исходя из

предельного напряжения на изгиб 25 МПа, возникающего в металле трубы при просадке одной из опор.

Магистральи систем водяного и парового отопления редко прокладывают строго горизонтально - только в тех случаях, когда это необходимо по местным условиям, обеспечивая повышенную скорость движения теплоносителя. Как правило, трубы монтируют с отклонением от горизонтали - **уклоном**.

В системах водяного отопления уклон горизонтальных магистралей необходимо для отвода в процессе эксплуатации скоплений воздуха (в верхней части систем), а также для самотечного спуска воды из труб (в нижней их части).

Строго горизонтальная прокладка магистралей  $D_v > 50$  мм, как и ветвей горизонтальных систем, допустима при скорости движения воды более 0,25 м/с (для уноса скоплений воздуха).

Магистральи верхней разводки рекомендуется монтировать с уклоном против направления движения воды (рис. 5. 6, а) для того, чтобы использовать подъемную силу совместно с силой течения воды для удаления воздуха. В гравитационных системах допускается прокладка магистралей с уклоном по движению воды (рис. 5. 6, б). Подобная прокладка в насосных системах возможна только при значительном уклоне труб, когда подъемная сила, действующая на пузырьки воздуха, будет преобладать над силой течения воды.

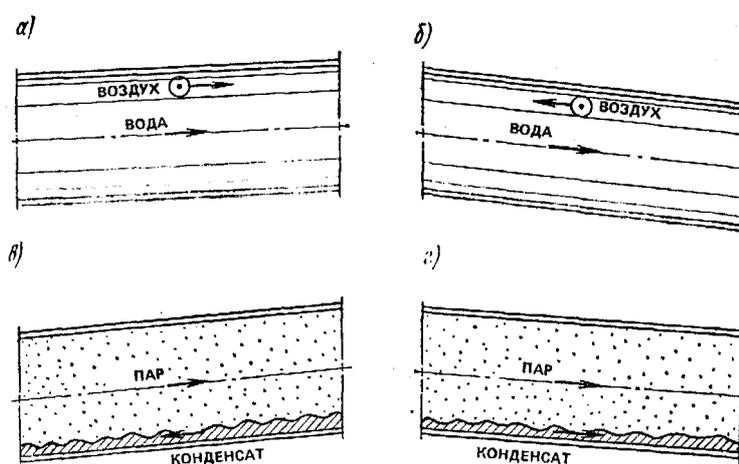


Рис. 5. 6. Уклоны труб в системах отопления

Нижние магистральи всегда прокладывают с уклоном в сторону теплового пункта здания, где при опорожнении системы вода спускается в канализацию. При этом, если магистралей две (подающая и обратная), то рационально для удобства крепления при монтаже придавать им уклон в одном и том же направлении.

В системах парового отопления уклон горизонтальных магистралей необходим для самотечного удаления конденсата, как при эксплуатации, так и при опорожнении систем.

Паропроводы рекомендуется прокладывать с уклоном по направлению движения пара для обеспечения самотечного движения попутного конденсата, образующегося вследствие теплопотерь через стенки труб (рис. 5. 6, г). Встречное движение пара и конденсата в одной и той же трубе сопровождается шумом и гидравлическими ударами. Поэтому уклон паропроводов против направления движения пара (рис. 5. 6, в) нежелателен и допустим в исключительных случаях.

Самотечные конденсатопроводы, естественно, имеют уклон в сторону стока конденсата. Напорным конденсатопроводам уклон придается в произвольном направлении лишь для спуска конденсата при опорожнении труб.

Рекомендуемый нормальный уклон магистралей  $i$ , мм/м : водяных в насосных системах, паровых и напорных конденсатных 0,003 (3 мм на 1 м длины труб), хотя в необходимом случае уклон может быть уменьшен до 0,002. Минимальный уклон водяных подающих магистралей

гравитационных систем, самотечных конденсатных магистралей 0,005; паропроводов, имеющих уклон против движения пара, 0,006; водяных магистралей верхней разводки насосных систем с уклоном по движению воды 0,01 (10 мм/м).

### 5.3. Присоединение теплопроводов к отопительным приборам

Присоединение теплопроводов к отопительным приборам может быть с одной стороны (**одностороннее**) и с противоположных сторон приборов (**разностороннее**). При разностороннем присоединении возрастает коэффициент теплопередачи приборов. Однако конструктивно рациональнее устраивать одностороннее присоединение и его в первую очередь применяют на практике.

На рис. 5. 7 изображены основные приборные узлы трех типов, применяемых в вертикальных однотрубных системах водяного отопления, и приборный узел, используемый в двухтрубных системах водяного и парового отопления. Все приборные узлы показаны с односторонним присоединением теплопроводов к приборам.

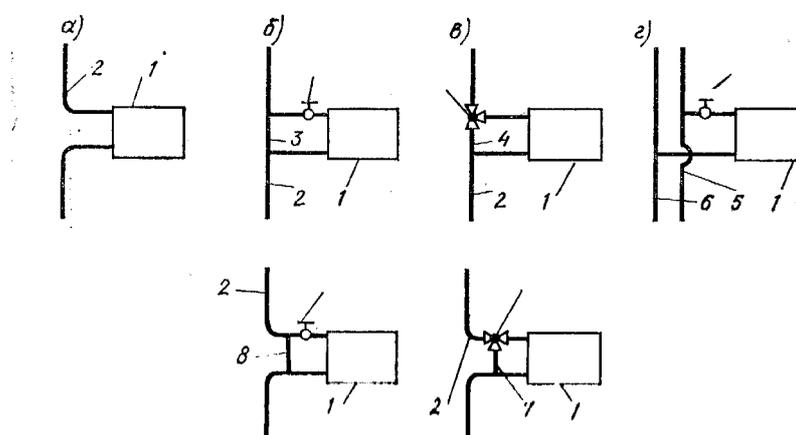


Рис. 5. 7. основные типы приборных узлов в системе отопления

В приборном узле первого типа (рис. 5. 7, а), называемом **проточным** (поэтому и стояк с такими узлами называют **проточным**), отсутствует кран для регулирования расхода теплоносителя. Проточные приборные узлы, наиболее простые по конструкции, устраиваются не только в случае, когда не требуется индивидуальное регулирование теплоотдачи приборов, но и при применении конвекторов с кожухом, имеющих воздушные клапаны для такого регулирования. Проточные приборные узлы характеризуются тем, что расход теплоносителя в каждом приборе стояка равен его расходу в стояке в целом.

В приборных узлах второго типа (рис. 5. 7, б), называемых узлами с **замыкающими участками**, на подводках со стороны входа теплоносителя помещаются **проходные** регулирующие краны (типа КРП). В таких узлах часть общего расхода теплоносителя в стояке минует приборы: вода постоянно протекает через замыкающие участки. Замыкающие участки могут располагаться по оси стояка, и тогда они именуется **осевыми** (см. на рис. 5. 7, б сверху), а также смещение по отношению к оси стояка, называясь **смещенными** (см. на рис. 5. 7, б внизу). Для приборных узлов с замыкающими участками характерно, что расход теплоносителя в приборах всегда меньше общего расхода теплоносителя в стояках, а расход теплоносителя в замыкающих участках может возрастать до максимального по мере закрывания (при регулировании) регулирующего крана у прибора.

Приборные узлы третьего типа (рис. 5. 7, в) с **трехходовыми** регулируемыми кранами (типа КРТ) и **обходными** участками (также осевыми или смещенными) носят название **проточно-регулируемых**. Их особенностью является обеспечение полного протекания теплоносителя из стояка в каждый отопительный прибор (как в проточных узлах). В этих (расчетных) условиях

обходные участки полностью перекрываются кранами. Вместе с тем, в процессе эксплуатации можно уменьшать расход теплоносителя в каждом отдельном отопительном приборе (как в узлах с замыкающими участками), перепуская теплоноситель через обходной участок при помощи регулирующего трехходового крана (вплоть до полного отключения прибора). Таким образом, в проточно-регулируемых узлах сочетаются достоинства узлов двух других типов - и проточного, и с замыкающим участком.

Приборные узлы с односторонним присоединением труб применяют как в вертикальных, так и в горизонтальных однотрубных системах водяного отопления. В горизонтальных однотрубных ветвях чаще используют проточные узлы и узлы с замыкающими участками и кранами типа КРП.

В двухтрубных стояках систем водяного и парового отопления каждый отопительный прибор присоединяют отдельно к подающей и к обратной трубам (рис. 5. 7, з). По подающей трубе подводится горячая вода или пар, по обратной - отводится охлажденная вода или конденсат от приборов.

В приборных узлах двухтрубных стояков для регулирования количества теплоносителя используют при водяном отоплении краны **двойной регулировки** (типа КРД), а при паровом отоплении - **паровые вентили**.

При вертикальных однотрубных стояках с односторонним присоединением труб к отопительным приборам можно принять единую длину подводов ( $l = \text{const}$ , рис. 5. 8, а, б) и короткие подводы ( $l \leq 500$  мм) выполнять горизонтальными (без уклона). Подобная унификация приборного узла со смещенным обходным участком и трехходовым краном (рис. 5. 8, а) или со смещенным замыкающим участком и проходным краном (рис. 5. 8, б) способствует организации потока при заготовке и сборке его деталей на заводе и значительно ускоряет монтаж системы отопления.

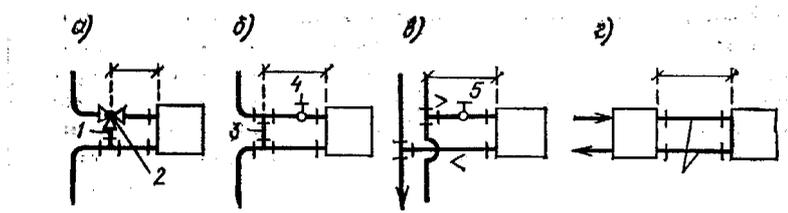


Рис. 5. 8. Подключение отопительных приборов к вертикальному стояку системы водяного отопления

При двухтрубных стояках рациональна длина подводов к отопительным приборам, не превышающая 1,25 м (рис. 5. 8, в). При большем расстоянии от стояка до приборов целесообразно устанавливать дополнительный стояк. Уклоны подающей и обратной подводов к приборам предусматривают в сторону движения теплоносителя (см. рис. 5. 8, в). Их принимают равными 5...10 мм на всю длину подводки.

При одностороннем присоединении труб не рекомендуется чрезмерно укрупнять секционные радиаторы - группировать более 25 секций (15 в системах с естественным движением воды) в один прибор, а также соединять на "сцепке" (рис. 5. 8, з) более двух радиаторов. Соединение на "сцепке" допускается только для приборов, расположенных в одном помещении, причем диаметр соединительных труб должен соответствовать диаметру входного отверстия прибора (не менее  $D_{y25}$  или 32 мм).

Разностороннее присоединение труб к прибору применяют в тех случаях, когда горизонтальная обратная магистраль или конденсатопровод системы находится непосредственно под прибором (рис. 5. 9, а) или когда прибор устанавливают ниже магистралей (рис. 5. 9, б). Так же присоединяют подводы при вынужденной установке крупного прибора (рис. 5. 9, в) или для соединения нескольких отопительных приборов (рис. 5. 9, з).

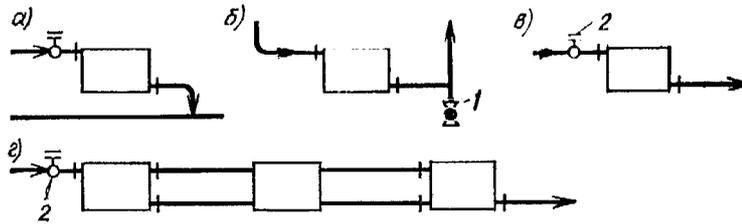


Рис. 5. 9. Возможные варианты присоединения отопительного прибора

Направление движения теплоносителя воды в приборах однотрубных стояков возможно **сверху-вниз** и **снизу-вверх**, причем в последнем случае (см. рис. 5. 8, б) замыкающие участки смещают, как правило, от оси стояков для увеличения количества воды, протекающей через приборы. Кроме того, при смещенных обходных или замыкающих (см. рис. 5. 8, а, б) участках удлинение нагреваемых труб воспринимается изогнутыми участками однотрубных стояков в пределах каждого этажа без применения специальных компенсаторов.

В приборах двухтрубных стояков чаще всего предусматривают движение теплоносителя по схеме сверху-вниз (см. рис. 5. 8, в).

Присоединение труб к прибору, создающее движение воды в нем по схеме **снизу-вниз**, характерно для горизонтальной однотрубной системы (рис. 5. 10, а). Так же присоединяют верхние приборы вертикальных систем отопления с нижним расположением обеих магистралей (с нижней разводкой). Если в двухтрубных стояках с местным удалением воздуха из приборов (рис. 5. 10, б) так поступают почти всегда, то в однотрубных стояках (рис. 5. 10, в) - только при местных котельных (при наполнении и подпитке системы холодной водой из водопровода, содержащей значительное количество растворенного воздуха). При наполнении и подпитке системы обезвоздушенной ("деаэрированной") водой из наружной теплофикационной сети для присоединения верхних приборов в однотрубных стояках применяют унифицированные приборные узлы (рис. 5.10, г) с односторонним подключением труб.

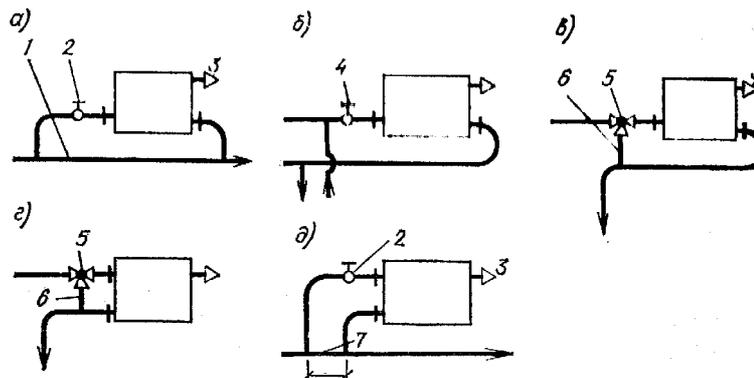


Рис. 5. 10. Присоединение отопительных приборов горизонтальной системе отопления

При использовании деаэрированной воды в горизонтальной однотрубной системе возможно применение схемы движения воды в приборах сверху-вниз и, как говорят, "обвязки" приборов с замыкающим участком постоянной длины  $l$ , включающим диафрагму (рис. 5. 10, д), - так называемой редуцирующей вставкой.

Применение высокотемпературной воды не отражается на схеме присоединения труб к отопительным приборам, но влияет на вид запорно-регулирующей арматуры и материала, уплотняющего места соединения арматуры и приборов с трубами.

Направление и скорость движения теплоносителя воды в вертикальном отопительном приборе отражается на его теплопередаче. Еще раз отметим теплотехнически целесообразные

схемы движения теплоносителя - воды: сверху-вниз в радиаторах однострубных и двухтрубных систем, наряду с этим - движение снизу-вниз в секционных радиаторах однострубных систем при значительном расходе воды. Направление движения воды в приборе снизу-вверх характеризуется наименьшей теплопередачей. Для повышения скорости рекомендуется обеспечивать последовательное движение теплоносителя в радиаторах и конвекторах, гладких и ребристых трубах, устанавливаемых в несколько рядов и ярусов (из одного ряда в другой, из верхнего яруса в нижний).

#### 5.4. Размещение запорно-регулирующей арматуры

Ручную запорно-регулирующую арматуру систем центрального отопления подразделяют на муфтовую и фланцевую.

Муфтовую арматуру (с резьбой на концах для соединения с трубами) устанавливают на трубах малого диаметра ( $D_v \leq 40$  мм), фланцевую арматуру (с фланцами на концах) - на трубах большого диаметра (при  $D_v \geq 50$  мм).

**Арматура на подводках к приборам** систем **водяного** отопления, как известно, различна. В двухтрубных стояках применяют краны, обладающие повышенным гидравлическим сопротивлением, в однострубных стояках - пониженным сопротивлением протеканию теплоносителя. В первом случае повышение гидравлического сопротивления кранов делается для равномерности распределения теплоносителя - воды по отопительным приборам. Во втором - понижение сопротивления способствует затеканию в приборы большего количества воды, что повышает среднюю температуру теплоносителя в них и, следовательно, обеспечивает уменьшение их площади.

Регулирующую арматуру на подводках к приборам устанавливают не всегда. Ее не применяют во вспомогательных помещениях и в лестничных клетках зданий, близ ворот и загрузочных проемов, люков и прочих мест, опасных в отношении замерзания воды в трубах и приборах. Арматура у приборов для эксплуатационного регулирования не нужна, если предусмотрено регулирование температуры подаваемого в помещения вентиляционного воздуха.

У приборов **двухтрубных** систем водяного отопления, как правило, устанавливают краны двойной регулировки. В малоэтажных зданиях применяют обычные краны двойной регулировки, в многоэтажных - дроссельные краны повышенного гидравлического сопротивления.

Распространенные ранее краны двойной регулировки с полый пробкой обладали существенными недостатками: сравнительно малым сопротивлением и нерациональной (круто изогнутой) "кривой дросселирования". Малая "глубина" дросселирования не позволяла осуществлять этими кранами эффективного пуско-наладочного (после окончания монтажных работ) регулирования распределения воды по приборам - "первую регулировку". Пробка через короткий промежуток времени после установки нового крана "прикипала" к корпусу, что практически исключало "вторую регулировку" - эксплуатационное пользование кранами.

В настоящее время для ручного регулирования используются краны двойной регулировки типа КРДШ. Они рассчитаны на условное давление 1 МПа и температуру регулируемой среды (воды) до 150 °С. Коэффициент местного сопротивления этих кранов от 5 до 14. Краны имеют поворотную на 90° втулку для монтажной регулировки (путем частичного изменения площади проходного отверстия) и шибер, вертикальное перемещение которого по пазу во втулке обеспечивает по мере надобности эксплуатационную регулировку.

Более современные краны повышенного гидравлического сопротивления типа "Термис" (рис. 5. 11) с восемью возможными положениями клапана для монтажной регулировки не имеют недостатков кранов с полый пробкой. Возрастание величины дросселирования у них пропорционально степени закрытия отверстия для протекания воды. Эти краны вентильного типа долго сохраняют работоспособность. Наличие патрубка с наружной резьбой *l* и

соединительной гайки 2 дает возможность достаточно быстро устанавливать этот кран непосредственно на отопительный прибор без применения используемого ранее в этом случае “сгона” – отрезка трубы с короткой и длинной резьбой на его концах. Следует отметить, что в настоящее время подобная конструкция применяется для большинства запорно-регулирующих устройств, выпускаемых двух типов: “прямой”, применяемый при открытой, и “угловой” - при скрытой прокладке теплопроводов.

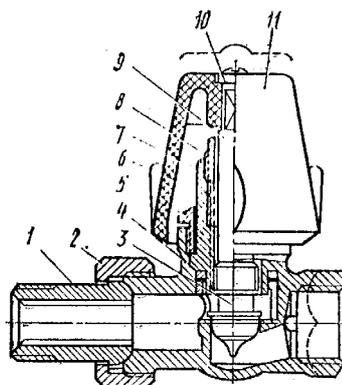


Рис. 5. 11. Кран повышенного гидравлического сопротивления

Монтажная регулировка, проводимая вручную перед сдачей системы отопления в эксплуатацию, требует значительных затрат времени опытных наладчиков. С тем чтобы избежать проведения монтажной регулировки двухтрубных систем применяют регулирующие краны повышенного гидравлического сопротивления с дросселирующим устройством. В таких кранах имеется дросселирующая диафрагма с заранее выбранным диаметром отверстия, единым для всей конкретной системы отопления. Диафрагма сочетается в кранах с клапаном вентильного типа, причем клапан на конце снабжен иглой для прочистки диафрагмы. Калиброванная конусная диафрагма (диаметром 3-6 мм), расположенная в седле корпуса вентиля, создает сопротивление протеканию воды, достаточное для требуемого ее распределения между приборами системы отопления. Игольчатый клапан кроме прочистки диафрагмы обеспечивает эксплуатационную регулировку теплоотдачи прибора, а также может плотно закрывать кран.

У приборов **однотрубных** систем водяного отопления устанавливают два вида кранов - краны типов КРП и КРТ. Если приборные узлы делаются с постоянно проточными замыкающими участками, то применяются проходные краны типа КРП. Такие краны выпускаются двух типов: шиберные краны типа КРПШ и краны с плоской поворотной заслонкой. Шиберные краны типа КРПШ схожи с кранами типа КРДШ, но не имеют втулки для монтажной регулировки (не нужной для приборов однотрубных систем отопления). Краны рассчитаны на условное давление 1 МПа и температуру регулируемой среды (воды) до 150 °С. Коэффициент местного сопротивления кранов - 2,5...3. Конструкция кранов допускает их правое и левое использование.

Если приборные узлы делаются с обходными участками, предназначенными для частичного или полного выключения отопительных приборов, то применяются трехходовые краны типа КРТ. Краны типа КРТП универсальны по конструкции - они могут устанавливаться на верхних и нижних подводках, с подачей теплоносителя справа и слева (краны собираются для подачи теплоносителя справа, но легко могут быть переоборудованы для подачи воды слева). Заслонка крана может занимать различное положение (определяется при снятой рукоятке по срезу - лыске на торце шпинделя заслонки) и регулировать количество воды, протекающей через отопительный прибор.

На рис. 5.12 представлена схема действия трехходового крана при движении воды по однострубному проточно-регулируемому стояку снизу вверх. Если заслонка закрывает отверстие в кране, обращенное к обходному участку (рис. 5.15, а), то вода из стояка целиком протекает в подводку и далее через прибор. Это положение заслонки соответствует расчетному, а следовательно, и монтажному положению при сдаче однострубной системы в эксплуатацию. Промежуточное положение заслонки в корпусе трехходового крана при проведении эксплуатационного регулирования теплопередачи показано на рис. 5.15, б, и положение заслонки при выключении прибора - на рис. 5.15, в. На заслонке имеется выступ, входящий в выемку на дне корпуса крана (см. рис. 5.14), ограничивающий поворот заслонки только на  $90^\circ$ . Положение заслонки в корпусе в эксплуатационных условиях соответствует положению дуговой стрелки, нанесенной на крышку крана.

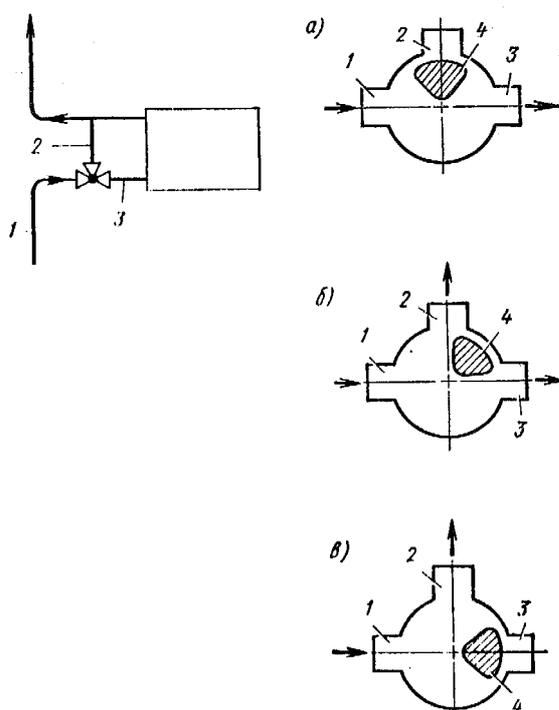


Рис. 5. 12. Схема действия трехходового крана

В последние годы для индивидуального регулирования теплоотдачи отопительных приборов систем водяного отопления применяются термоклапаны – устройства, обеспечивающие автоматическое изменение расхода теплоносителя через прибор. Термоклапан состоит из регулирующего крана и специальной термоголовки – единой конструкции, работающей, как регулятор прямого действия.

Принцип работы регулятора прямого действия основан на изменении объема среды, заполняющей встроенный в термоголовку баллон (сильфон), при повышении или понижении ее температуры. Изменение объема среды - термореактивного материала (например, резины) непосредственно вызывает перемещение клапана регулятора в потоке теплоносителя.

В регуляторах косвенного действия обычно используется электрическая энергия для нагревания термобаллона уменьшенного объема, который, в свою очередь, связан со штоком регулирующего клапана. В некоторых конструкциях регуляторов сильфон частично наполнен легкоиспаряющейся жидкостью. Если давление паров жидкости в сильфонной камере изменяется, то возникающее растяжение или сжатие сильфона вызывает перемещение клапана регулятора. В других конструкциях электрическая энергия используется для управления соленоидным вентилем двухпозиционного действия.

Термоклапаны выпускаются с пониженным (для однотрубных систем отопления) и повышенным (для двухтрубных систем) гидравлическим сопротивлением. Конструкция последних, как правило, обеспечивает не только эксплуатационное, но и монтажное регулирование систем.

Обеспечить монтажное регулирование систем водяного отопления можно также при установке на обратной подводке отопительного прибора специального запорно-регулирующего крана. Его можно использовать и для отключения отдельного прибора, например, при необходимости его аварийной замены без остановки системы отопления в целом. Запорно-регулирующий шток крана скрыт под защитной крышкой, так как он не предназначен для эксплуатационного регулирования отопительного прибора.

На **подводках к приборам** систем **парового** отопления во избежание “прикипания” пробки краны заменяют вентилями с золотником без уплотнительного кольца, хотя гидравлическое сопротивление и шумовая характеристика их значительно превышают аналогичные показатели кранов.

В системах отопления возможна установка общего регулирующего крана на трубе, подающей теплоноситель к группе отопительных приборов, расположенных в одном помещении.

**Арматура на стояках** предназначена для полного отключения отдельных стояков, если требуется проводить ремонтные и другие работы во время отопительного сезона. Арматуру для тех же целей помещают в начале и конце каждой ветви горизонтальных систем отопления.

Арматуру на стояках малоэтажных (1-3 этажа) зданий устанавливать нецелесообразно. Здесь проще предусматривать возможность отключения арматурой сравнительно небольшой части системы отопления (например, вдоль одного фасада здания). На стояках лестничных клеток арматуру применяют независимо от числа этажей.

В многоэтажных зданиях на стояках систем отопления устанавливают запорные проходные (пробочные) или шаровые краны и вентили. Следует отметить, что за последнее время шаровые краны различного диаметра практически вытеснили другую подобную запорную арматуру. Объясняется это, прежде всего, их высокой надежностью (безотказностью в работе и долговечностью). Краны используют при температуре теплоносителя воды до 115 °С и небольшом гидростатическом давлении в системе. В высоких зданиях при гидростатическом давлении, превышающем 1 МПа в нижней части стояков, краны заменяют более прочными и надежными в работе вентилями. Вентили также предусматривают на стояках при других теплоносителях - высокотемпературной воде и паре. Предпочтительно применение вентиля с наклонным шпинделем ("косых" вентилях), создающих меньшие гидравлические потери давления и шум по сравнению с "прямыми" вентилями.

При водяном отоплении для спуска воды из одного стояка (ветви) и впуска воздуха в него при этом, а также для выпуска воздуха при последующем заполнении водой рядом с запорными кранами (или вентилями) размещают спускные проходные или шаровые краны (внизу стояков со штуцером для присоединения гибкого шланга).

При паровом отоплении иногда (при значительной протяженности систем) на конденсатных трубах удаленных стояков предусматривают установку спускных вентилях для "продувки" системы, т.е. для быстрого удаления воздуха из нее при пуске пара.

**Арматура на магистралях** необходима для отключения отдельных частей системы отопления. В качестве такой арматуры используют муфтовые проходные или шаровые краны и вентили, а также фланцевые задвижки на трубах крупного калибра ( $D_v \geq 50$  мм). В пониженных местах на магистралях устанавливают спускные краны, в повышенных местах водяных магистралей - воздушные краны или воздухоотборники.

Паровые магистрали снабжают гидравлическими затворами (петлями) или конденсатоотводчиками для удаления конденсата, образующегося попутно при движении пара. Их можно отнести к запорной арматуре для пара.

На вертикальных участках воздушных труб систем водяного отопления с нижней разводкой (см. рис. 5.23) предусматривают арматуру (проходные или шаровые краны) в тех случаях, когда предусмотрена установка запорных кранов на самих стояках.

На дренажных трубах для опорожнения отдельных стояков или горизонтальных ветвей (при числе этажей три и более) систем водяного отопления применяют кроме спускных кранов у каждого стояка или ветви общий запорный вентиль перед бачком с разрывом струи для перепуска воды в водосточную сеть (рис. 5.13). Так поступают во избежание утечки воды через неисправные спускные краны стояков (ветвей) при действии системы.

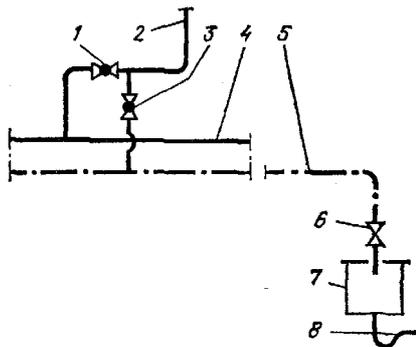


Рис. 5. 13. Узел спуска воды из системы отопления

**Арматура в тепловом пункте** здания предназначена для регулирования и отключения отдельных систем отопления, а также отопительного оборудования.

Задвижки размещают на главных подающих и обратных магистралях, до и после (по движению теплоносителя) теплообменников, циркуляционных и смесительных насосов, водоструйных элеваторов, редукционных клапанов, конденсатоотводчиков, исполнительных механизмов автоматического регулирования и других аппаратов, а также на обводных линиях.

Если кроме рабочего насоса установлен второй - резервный насос, то после каждого из них кроме запорных кранов или задвижек помещают обратные клапаны. Насос находится в резерве при открытых кранах (задвижках), и обратный клапан предотвращает обратное движение воды через него к всасывающему патрубку работающего насоса. В любом случае, когда в местной схеме теплоснабжения установлено два и более параллельно работающих циркуляционных насосов различного назначения, после каждого из них требуется установка обратного клапана. Помимо этого, обратный клапан устанавливается на тех трубных участках теплового пункта, где в процессе работы по каким-либо причинам может возникнуть нежелательный противоток теплоносителя (например, на подпиточной линии или подмешивающей перемычке).

Основная запорная арматура схемы теплового пункта дополняется воздушными и спускными кранами в ее повышенных и пониженных местах.

### 5.5. Удаление воздуха из системы отопления

В системах центрального отопления, особенно водяного, скопления воздуха (точнее газов) нарушают циркуляцию теплоносителя и вызывают шум и коррозию. Воздух в системы отопления попадает различными путями: частично остается в свободном состоянии при заполнении их теплоносителем, подсасывается в процессе эксплуатации неправильно сконструированной системы, вносится водой при заполнении и эксплуатации в растворенном (точнее, в поглощенном, абсорбированном) виде. В системе с деаэрированной водой возможно появление водорода с примесью других газов.

Количество свободного воздуха, остающегося в трубах и приборах при их заполнении, не поддается учету, но этот воздух в правильно сконструированных системах удаляется в течение нескольких дней эксплуатации.

Подсоса воздуха можно избежать путем создания избыточного давления в неблагоприятных точках системы.

Количество растворенного воздуха, вводимого в системы при периодических добавках воды в процессе эксплуатации, определяется в зависимости от содержания воздуха в подпиточной воде. Холодная водопроводная вода может содержать свыше 30 г воздуха в 1 т воды, подпиточная деаэрированная вода из теплофикационной сети - менее 1 г. Поэтому всегда следует стремиться к заполнению и подпитке систем отопления деаэрированной водой.

Количество растворенного воздуха (газа), переходящего в свободное состояние, зависит от температуры и давления в системе отопления.

Приведем зависимость растворимости (насыщающей концентрации) кислорода воздуха от температуры чистой воды при атмосферном давлении (98,1 кПа):

Температура воды, °С.....	5	30	50	70	90	95
Растворимость кислорода воздуха $\rho_a$ , г/т.....	33	20	15	11	5	3

Следовательно, повышение температуры воды сопровождается значительным понижением содержания в ней растворенного кислорода, а также других газов, и в тех местах систем водяного отопления, где горячая вода находится под давлением, близким к атмосферному, из растворенного в свободное состояние переходит наибольшее количество газов.

Повышение давления задерживает переход абсорбированного газа в свободное состояние. Зависимость растворимости газа в воде  $\rho_i$ , г/т, от давления с достаточной точностью выражается законом Генри, согласно которому абсорбируемое количество газа пропорционально его давлению (при данной температуре), т.е. может быть представлена в виде

$$\rho_i = \rho_a (p_i / p_a), \quad (5.3)$$

где  $\rho_a$  - растворимость газа в воде при атмосферном давлении, г/т;  $p_a$  и  $p_i$  - парциальное давление газа в воде соответственно при абсолютном атмосферном и повышенном гидростатическом давлении, Па.

Влияние повышения гидростатического давления на растворимость газа в воде видно из следующего примера. В системе водяного отопления восьмизэтажного здания (высота системы 23 м) наибольшая растворимость воздуха в воде при температуре 95 °С составит по формуле (5.3)

$$\rho_i = 3,0((33 \cdot 9,81 - 84,6)/(98,1 - 84,6)) = 3,0(239,1/13,5) = 53 \text{ г/т,}$$

где 84,6 кПа - упругость водяных паров при температуре 95 °С; 239,1 и 13,5 - парциальное давление воздуха соответственно при абсолютном повышенном (323,7 кПа) и атмосферном (98,1 кПа) давлении.

В такой системе отопления растворенный воздух, вводимый с подпиточной водой, не сможет перейти в свободное состояние в нижней ее части. Это произойдет лишь при достаточном понижении гидростатического давления в верхней части системы.

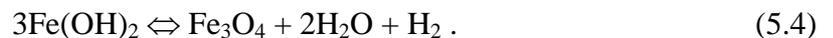
Воздух в свободном состоянии занимает в системах водяного отопления значительный объем. Например, в системе вместимостью  $V_c=7 \text{ м}^3$  воды воздух, выделяющийся при нагревании воды из водопровода от  $t_{\text{хол}}=5 \text{ }^\circ\text{C}$  (растворимость кислорода воздуха соответственно  $\rho_{a,\text{хол}}=33 \text{ г/т}$ ) до  $t_r=95 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\rho_{a,\text{гор}}=3 \text{ г/т}$ , плотность воздуха при этом  $\rho_r=1,29 \text{ кг/м}^3$ ), будет иметь объем

$$\begin{aligned} V_{\text{возд}} &= V_c ((\rho_{a,\text{хол}} - \rho_{a,\text{гор}}) / (10^3 \rho_r)) ((273 + t_r) / 273) = \\ &= 7((33 - 3) / (10^3 \cdot 1,29))((273 + 95) / 273) = 0,22 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Такой объем воздуха может образовать "пробку" в трубе  $D_{y50}$  протяженностью около 100 м, что нарушит циркуляцию теплоносителя. Этот пример подтверждает настоятельную необходимость удаления свободного воздуха из систем отопления.

Растворенный воздух имеет около 33 % кислорода. Поэтому "водяной" воздух более опасен в коррозионном отношении для стальных труб, чем атмосферный, в котором содержится, как известно, около 21 % кислорода (по объему).

При эксплуатации систем отопления с деаэрированной водой в течение отопительного сезона при сравнительно малой коррозии стальных труб и оборудования могут появиться значительные скопления водорода. В воде происходит медленная ионная химическая реакция с образованием гидрата закиси железа  $Fe(OH)_2$ . В горячей воде гидрат закиси железа превращается в окалину - магнетит (осадок, имеющий вид черной жирной грязи) с выделением водорода



При коррозии, например,  $1 \text{ см}^3$  железа выделяется 1 л водорода.

Форма газовых скоплений в воде в свободном состоянии различна. Лишь пузырьки с диаметром сечения не более 1 мм имеют форму шара. С увеличением объема пузырьки сплющиваются, принимая эллипсоидную и грибовидную форму.

В вертикальных трубах пузырьки газа могут всплывать, находиться во взвешенном состоянии и, наконец, увлекаться потоком воды вниз.

В горизонтальных и наклонных трубах пузырьки газа занимают верхнее положение. Мельчайшие пузырьки задерживаются в нишах шероховатой поверхности труб. Более крупные пузырьки (объемом  $0,1 \text{ см}^3$  и более) в зависимости от уклона труб и скорости движения воды как бы катятся вдоль "потолочной" поверхности труб в виде прерывистой ленты. С увеличением скорости движения воды до 0,6 м/с начинается дробление газовых скоплений, пузырьки в верхней части труб, отрываясь от их поверхности, двигаются по криволинейным траекториям. При скорости движения воды более 1 м/с мелкие пузырьки постепенно распространяются по всему сечению труб - возникает газодляная эмульсия.

Направление движения пузырьков свободного воздуха в воде зависит от соотношения воздействующих на них сил - подъемной архимедовой силы и силы сопротивления движению.

Рассмотрим состояние идеального воздушного пузырька - шарика диаметром  $d$  в потоке воды, движущемся сверху вниз. Подъемная сила  $P$ ,  $H$ , действующая на пузырек, направлена вверх

$$P = V (\gamma_{\text{вод}} - \gamma_{\text{возд}}) , \quad (5.5)$$

где  $V$  - объем пузырька,  $\text{м}^3$ ;  $\gamma_{\text{вод}}$  и  $\gamma_{\text{возд}}$  - удельный вес,  $\text{Н/м}^3$ , соответственно воды и воздуха.

При движении со скоростью  $v$ , м/с, в потоке воды, обладающем скоростью  $w$ , м/с, пузырек диаметром  $d$ , м, испытывает силу сопротивления всплыванию  $R$ ,  $H$ :

$$R = c_x (\pi d^2 / 4) (\gamma_{\text{вод}} (w - v)^2 / 2) , \quad (5.6)$$

где  $c_x$  - коэффициент сопротивления,  $\text{с}^2/\text{м}$ .

При  $P=R$  скорость  $v=0$  и пузырек находится в потоке во взвешенном состоянии. Скорость  $w$  свободного потока, не ограниченного стенками трубы, при которой пузырек газа "витает" в воде, носит название **скорости витания** или критической скорости движения воды.

При  $P>R$  пузырек "всплывает" против течения воды и перемещается в верхние части системы.

При  $P < R$ , т.е. при скорости движения потока, превышающей критическую, пузырек газа уносится потоком воды и по стоякам, в которых вода движется сверху вниз, перемещается в нижнюю часть системы отопления.

Критическая скорость потока воды, связанная с обычными геометрическими размерами воздушных скоплений в системах водяного отопления, составляет в вертикальных трубах 0,20...0,25 м/с, в наклонных и горизонтальных трубах 0,10...0,15 м/с. Скорость всплывания пузырьков в воде не превышает скорости витания.

Проследим за состоянием газов и образованием их скоплений в вертикальных системах водяного отопления.

Газы переходят из растворенного состояния в свободное по мере уменьшения гидростатического давления: в главном стояке с горячей водой при верхней разводке, в отдельных стояках - при нижней. Свободные пузырьки и скопления газов движутся по течению или против него в зависимости от скорости потока воды и уклона труб. Газы собираются в высших точках системы, а при высокой скорости движения захватываются потоком и по мере понижения температуры и повышения гидростатического давления в нижних частях системы вновь абсорбируются водой.

Установим совокупность мероприятий для сбора и удаления газов из систем водяного отопления.

В системах с верхней разводкой необходимо обеспечивать движение свободных газов к точкам их сбора. Точки сбора газов (и удаления их в атмосферу) следует назначать в наиболее высоко расположенных местах систем. Скорость движения воды в точках сбора должна быть менее 0,1 м/с, а длина пути движения воды с пониженной скоростью выбрана с учетом всплывания пузырьков и скопления газов для последующего их удаления. С этой магистрали придают определенный уклон в желательном направлении и устанавливают проточные воздухоотборники (рис. 5. 14) - вертикальные или горизонтальные.

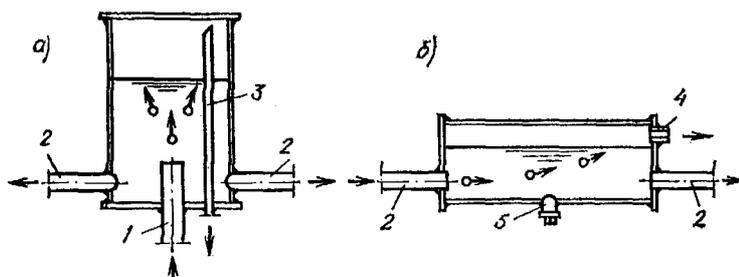


Рис. 5. 14. Конструкция вертикального (а) и горизонтального (б) воздухоотборника

Минимально необходимый внутренний диаметр,  $d_v$ , мм, воздухоотборника определяют исходя из скорости движения воды в нем менее 0,1 м/с, при которой пузырьки воздуха не будут уноситься из него потоком воды, по формуле

$$d_v = 2G^{0,5}, \quad (5.7)$$

где  $G$  - расход воды, кг/ч.

Выбранный диаметр воздухоотборника должен превышать диаметр магистрали, по крайней мере, в два раза. Длину горизонтального воздухоотборника делают в 2...2,5 раза больше его диаметра. Из воздухоотборников газы удаляются в атмосферу периодически при помощи ручных спускных кранов или автоматических воздухоотводчиков (рис. 5. 15).

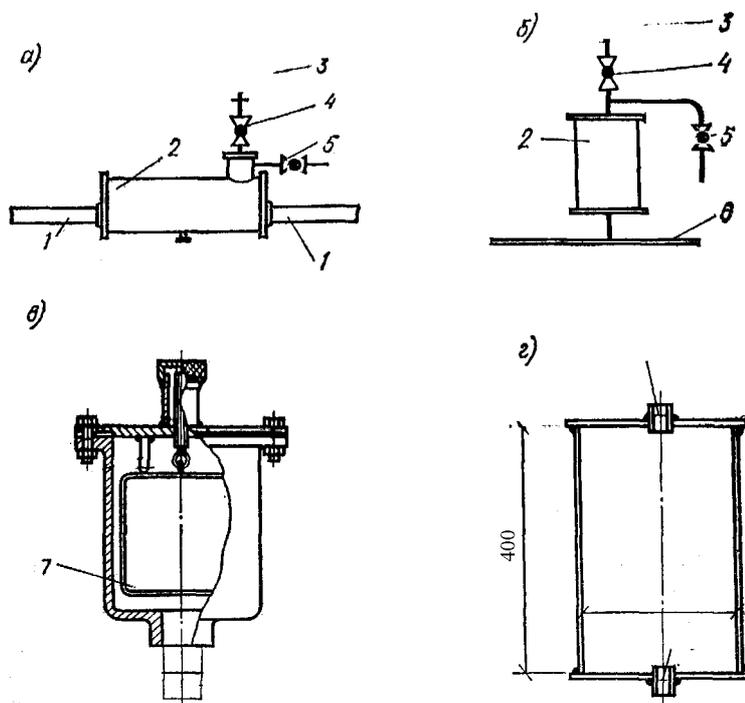


Рис. 5. 15. Размещение воздухоотводчиков и конструкция автоматического воздухоотводчика

В большинстве известных конструкций автоматических воздухоотводчиков поплавково-клапанного типа используется внутреннее гидростатическое давление для закрывания клапана (игльчатый затвор или прижимание золотника клапана к седлу воздушной трубки) и вес поплавка для его открывания.

На рис. 5. 15, в показан воздухоотводчик с игльчатым затвором. Если в пространстве между корпусом и поплавком собирается воздух, то поплавок опускается. При этом игла выходит из затвора и для воздуха открывается выход в атмосферу. Поступающая при этом в корпус вода поднимает поплавок, и игла входит в затвор.

В системах с "опрокинутой" циркуляцией воды и верхним расположением обратной магистрали для отделения и удаления газов используют проточные расширительные баки с открытой переливной трубой.

В системах водяного отопления с нижней разводкой обеих магистралей газы, концентрирующиеся в секционных и панельных радиаторах или в греющих трубах конвекторов, установленных на верхнем этаже, удаляют в атмосферу периодически при помощи воздушных ручных или автоматических кранов или централизованно через специальные воздушные трубы.

При централизованном удалении газов воздушные трубы стояков соединяются горизонтальной воздушной линией с петлей для устранения циркуляции воды в воздушной линии. Для периодического выпуска воздуха в воздушной петле помещают вертикальный воздухоотводчик со спускным краном. Для непрерывного удаления воздуха воздушную петлю присоединяют к соединительной трубе открытого расширительного бака.

Особенно важны мероприятия по сбору и удалению воздушных скоплений при "подпитке" систем водопроводной водой. В этом случае при нижнем расположении магистралей секционные и панельные радиаторы на верхнем этаже присоединяют по схеме снизу-вниз, конвекторы снабжают воздушными кранами на подводке или применяют централизованное удаление воздуха.

При подпитке систем отопления деаэрированной водой небольшие скопления газов в трубах и приборах на верхнем этаже устраняются сами по себе, если предусматривать повышение скорости движения воды в них (0,3 м/с и более). Уносимые при этом газы будут

абсорбироваться водой в нижней части стояков - в зоне повышенного гидростатического давления. Это вполне осуществимо в вертикальных однетрубных системах, и тогда возможно одностороннее - по унифицированной схеме - присоединение труб к отопительным приборам на верхнем этаже здания.

Поглощение воздуха водой протекает сравнительно быстро в отопительных приборах на нижних этажах зданий, где растворимость воздуха возрастает благодаря увеличению гидростатического давления. По наблюдениям процесс обезвоздушивания радиаторов, присоединенных к трубам по схеме снизу-вниз, при значительном гидростатическом давлении практически заканчивается в течение 2-3 сут без открывания воздушных кранов. Поэтому при обеспечении достаточной растворимости газов трубы можно присоединять к верхним приборам.

В вертикальных однетрубных системах многоэтажных зданий с П-образными и бифилярными стояками наверху каждого стояка можно устанавливать только один воздушный кран и пользоваться им только при спуске воды из стояка. При наполнении же системы воздух можно удалять в основании нисходящей части стояков путем выдавливания его водой.

В системах парового отопления воздух находится в свободном состоянии. В паропроводах пар вытесняет воздух в нижние части систем к конденсатным трубам. Удельный вес воздуха приблизительно в 1,6 раза больше, чем удельный вес пара: при температуре 100 °С соотношение составляет 9 Н/м<sup>3</sup> к 5,7 Н/м<sup>3</sup>, чем объясняется скопление воздуха над поверхностью конденсата. Так как растворимость воздуха в конденсате незначительная из-за высокой температуры конденсата, воздух остается в свободном состоянии.

В горизонтальных и наклонных самотечных конденсатных трубах воздух перемещается над уровнем конденсата, в напорных конденсатных трубах - в виде пузырьков и водовоздушной эмульсии.

В паровых системах низкого давления воздух удаляют в атмосферу через специальные воздушные трубы.

В паровых системах высокого давления воздух захватывается конденсатом, движущимся с высокой скоростью. Водовоздушная эмульсия по трубам попадает в закрытый конденсатный бак, где воздух отделяется от конденсата и периодически отводится в атмосферу через специальную воздушную трубу.

## 5.6. Изоляция теплопроводов

При перемещении теплоносителя по трубам, проложенным в неотапливаемых помещениях, может значительно понизиться температура горячей воды и бесполезно сконденсироваться часть пара. Возможна также передача в рабочие помещения шума и вибраций, вызываемых действующими насосами. Шум может также возникнуть при движении теплоносителя с чрезмерно высокой скоростью.

Для уменьшения бесполезных теплопотерь отопительные трубы в неотапливаемых помещениях покрывают **тепловой изоляцией**. Понятно, что большая экономия тепловой энергии достигается при повышении качества тепловой изоляции. Оптимальную толщину слоя находят путем технико-экономического расчета. Практически толщину слоя изоляции определяют исходя из его термического сопротивления не менее 0,86 °С·м<sup>2</sup>/Вт для труб D<sub>в</sub> ≤ 25 мм и 1,22 °С·м<sup>2</sup>/Вт для труб D<sub>в</sub> > 25 мм.

Качество тепловой изоляции оценивается ее КПД

$$\eta_{из} = (Q_{тр} - Q_{из}) / Q_{тр} , \quad (5.8)$$

выражающим отношение тепловой энергии, сэкономленной при наложении изоляции (Q<sub>тр</sub> - Q<sub>из</sub>), к теплопотерям неизолированной трубой Q<sub>тр</sub>.

В современных конструкциях тепловой изоляции при использовании материалов теплопроводностью до  $0,1 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$  оптимальная толщина слоя обеспечивает КПД изоляции, близкий к 0,8.

Тепловую изоляцию труб применяют, кроме того, в местах, где возможно замерзание теплоносителя (близ наружных дверей, ворот и других открываемых проемов), воспламенение и взрыв газов и пыли, ожоги людей, а также в искусственно охлаждаемых помещениях. При скрытой прокладке стояков принимают меры для уменьшения теплопотерь наружу. Между замоноличенным стояком и массивом наружной стены помещают тепловую изоляцию. При замоноличивании во внутреннюю перегородку или стену стояк не менее чем на 300 мм относят от плоскости наружной стены. Стояки в бороздах наружных стен нередко покрывают тепловой изоляцией (в зависимости от местных метеорологических условий и конструкции стен).

Различают следующие конструкции тепловой изоляции:

- мастичную, наносимую на трубу вручную;
- набивную или засыпную под каркас из сетки или в канал;
- оберточную из лент, жгутов и матов;
- сборную из штучных трубоподобных элементов, скорлуп и сегментов;
- литую, наносимую на трубу механизированным способом.

Конструкции изоляции перечислены в порядке, соответствующем уменьшению затрат ручного труда при производстве работ.

Наиболее распространенные в настоящее время оберточная и, особенно, сборная конструкции изоляции. Последняя, чаще всего, производится из специальной губчатой резины или пенопласта и выпускается в соответствии с существующим сортаментом труб со стандартным внутренним диаметром. Для труб большого диаметра, применяемых, например, в системах городского теплоснабжения, часто применяют литую тепловую изоляцию (например, из пенобетона), наносимую на трубы в заводских условиях.

При выборе конструкции предпочтение отдается теплоизоляционным материалам - экономичным, надежным в эксплуатации, позволяющим сокращать затраты труда при монтаже.

Теплоизоляционная конструкция помимо основного изоляционного слоя и крепежных элементов (если они необходимы) имеет покровно-защитный слой, придающий изоляции правильную форму и защищающий ее от внешних механических повреждений. Защитный слой может быть штукатурным или листовым (из алюминиевой фольги и т.п.).

При наличии нескольких изолированных труб в одном помещении на поверхности защитного слоя делаются цветовые обозначения для каждой трубы.

**Вибрация и шум** действующих насосов могут передаваться по отопительным трубам в помещения, если не будут приняты меры по изоляции насосов. В системах водяного отопления рекомендуется, прежде всего, применять малошумные бесфундаментные (закрепляемые непосредственно на трубах) циркуляционные насосы. Однако в системах водяного и парового отопления могут быть применены также более мощные насосы общепромышленного назначения, устанавливаемые на фундаментах. Для устранения вибрации и шума фундаменты таких насосов не связывают с конструкциями помещений и дополняют виброизолирующими амортизаторами. Каждый насос отделяют от отопительных магистралей двумя гибкими виброизолирующими вставками из армированной резины (см. рис. 6.15).

Отопительные магистрали в местах прохода через стены и перекрытия помещений снабжают амортизирующими прокладками из резинового полотна. Зазоры между трубами, прокладками и строительными конструкциями заделывают упругой негорючей мастикой.

Указанные мероприятия, а также балансировка рабочего колеса насоса, центровка осей насоса и электродвигателя, акустическая обработка стен и потолка значительно снижают уровень звукового давления в насосном помещении и препятствуют передаче вибрации и шума в окружающие помещения.

В тех случаях, когда вибрация и шум в рабочих помещениях недопустимы даже на низком уровне, насосное помещение устраивают за пределами здания или предусматривают систему отопления с естественной циркуляцией теплоносителя.

Шум также может возникать в системах отопления при движении воды и пара с высокой скоростью. Шум появляется, прежде всего, в местных сопротивлениях - там, где изменяется направление и площадь поперечного сечения с возрастанием скорости потока.

Для того чтобы ограничить уровень возникающего шума понижают скорость движения теплоносителя в трубах перед местными сопротивлениями. Понижение скорости связывают с предельным спектром (ПС) звукового давления, допустимым для помещения, и коэффициентом местного сопротивления (КМС) арматуры. Чем меньше ПС и больше КМС арматуры, тем ниже должна быть максимальная скорость движения теплоносителя в трубе, на которой помещена арматура.

Для жилых помещений (ПС-25), например, установка диафрагмы диаметром 3 мм в кране повышенного сопротивления (см. рис. 5.13) потребует понижения скорости движения воды в подводках  $D_{y15}$  к отопительному прибору до 0,1 м/с. Такой скорости соответствует расход воды 69 кг/ч и, следовательно, тепловая мощность прибора при перепаде температуры воды в нем  $25^{\circ}\text{C}$  не должна превышать 2000 Вт.

Для зданий различного назначения исходя из требования бесшумности или малозумности действия СНиПом установлены общие ограничения скорости движения воды и пара в теплопроводах систем отопления.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Изобразите возможные схемы присоединения теплопроводов к отопительным приборам систем водяного отопления и укажите области их применения.
2. Разработайте приборные узлы повышенной заводской готовности для горизонтальных однотрубных систем водяного отопления.
3. Установите соотношение плотности пара и воздуха в системах парового отопления низкого и высокого давления.
4. Определите, на сколько выше теплоотдача горизонтальных теплопроводов теплоотдачи вертикальных (при прочих равных условиях).
5. Установите степень влияния замоноличивания теплопроводов в тяжелый бетон на их теплоотдачу в помещения.
6. Исследуйте зависимость растворимости азота воздуха в воде от ее температуры при атмосферном давлении.
7. Определите наибольшее количество растворенного воздуха в воде системы отопления 17-этажного здания, которое может содержаться при температуре воды  $95^{\circ}\text{C}$ .
8. Предложите мероприятия по повышению надежности автоматических воздухоотводчиков.
9. Сравните пропускную способность стальных труб по ГОСТ 3262-75\* и ГОСТ 10704-76\* при одинаковом диаметре условного прохода.

## РАЗДЕЛ 3. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

### 6. КОНСТРУИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Водяное отопление с искусственным побуждением циркуляции воды при помощи насоса - **насосное** водяное отопление - получило самое широкое распространение. Водяное отопление с естественной циркуляцией - **гравитационное** - применяют в настоящее время сравнительно редко.

Практика подтвердила гигиенические и технические преимущества водяного отопления. При водяном отоплении отмечают (по сравнению с паровым отоплением) относительно невысокую температуру поверхности приборов и труб, равномерную температуру помещений,

значительный срок службы, экономию тепловой энергии, бесшумность действия, простоту обслуживания и ремонта.

Ниже рассматривается, как основная, **система насосного водяного отопления**.

### 6.1. Схемы системы насосного водяного отопления

Систему водяного отопления как при местном, так и при централизованном теплоснабжении применяют с верхним и нижним расположением магистралей, с тупиковым и попутным движением воды в них, с последовательным и параллельным (по направлению движения воды) соединением отопительных приборов. По последнему признаку систему называют однотрубной, двухтрубной или бифилярной.

При разработке систем отопления конкретных зданий составляют **схемы** систем, различным образом сочетая в каждой схеме магистрали, стояки и ветви с отопительными приборами.

В схеме системы отопления устанавливается взаимное расположение теплообменников (котлов), циркуляционных насосов, теплопроводов, отопительных приборов и других элементов в зависимости от размещения их в здании, т. е. закрепляется **топология** или **структура** системы.

Схемы системы отопления в течение 50...70-х годов XX в. существенно видоизменялись, причем общим явлением в России было вытеснение ранее широко распространенных двухтрубных систем однотрубными. При использовании однотрубных систем вместо двухтрубных появилась возможность уменьшить длину и массу труб (табл. 6.1), унифицировать отдельные узлы и детали, устранить замеры в натуре, механизировать процессы заготовки деталей, осуществить предварительную сборку и комплектацию узлов, а в результате - сократить затраты труда и сроки монтажа систем.

Потери давления в однотрубных стояках и ветвях получаются значительно превышающими потери в двухтрубных стояках. При этом устанавливается устойчивый гидравлический режим однотрубных систем: заданное распределение теплоносителя по отопительным приборам сохраняется в течение всего отопительного сезона. Поэтому у приборов можно устанавливать регулирующие краны типа КРП или КРТ, предназначенные только для эксплуатационного (вторичного) регулирования. При запуске смонтированных однотрубных систем в эксплуатацию не проводят пуско-наладочного (первичного) регулирования теплоотдачи отопительных приборов, как это делают при двухтрубных системах.

Таблица 6.1. Расход труб и площадь радиаторов, %, в различных насосных системах водяного отопления с верхней разводкой 5-этажного жилого здания

Стояки с двухсторонним присоединением радиаторов	Трубы		Площадь радиаторов
	длина	масса	
Двухтрубные	100	100	100
Однотрубные:			
с замыкающими участками	74	93	108
проточные	72	91	98

Рассмотрим основные схемы однотрубных, двухтрубных и бифилярных систем, практически используемые при водяном отоплении зданий (схема в проекте, как правило, изображается в аксонометрической проекции, но в учебнике дается упрощенное плоское изображение).

**Вертикальная однотрубная система с верхней разводкой** (с верхним расположением подающей и нижней прокладкой обратной магистрали) получила распространение в начале 50-х годов (рис. 6.1). Она выполнялась сначала с **двусторонним** (стояки 1, 2, 4), а потом и с **односторонним** присоединением отопительных приборов к стоякам (стояки 3 и 5). Приборные узлы делались как **проточными** (стояк 1), так и с **закрывающими** (стояки 2 и 3) и **обходными** (стояки 4 и 5) участками. Все типы стояков показаны на рис. 6.1 для примера, а в конкретной системе применяется какой-либо один (реже два) тип стояка.

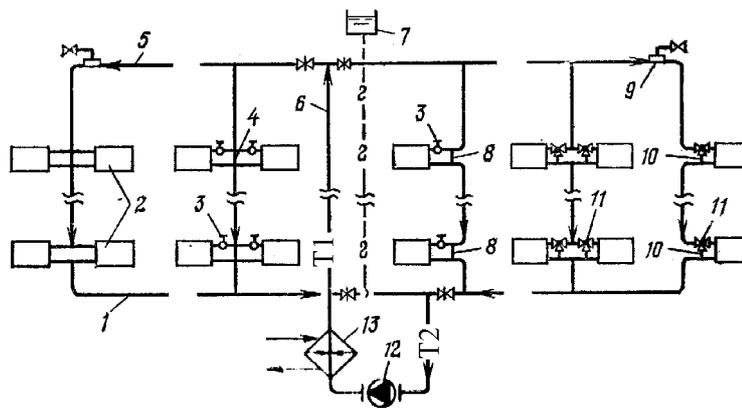


Рис. 6. 1. Вертикальная однотрубная система с верхней разводкой

Закрывающие постоянно проточные участки устраивались **осевыми** (стояк 2) и **смещенными** от оси (стояк 3), со “сжимами”, т. е. с уменьшением диаметра по сравнению с диаметром основного участка стояка, и без “сжимов”. Было доказано, что “сжимы” осевых закрывающих участков несущественно изменяют количество воды, затекающей в приборы. В большей степени увеличивается расход воды в приборах при использовании смещенных закрывающих участков. При этом, как уже отмечалось, обеспечивается еще и компенсация удлинения труб при нагревании межприборных участков стояков.

Обходные участки (стояки 4 и 5), предназначенные для периодического использования при потребителем (эксплуатационном) регулировании теплоотдачи приборов кранами типа КРТ, устраивали сначала осевыми, а затем, как правило, смещенными.

Вертикальная однотрубная система с верхней разводкой применяется в настоящее время со стояками всех трех типов - проточными, с закрывающими участками и проточно-регулируемыми - в многоэтажных зданиях, имеющих четыре-девять этажей и более.

**Вертикальная однотрубная система с нижней разводкой** (с нижним расположением обеих магистралей) стала распространяться с начала 60-х годов в связи с массовым строительством бесчердачных зданий (рис. 6.2). В так называемых П-образных стояках этой системы, состоящих из восходящей и нисходящей частей, применялись и проточные приборные узлы (стояк 1), и узлы с закрывающими участками (стояки 2 и 3), и проточно-регулируемые узлы (стояки 4 и 5). При непарных отопительных приборах “холостой” (без приборов) делали восходящую часть стояков (стояки 3 и 5). В пробках верхних радиаторов или в верхних точках стояков с конвекторами устанавливали воздушные краны. Регулирующие краны типа КРП и КРТ помещали на подводках, по которым теплоноситель подается в приборы.

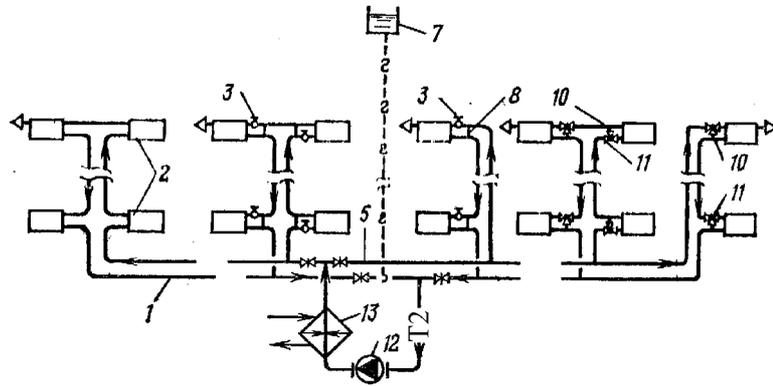


Рис. 6. 2. Вертикальная однотрубная система с нижней разводкой

В стояках по типу стояка 2 (см. рис. 6.2) при движении воды снизу вверх уменьшается затекание ее в приборы, особенно при увеличенном их сопротивлении. Поэтому предпочтение отдавалось проточно-регулируемым приборным узлам с двухсторонним присоединением приборов к трубам и смещенными обходными участками (стояк 4). В таком виде эту систему применяют в настоящее время в бесчердачных многоэтажных (три-семь этажей и более) зданиях, имеющих технические подполья или подвальные помещения.

Систему отопления с П-образными стояками можно включать в действие в процессе монтажа поэтажно (с временными перемычками), и эту особенность системы используют в зимнее время при выполнении внутренних отделочных работ в строящемся многоэтажном здании.

**Вертикальная однотрубная система с “опрокинутой” циркуляцией** воды (с нижним расположением подающей магистрали и верхней прокладной обратной магистрали), изображенная на рис. 6.3, стала применяться с середины 60-х годов в зданиях повышенной этажности (10 этажей и более). Стояки таких систем делали проточными (стояки 1 и 3) или со смещенными замыкающими (стояк 4) и обходными (стояки 2 и 5) участками. Осевых замыкающих и обходных участков не применяли. Встречалось двустороннее присоединение приборов к стояку, например, при установке конвекторов с кожухом с двумя горизонтально расположенными греющими трубами (стояк 1). Потери давления в стояках таких систем предусматривают при расчете повышенными для обеспечения устойчивого гидравлического режима при эксплуатации. В этой системе иногда применялись проточные расширительные баки (см. рис. 6.3).

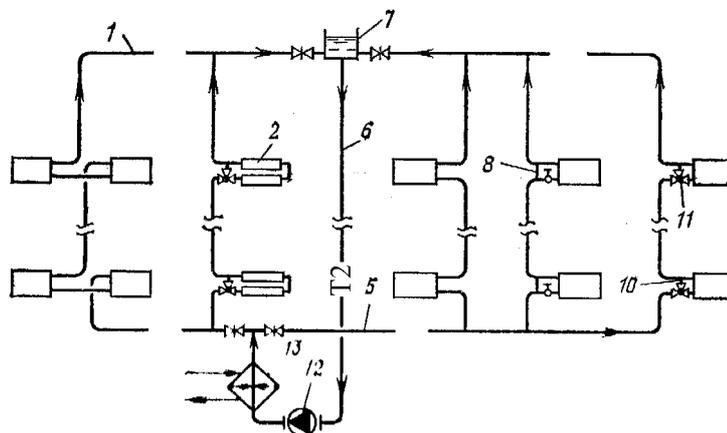


Рис. 6. 3. Вертикальная однотрубная система с “опрокинутой” циркуляцией воды

Система с опрокинутой циркуляцией воды способствует, не в пример системе с верхней разводкой, поддержанию равномерного теплового режима во всех помещениях и установке приборов одинаковой площади по высоте здания (когда степень охлаждения воды в стояках соответствует уменьшению теплопотерь однотипных помещений по вертикали). При проектировании этой системы избегают применения колончатых радиаторов из-за преувеличения их площади при движении воды в них по схеме “снизу-вверх” (до 12...14 % по сравнению с площадью при движении по схеме “сверху-вниз”), а также установки приборов о высоким гидравлическим сопротивлением в стояках с замыкающими участками.

В жилых зданиях с “теплыми” чердаками обратные магистрали рассматриваемой системы прокладывают на чердаках без тепловой изоляции (чердаки с учетом теплоотдачи труб становятся “теплыми”). Такие чердаки используют для бесканального сбора вытяжного воздуха к вентиляционным шахтам.

Еще раз отметим, что для большинства современных вертикальных однотрубных систем водяного отопления характерно одностороннее присоединение отопительных приборов к стоякам. Хотя при этом и увеличиваются число стояков и расход труб, зато появляется возможность уменьшить их диаметр и унифицировать приборные узлы. Массовое обезличенное изготовление таких узлов способствует повышению производительности труда. Кроме того, увеличение числа открыто прокладываемых стояков - своеобразных эффективных отопительных приборов - заметно сокращает площадь нагревательной поверхности основных приборов.

Схемы двухтрубной системы водяного отопления представлены на рис. 6.4 применительно к двухэтажному зданию. Слева показана часть системы с верхней разводкой (рис. 6.4, а), справа - с нижней разводкой (рис. 6.4, б), причем левый из двух стояков изображен с централизованным удалением воздуха, а правый - с местным через воздушные краны на отопительных приборах на верхнем этаже.

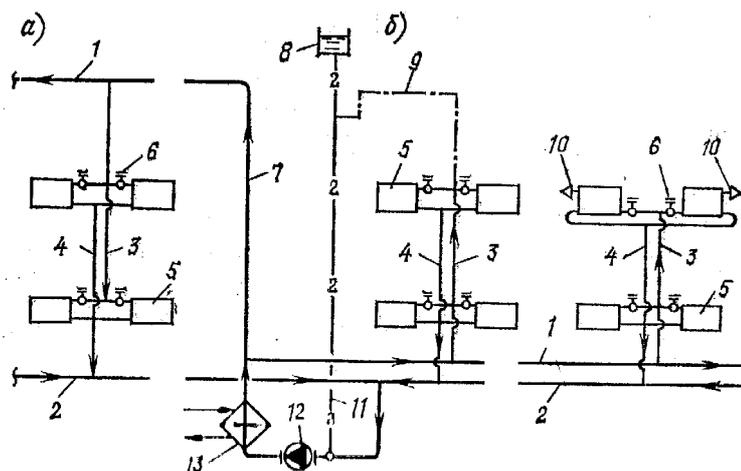


Рис. 6. 4. Схемы двухтрубной системы водяного отопления

Двухтрубная система, как уже отмечено, применялась в последнее время сравнительно редко. Система с **верхней разводкой** использовалась при естественной циркуляции воды, особенно при квартирном отоплении, а также для отопления железнодорожных вагонов. При насосной циркуляции воды эта система устраивалась преимущественно в малоэтажных (два-три этажа) зданиях во избежание значительного вертикального теплового разрегулирования из-за действия в двухтрубном стояке естественного давления.

Двухтрубная система с **нижней разводкой** применялась чаще, чем система с верхней разводкой, особенно при числе этажей в зданиях более трех и в зданиях, состоящих из разноэтажных частей. При этом исходили из ее преимуществ - меньшего расхода труб и

большой вертикальной гидравлической и тепловой устойчивости по сравнению с системой, выполненной с верхней разводкой.

Современная тенденция на значительное увеличение в системах водяного отопления насосного циркуляционного давления существенно сокращает отрицательное воздействие естественного давления на гидравлическую устойчивость работы двухтрубных систем и расширяет область их применения. В настоящее время такие системы с нижней разводкой применяются и в многоэтажном строительстве.

Воздушные линии для централизованного удаления воздуха (см. рис.6.4, б) устраивались только в специально обоснованных случаях, учитывая увеличение при этом расхода труб и их недолговечности из-за активной коррозии. Как правило, систему делали с воздушными кранами в верхних точках стояков.

На рис. 6.4 изображена распространенная так называемая столбовая схема прокладки стояков, при которой подводы присоединяются к отопительным приборам односторонне. Подающие и обратные части стояков при этом прокладывают рядом (подающие всегда справа при взгляде из помещения). Существует также цепочечная схема прокладки стояков, когда они располагаются разобщенно (по одному между приборами), а подводы присоединяются к приборам с разных сторон. При разностороннем (особенно диагональном) присоединении труб к радиаторам эти приборы лучше прогреваются, исключаются также скобы на стояках для огибания горизонтальных подводов. Все же преимущественно применяют столбовую схему, при которой возможно независимое регулирование и отключение для ремонта обособленных парных стояков.

**Горизонтальная однотрубная система**, встречавшаяся ранее в основном в одноэтажных зданиях временного типа, в последнее время стала применяться для отопления сельскохозяйственных сооружений, многоэтажных зданий как производственных, так и гражданских (рис. 6.5). Распространение горизонтальной системы связано с увеличением длины зданий, внедрением сборных каркасно-панельных конструкций с широким шагом колонн и удлиненными световыми проемами. Отсутствие в таких зданиях простенков и отверстий в панелях перекрытий затрудняло размещение традиционных вертикальных стояков. Наличие ленточных световых проемов предопределяло размещение отопительных приборов не отдельными группами, а в виде цепочек (во избежание теплового дискомфорта в помещениях). Соединяя последовательно отопительные приборы увеличенной длины короткими трубными вставками, получали горизонтальные однотрубные ветви.

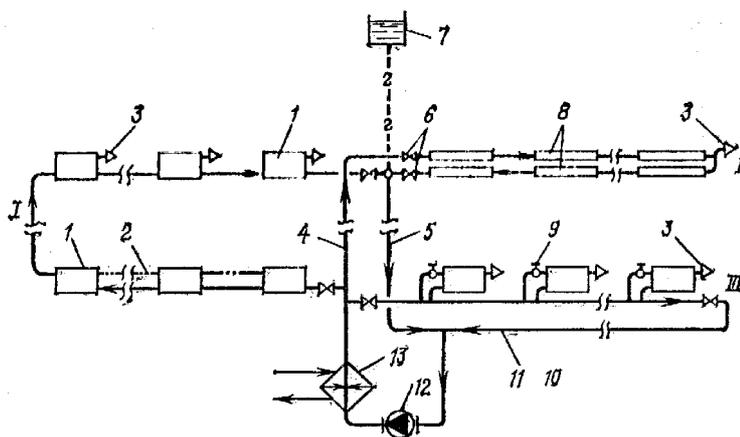


Рис. 6. 5. Горизонтальная однотрубная система отопления

В горизонтальной однотрубной системе сокращается по сравнению с вертикальной системой протяженность теплопроводов, особенно стояков и магистралей. Немногочисленные

укрупненные стояки для горизонтальных однотрубных ветвей (см. рис. 6.5) прокладывают во вспомогательных помещениях здания.

В горизонтальных однотрубных ветвях применяют проточные нерегулируемые приборные узлы (ветвь I) и регулируемые узлы с осевыми замыкающими (ветвь III на рис. 6.6) и обходными участками. При проточных ветвях регулирование теплоподдачи в помещения осуществляют воздушными клапанами в конвекторах с кожухом или общим (для всех приборов на одном этаже) регулирующим вентилем. Подобная схема применяется с начала 70-х годов.

При использовании в системе отопления здания высокотемпературной воды применяют удлиненные горизонтальные однотрубные ветви с циркуляцией постепенно охлаждающейся воды снизу вверх через приборы на разных этажах (ветвь I на рис. 6.5). Тогда высокотемпературная вода будет находиться в зоне повышенного гидростатического давления, что предотвратит ее вскипание.

Горизонтальная однотрубная система пригодна также для периодического отопления помещений на различных этажах (например, при отличающихся технологических процессах со значительными тепловыделениями), а также для отопления старинных зданий со сводчатыми перекрытиями.

**Схемы бифилярной системы** водяного отопления, которая может быть с вертикальными стояками и горизонтальными ветвями, аналогичны рассмотренным схемам однотрубной системы.

В **вертикальной бифилярной системе** устраивают, как и в однотрубной системе с нижней разводкой, П-образные стояки (см. рис. 6.2). По такой схеме делали до середины 80-х годов отопление отдельных типов крупнопанельных жилых зданий. Там использовались трубчатые нагревательные элементы, встроенные вместе со стояками во внутренний бетонный слой наружных трехслойных стеновых панелей. При этом нагревательные элементы каждого помещения делились на два змеевика, и каждый змеевик отдельно присоединялся к восходящей и нисходящей частям стояка (рис. 11.8).

В **горизонтальной бифилярной системе** используют трубчатые отопительные приборы - конвекторы, бетонные радиаторы приставного типа, ребристые и гладкие трубы (см. ветвь II на рис. 6.5). Стальные и чугунные радиаторы могут быть применены только при двухрядной их установке. В такой системе так же, как и в однотрубной системе с проточными приборными узлами, невозможно индивидуальное количественное регулирование теплоотдачи отдельных отопительных приборов. Применяется количественное регулирование теплоотдачи сразу всей цепочки приборов или регулирование теплоотдачи каждого прибора "по воздуху", если устанавливаются конвекторы с воздушным клапаном.

Бифилярная система с горизонтальными пофасадными ветвями наиболее часто используется в производственных и сельскохозяйственных зданиях.

В одноэтажных зданиях ранее применявшееся горизонтальное двухтрубное распределение теплоносителя по отопительным приборам заменялось соединением приборов по однотрубной или бифилярной схемам, как более экономным по расходу труб и устойчивым по теплоотдаче приборов. Двухтрубные магистрали применялись лишь при невозможности использования однотрубной схемы и только с попутным в них движением теплоносителя (фрагмент системы - см. рис. 6.6). При этом гидравлическое сопротивление отопительных приборов по возможности увеличивали, укрупняя приборы и используя змеевиковую форму движения воды в них (на рис. 6.6 - слева).

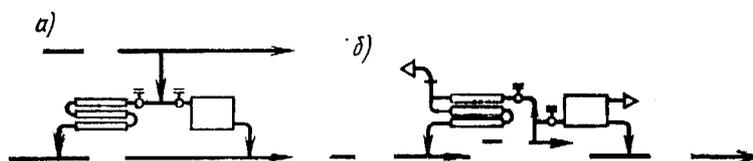


Рис. 6. 6. Возможное присоединение отопительных приборов в одноэтажном здании

## 6.2. Система отопления с естественной циркуляцией воды

Область применения системы с естественной циркуляцией воды (гравитационной) в настоящее время, как уже известно, ограничена. Ее используют для отопления отдельных жилых квартир, обособленных зданий (особенно в отдаленной сельской местности), зданий при не налаженном снабжении электрической энергией. Гравитационную систему применяют также в зданиях, в которых недопустимы вызываемые циркуляционными насосами и высокими скоростями воды шум и вибрация конструкций (например, при точных измерениях).

Система с естественной циркуляцией воды может быть устроена для отопления верхних помещений высоких зданий (например, технического этажа при кондиционировании воздуха, совмещенном с отоплением, в основных помещениях здания).

Ограничение области применения связано с тем, что для циркуляции воды используется различие в гидростатическом давлении в вертикальных частях системы, которое только в высоких зданиях достигает значений, соизмеримых с давлением, создаваемым насосом.

В малоэтажных зданиях гравитационная система имеет следующие **недостатки** по сравнению с насосной системой водяного отопления:

- сокращенный радиус действия (до 20 м по горизонтали), обусловленный небольшим циркуляционным давлением;
- повышенная первоначальная стоимость (до 5...7 % стоимости небольших зданий) в связи с применением труб увеличенного диаметра;
- увеличенные расход металла и затраты труда на монтаж системы;
- замедленное включение в действие из-за большой теплоемкости воды и низкого циркуляционного давления;
- повышенная опасность замерзания воды в трубах, проложенных в неотапливаемых помещениях.

Вместе с тем гравитационная система отопления обладает **достоинствами**, определяющими в отдельных случаях ее выбор:

- относительная простота устройства и эксплуатации;
- независимость действия от снабжения электрической энергией;
- низкая скорость движения теплоносителя, отсутствие циркуляционных насосов и соответственно шума и вибраций;
- сравнительная долговечность (при правильной эксплуатации система может действовать 35...40 лет и более без капитального ремонта);
- улучшение теплового режима помещений, обусловленное действием с количественным саморегулированием.

Остановимся на явлении количественного **саморегулирования**. В гравитационной системе создается своеобразный механизм естественного регулирования: при проведении обычного качественного регулирования, т. е. при изменении температуры воды, самопроизвольно возникает количественные изменения - изменяется расход воды. Действительно, если повышать температуру греющей воды при понижении температуры наружного воздуха (и наоборот), то в

системе из-за иного распределения плотности воды будет увеличиваться (уменьшаться) естественное циркуляционное давление, а, следовательно, и количество циркулирующей воды. Одновременное изменение температуры и количества воды обеспечивает необходимую теплоотдачу отопительных приборов для поддержания ровной температуры помещений.

В двухтрубной системе усиление или ослабление циркуляции воды в циркуляционном кольце каждого отопительного прибора изменяет теплопередачу в помещение, которая, взаимодействуя с теплопотерями помещения (тормозясь или возрастая), сама влияет на расход воды, изменяя температуру обратной воды (а с ней и циркуляционное давление). В результате в каждом помещении сохраняется соответствие между теплоотдачей прибора и теплопотерями, т. е. обеспечивается при действии системы отопления ровный тепловой режим.

В вертикальной однотрубной системе имеет место такое же количественное саморегулирование, но в отличие от двухтрубной системы в циркуляционных кольцах не каждого прибора, а уже стояков в целом с их последовательно соединенными приборами. При этом усиление или ослабление циркуляции воды происходит более интенсивно, чем в двухтрубной системе. В результате в теплый период отопительного сезона наблюдается отклонение от необходимой теплоподдачи у части приборов: при движении в стояке сверху вниз сильно уменьшенного количества воды нижние приборы несколько недогревают помещения. Это явление смягчается с увеличением числа этажей здания.

Можно сделать вывод, что при естественной циркуляции воды преимущество в малоэтажных зданиях следует отдавать двухтрубной системе отопления. Вертикальная однотрубная система предпочтительна в многоэтажных зданиях, где благодаря увеличению естественного циркуляционного давления можно уменьшить диаметр труб (по сравнению с двухтрубной), а также располагать отдельные отопительные приборы ниже котла или теплообменника.

Схема гравитационной системы во многом подобна рассмотренной выше схеме насосной системы отопления. Перечислим лишь **особенности конструкции** гравитационной системы, отражающие природу ее действия.

1. Гравитационная система для улучшения циркуляции воды устраивается, как правило, с верхним расположением подающей магистрали - с верхней разводкой.
2. Расширительный бак в гравитационной системе присоединяется непосредственно к теплоизолированному главному стояку для непрерывного удаления воздуха из системы через бак в атмосферу (без воздухоотборников и воздухоотводчиков).
3. Подающая магистраль прокладывается, как правило, под потолком верхнего этажа без тепловой изоляции с увеличенным уклоном (не менее 0,005 м/м) для сбора воздуха против направления движения воды к точке присоединения расширительного бака.
4. Приборные узлы выполняются для обеспечения движения воды в отопительных приборах по схеме "сверху-вниз" с целью повышения коэффициента теплопередачи приборов.
5. Однотрубные стояки устраиваются с замыкающими участками у приборов для уменьшения потерь давления при движении воды через приборные узлы.

На рис. 6.7 изображена принципиальная схема гравитационной системы водяного отопления с верхней разводкой и теплообменником, который применяют при независимом присоединении системы к наружным теплопроводам. Показано, что наполнение и подпитка системы делаются деаэрированной водой из наружного обратного теплопровода без насоса, что возможно при достаточно высоком давлении в нем. При местном теплоснабжении теплообменник заменяется котлом. Наполнение и подпитка при этом осуществляется из наружного водопровода, а при его отсутствии путем ручной заливки воды в расширительный бак. Подробные схемы стояков двухтрубной системы даны на рис. 6.4, а, однотрубной - на рис. 6.1.

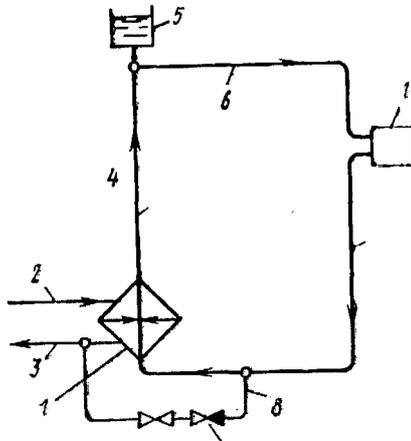


Рис. 6. 7. Принципиальная схема гравитационной системы водяного отопления

Возможно применение гравитационных систем отопления с нижней разводкой обеих магистралей, двухтрубные и однотрубные стояки которых изображены на рис. 6.4, б и 6.2. Однако при этом уменьшается циркуляционное давление, что приводит к увеличению диаметров труб, усложняется сбор и удаление воздушных скоплений из системы. Расширительный бак в этом случае присоединен к магистрали в нижней части системы, и его можно использовать для удаления воздуха только при прокладке специальных воздушных труб, показанных на рис. 6.4, б и рис. 5.24, е.

Система с “опрокинутой” циркуляцией при естественной циркуляции воды не используется, так как в ней иногда возникает обратное движение охлажденной воды в стояках.

В двухтрубной гравитационной системе отопления для создания достаточного циркуляционного давления следует увеличивать вертикальное расстояние между нижними отопительными приборами и теплообменником, доводя его хотя бы до 3 м. Если это осуществимо в отдельных зданиях, то при отоплении одноэтажных квартир и домов, а также железнодорожных вагонов теплогенератор (котел) приходится располагать на одном уровне с отопительными приборами. В этих случаях рассчитывают на создание циркуляции воды только за счет охлаждения ее в трубах.

**Квартирные системы водяного отопления** применяются уже более ста лет. За это время изменялись и совершенствовались котлы и их топливо, трубы и отопительные приборы, использовались различные схемы, но принцип устройства и действия оставался одним и тем же: для создания устойчивой циркуляции воды одна из магистралей прокладывается под потолком отапливаемого помещения. Охлаждение воды в этой сравнительно высоко расположенной над котлом магистрали и обеспечивает необходимое циркуляционное давление. Что же касается охлаждения воды в отопительных приборах, то центр охлаждения в них может оказаться не только не выше середины котла, но даже ниже ее, а это будет препятствовать естественной циркуляции воды.

Наиболее распространена двухтрубная система, при которой подающую магистраль размещают под потолком отапливаемого помещения, обратную прокладывают у пола или в подпольном канале. Отопительные приборы присоединяют к трубам по схеме “сверху-вниз”.

Теоретически возможна двухтрубная схема, когда не только подающая, но и обратная магистрали помещаются под потолком помещения. При этом для обеспечения циркуляции воды необходимо опускать обратную магистраль петлями до низа каждого отопительного прибора, что увеличивает расход труб и усложняет спуск воды из системы в процессе ее эксплуатации.

Можно применить также горизонтальную однотрубную схему присоединения отопительных приборов, но и в этом случае одна из магистралей должна быть проложена сверху (под потолком помещений).

На рис. 6.8 изображена для примера одна из двух ветвей гравитационной системы водяного отопления железнодорожного пассажирского вагона. Две гладких трубы  $D_y70$ , обогревающие нижнюю зону салона, присоединяют самостоятельно к верхней подающей магистрали для усиления циркуляции воды в каждой из них. Отдельный отопительный прибор предназначен для отопления туалетной комнаты. Подающую магистраль желательно прокладывать без тепловой изоляции для увеличения циркуляционного давления, и изолировать только главный стояк.

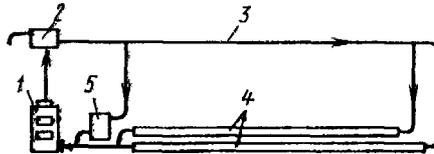


Рис. 6. 8. Гравитационной системы водяного отопления железнодорожного пассажирского вагона

Для вычисления естественного циркуляционного давления в гравитационной системе отопления необходимо знать температуру и плотность воды в различных ее точках. Следовательно, при проектировании квартирной системы отопления обязателен точный расчет теплопередачи через стенки труб для определения степени охлаждения протекающей в них воды. Эту особенность теплогидравлического расчета в необходимых случаях распространяют и на другие гравитационные системы отопления.

Наименьшее охлаждение воды, а следовательно, и наименьшее естественное циркуляционное давление получается в циркуляционном кольце через прибор, ближний к теплогенератору (например, в кольце прибора 5 на рис. 6.8), вследствие малой длины труб. Поэтому через такой прибор, не в пример потокораспределению в насосной системе, может протекать меньшее количество воды, чем через приборы, удаленные от теплогенератора.

При расчете площади нагревательной поверхности прибора квартирной системы отопления учитывают уже известные теплоотдачу труб, проложенных в помещении, и действительную температуру воды при входе в каждый прибор и выходе из него. В этом особенность расчета приборов такой системы отопления.

Система отопления железнодорожного вагона обычно дополняется электрическим насосом для возможности усиления циркуляции воды. В районах, обеспеченных устойчивым электроснабжением, квартирная система отопления может также устраиваться с циркуляционным насосом. Насосная квартирная система отопления делается горизонтальной однотрубной или двухтрубной с нижней прокладкой обеих магистралей.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Проанализируйте показатели, приведенные в табл. 6.1, применительно к 17-этажному жилому зданию.
2. Составьте ряд известных Вам схем присоединения теплопроводов к радиаторам и конвекторам.
3. Охарактеризуйте основные конструктивные различия насосной и гравитационной систем водяного отопления.
4. Опишите явление количественного саморегулирования в системе гравитационного водяного отопления.

5. Разработайте конструкцию местной системы водяного отопления для одноквартирного двухэтажного жилого дома с подвалом.

## 7. РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Давление в каждой точке замкнутых циркуляционных колец системы отопления в течение отопительного сезона непрерывно изменяется вследствие непостоянства плотности воды и циркуляционного давления.

Исходное значение давления соответствует гидростатическому давлению в каждой точке системы в состоянии покоя. Наибольшие изменения давления в системе происходят при циркуляции максимального количества воды, температура которой достигает предельного значения при расчетной температуре наружного воздуха. Сравнивая крайние значения при этих двух гидравлических режимах, можно судить о динамике давления в каждой точке при действии системы отопления в течение отопительного сезона.

Изменение давления в системе отопления рассматривают с целью выявления мест с чрезмерно низким или высоким давлением, вызывающим нарушение циркуляции воды или разрушение отдельных элементов системы. Это позволяет предусматривать мероприятия, обеспечивающие нормальное функционирование системы в течение всего отопительного сезона.

### 7.1. Изменение давления при движении воды в трубах

Установим, как изменяется давление в горизонтальных и вертикальных трубах, заполненных движущейся водой, применительно к условиям работы вертикального циркуляционного кольца системы отопления.

Запишем значение давления в любой точке потока воды - капельной несжимаемой жидкости. При установившемся движении потока воды полное давление по уравнению Бернулли составит

$$P = \rho w^2 / 2 + \rho gh + p, \quad (7.1)$$

где  $\rho$  - плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $h$  - вертикальное расстояние от оси потока воды до плоскости сравнения, м;  $p$  - дополнительное статическое давление воды, Па;  $w$  - средняя скорость движения потока воды, м/с.

По уравнению (7.1) полная энергия потока состоит из кинетической и потенциальной энергии. Кинетическая энергия движения потока воды измеряется гидродинамическим давлением. Среднее значение гидродинамического давления (порядок его величины) найдем при скорости движения воды 1,5 м/с, характерной для теплопроводов насосной системы отопления:

$$\rho w^2 / 2 = 970 \cdot 1,5^2 / 2 = 1091 \text{ Па.}$$

Потенциальная энергия потока воды складывается из энергии положения потока  $\rho gh$  и энергии давления  $p$  в потоке.

В каком-либо сечении потока воды энергия положения  $\rho gh$  зависит от положения этого сечения по отношению к плоскости сравнения. За плоскость сравнения примем свободную поверхность воды в открытом расширительном баке системы отопления, на которую действует атмосферное давление. При этом будем считать уровень, на котором находится вода в баке, неизменным. Тогда в каждом сечении потока будет определяться гидростатическое давление положения, как избыточное и пропорциональное вертикальному расстоянию  $h$  (высоте столба воды в состоянии покоя).

Энергия давления  $p$  определяется пьезометрической высотой, на которую может подняться вода над рассматриваемым сечением потока. В замкнутой системе отопления проявляется энергия давления, рассматриваемая как гидростатическое давление в каждом сечении теплопроводов, вызывающее циркуляцию воды.

Сопоставим возможное изменение гидродинамического и гидростатического давления в вертикальной системе отопления.

Гидростатическое давление в вертикальной трубе при изменении положения точки потока только на 1 м возрастает или убывает на

$$\rho gh = 970 \cdot 9,81 \cdot 1 \approx 9516 \text{ Па} .$$

Очевидно, что изменение величины гидростатического давления по высоте системы отопления даже одноэтажного здания более чем на целый порядок превышает максимально возможное изменение значения гидродинамического давления (1091 Па). Поэтому в дальнейшем для характеристики изменения давления воды в системе отопления будем учитывать изменение только гидростатического давления ( $\rho gh + p$ ), приближенно считая его равным полному, т. е. будем пренебрегать изменением гидродинамического давления ( $\rho w^2 / 2$ ).

В **горизонтальной** трубе при движении воды происходит изменение давления в потоке только вследствие потерь давления на трение. На рис. 7.1 показано понижение давления в отрезке трубы при движении воды слева направо, причем плотность воды  $\rho$  принята постоянной.

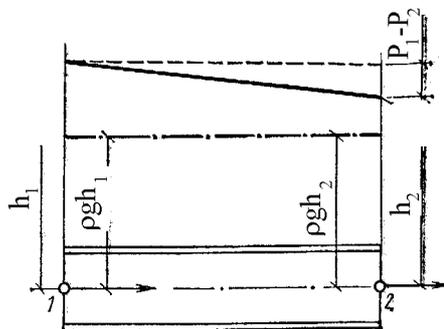


Рис. 7. 1. Понижение давления в отрезке трубы при движении воды слева направо

Так как вертикальное расстояние от оси потока до свободной поверхности воды  $h_1 = h_2$ , то гидростатическое давление положения потока составляет  $\rho gh_1 = \rho gh_2$  (изображено на рисунке штрихпунктирной линией). При движении воды с постоянной скоростью  $w$  от начального сечения 1, где полное давление в потоке  $P_1$ , до конечного сечения 2 давление понижается до  $P_2$ . Разность давления равна потерям давления на трение:  $P_1 - P_2 = \Delta p_{\text{пот}}$ .

В горизонтальной трубе гидростатическое давление понижается в направлении движения воды.

В **вертикальной** трубе при движении воды **сверху вниз** происходит изменение гидростатического давления не только из-за потерь давления на трение, но и вследствие изменения положения сечений потока по отношению к свободной поверхности воды. На рис. 7.2 при тех же условиях штрихпунктирной линией изображено возрастание гидростатического давления в отрезке трубы, связанное с увеличением вертикального расстояния от  $h_1$  до  $h_2$ , т. е.  $\rho gh_2 > \rho gh_1$ . Показано, что, несмотря на потери давления на трение  $\Delta p_{\text{пот}} = P_1 - P_2$ , общее гидростатическое давление в сечении 2 возрастает:  $\rho gh_2 + p_2 > \rho gh_1 + p_1$ .

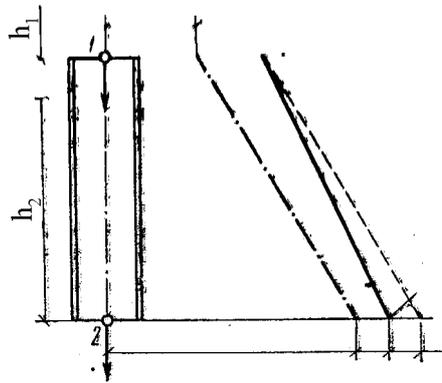


Рис. 7. 2. Изменение давления в вертикальном отрезке трубы при движении воды сверху вниз

Из практики известно, что в вертикальных трубах систем отопления давление положения изменяется сильнее, чем давление в потоке, связанное с попутными потерями давления. Поэтому можно сделать вывод, что в вертикальных трубах систем отопления при движении воды сверху вниз гидростатическое давление возрастает. В вертикальной трубе при движении воды снизу вверх гидростатическое давление уменьшается в результате уменьшения как вертикального расстояния (от  $h_1$  до  $h_2$ ) сечений потока от свободной поверхности воды, так и потерь давления на трение  $\Delta p_{\text{пот}} = P_1 - P_2$ . На рис. 7.3 штрихпунктирной линией показано, что  $\rho g h_2 < \rho g h_1$  (давление по-прежнему отложено справа от отрезка трубы), и сплошной линией, что  $p_2 < p_1$ . Таким образом, в этом случае  $\rho g h_1 + p_1 > \rho g h_2 + p_2$ .

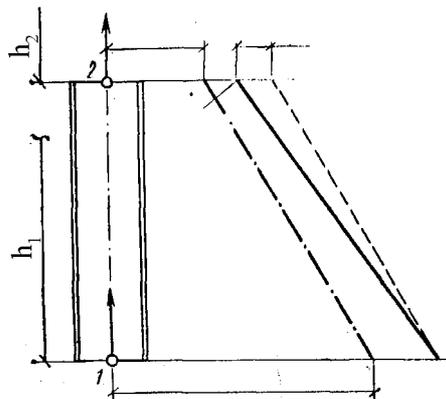


Рис. 7. 3. Изменение давления в вертикальном отрезке трубы при движении воды снизу вверх

Можно сделать вывод, что в вертикальных трубах при движении воды снизу вверх происходит наиболее интенсивное падение гидростатического давления.

Перейдем к рассмотрению процесса изменения давления - **динамики давления** в системе водяного отопления.

## 7. 2. Динамика давления в системе водяного отопления

Рассмотрение динамики давления проведем в системе водяного отопления с естественной и искусственной циркуляцией воды как при наличии расширительного бака (см. рис. 3.1, а, б), так и без расширительного бака (см. рис. 3.1, в, г).

### 1. Динамика давления в системе водяного отопления с открытым расширительным баком

Примем, как и в 7. 1, свободную поверхность воды в открытом расширительном баке за плоскость отсчета для определения избыточного гидростатического давления. Будем считать уровень, на котором находится вода в баке, неизменным при определенных объеме и температуре воды в системе отопления. Тогда в потоке воды в каждой точке системы отопления можно определить избыточное гидростатическое давление в зависимости от высоты столба воды, расположенного над рассматриваемой точкой (в связи с изменением положения точки).

В системе отопления (ее замкнутый контур изображен двойными линиями на рис. 7.4) с не нагреваемой водой при бездействии насоса, то есть с водой равномерной плотности, находящейся в покое, избыточное гидростатическое давление в теплопроводах одинаково на любом рассматриваемом уровне. Например, на уровне  $I-I$  оно равно  $\rho gh_i$ , где  $h_i$  - высота столба воды над уровнем  $I-I$  или глубина его погружения под уровень заполнения водой расширительного бака. Наименьшее гидростатическое давление  $\rho gh_1$  действует в верхней магистрали, наибольшее  $\rho gh_2$  - в нижней. При этом бездействующий насос испытывает равное давление со стороны всасывающего и нагнетательного патрубков.

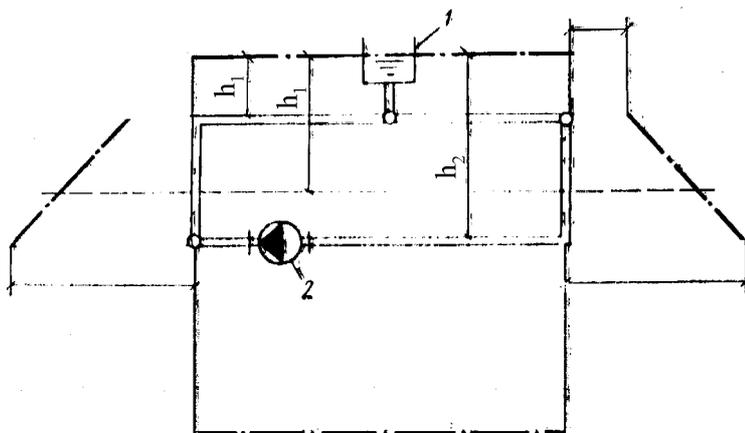


Рис. 7. 4. Распределение давления в замкнутом контуре при бездействии насоса

Значения избыточного гидростатического давления в трубах системы отопления нанесены на рис. 7. 4 штрихпунктирными линиями в прямой зависимости от высоты столба воды  $h$ . Для ясности изображения линии давления проведены над верхней магистралью, под нижней магистралью, слева и справа от вертикальных труб. Показанные на рисунке линии называются пьезометрическими, а их совокупность - эпюрой гидростатического давления в статическом режиме. В системе отопления при циркуляции воды (вязкой жидкости) с постоянной скоростью энергия давления изменяется по длине теплопроводов. Вязкость и деформации потока обуславливают сопротивление движению воды. Они вызывают потери давления в потоке движущейся воды, переходящего в результате трения (линейная потеря) и вихреобразования (местная потеря) в теплоту. При дальнейших построениях потери давления будем считать, как и в 7. 1, условно равномерными по длине труб.

Рассмотрим динамику гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при бездействии насоса (рис. 7.5). Подобные процессы происходят в гравитационной системе отопления. Представим, что вода в системе отопления, нагреваемая в одной точке (ц. н - центр нагревания), охлаждается в другой (ц. о - центр охлаждения). При этом плотность воды в левом стояке составит  $\rho_r$ , в правом –  $\rho_o$ . В такой вертикальной системе отопления при неравномерном распределении плотности воды должна возникнуть неуравновешенность гидростатического давления и в результате естественная циркуляция воды.

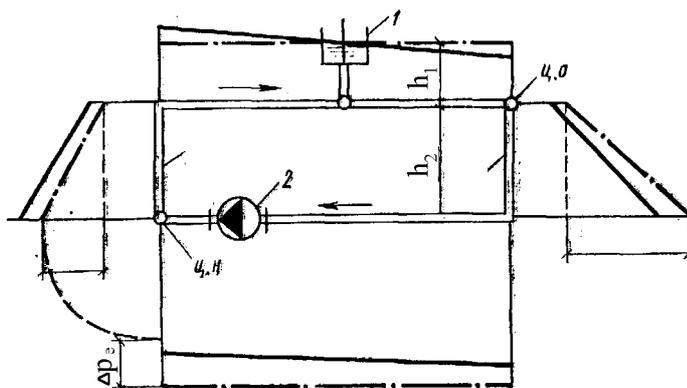


Рис. 7. 5. Динамика гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при бездействии насоса

Для определения значений гидростатического давления предположим, что вода в системе на какое-то мгновение неподвижна. Тогда максимальное гидростатическое давление в нижней точке правого стояка с охлажденной водой будет (см. рис. 7.5)

$$g(\rho_r h_1 + \rho_o h_2) , \quad (7.2, a)$$

а максимальное гидростатическое давление в левом стояке с нагретой водой

$$g(\rho_r h_1 + \rho_r h_2) . \quad (7.2, б)$$

Так как  $\rho_o > \rho_r$ , то гидростатическое давление в правом стояке при отсутствии циркуляции воды будет больше, чем в левом. Штрихпунктирные линии на рис. 7.5 изображают эпюру давления в статическом режиме. Различие в полученных значениях гидростатического давления, вызывающее циркуляцию воды по направлению часовой стрелки, выражает естественное циркуляционное (гравитационное) давление

$$\Delta p_e = \rho_o g h_2 - \rho_r g h_2 , \quad (7.3)$$

где  $h_2$  - вертикальное расстояние между центрами охлаждения и нагревания воды или высота двух столбов воды - охлажденной и нагретой.

Из уравнения (7.3) можно сделать **выводы**:

а) естественное циркуляционное давление возникает вследствие различия в значениях гидростатического давления двух столбов охлажденной и нагретой воды равной высоты ( $\Delta p_e$  на рис. 7.5);

б) величина естественного циркуляционного давления не зависит от высоты расположения расширительного бака ( $h_1$  на рис. 7.5).

В общем виде естественное циркуляционное (гравитационное) давление в системе водяного отопления равняется

$$\Delta p_e = gh(\rho_o - \rho_r), \quad (7.4)$$

и его значение зависит от разности плотности воды и вертикального расстояния между центрами охлаждения и нагревания воды.

Под влиянием естественного циркуляционного давления в замкнутом кольце системы отопления устанавливается циркуляция воды, при которой давление  $\Delta p_e$ , вызывающее циркуляцию, равно потерям давления при движении воды ( $\Delta p_c$  - потери давления в системе)

$$\Delta p_e = \Delta p_c. \quad (7.5)$$

Гидростатическое давление в точке присоединения трубы расширительного бака к магистрали, равно  $\rho_r g h_1$  (см. рис. 7.5), при постоянном объеме воды в системе изменяться не может. Эта точка называется **точкой постоянного давления** или **"нейтральной" точкой** системы отопления.

Во всех остальных точках теплопроводов системы гидростатическое давление при циркуляции воды изменяется вследствие попутной потери давления. Нанесем на рис. 7.5 вторую эпюру гидростатического давления в динамическом режиме - при естественной циркуляции воды в системе отопления (сплошные линии), начав построение с точки постоянного давления О.

Как видно, гидростатическое давление во всех остальных точках системы при циркуляции воды изменяется следующим образом: перед точкой О (считая по направлению движения воды) оно увеличивается, а после точки О - уменьшается по сравнению с гидростатическим давлением, предполагавшимся при отсутствии циркуляции. В частности, гидростатическое давление в любой точке левого подъемного стояка (с восходящим потоком воды) возрастает, а правого опускного стояка (с нисходящим потоком) убывает.

Можно констатировать, что при циркуляции воды в замкнутом контуре гравитационной системы отопления гидростатическое давление изменяется во всех точках, за исключением одной точки присоединения к системе трубы расширительного бака.

Перейдем к рассмотрению динамики давления в системе отопления с нагреваемой водой при действии циркуляционного насоса, т. е. в **насосной системе отопления**.

Насос, действующий в замкнутом кольце системы отопления, усиливает циркуляцию, нагнетая воду в трубы с одной стороны и засасывая с другой. Уровень воды в расширительном баке при пуске циркуляционного насоса не изменится, так как равномерно работающий лопастной насос обеспечивает лишь циркуляцию в системе неизменного количества практически несжимаемой воды. Поскольку при указанных условиях - равномерности действия насоса и постоянства объема воды в системе - уровень воды в расширительном баке сохраняется неизменным (безразлично, работает насос или нет), то гидростатическое давление в точке присоединения бака к трубам системы будет постоянным. Точка эта по-прежнему остается "нейтральной", т. е. на гидростатическое давление в ней давление, создаваемое насосом, не влияет (давление насоса в этой точке равно нулю).

Следовательно, точка постоянного давления будет местом, в котором давление, развиваемое насосом, меняет свой знак: до этой точки насос, создавая компрессию, воду нагнетает, после нее он, вызывая разрежение, воду всасывает. Все трубы системы от насоса до точки постоянного давления (считая по направлению движения воды) будут относиться к **зоне нагнетания** насоса, все трубы после этой точки - к **зоне всасывания**.

Эпюра гидростатического давления в динамическом режиме - при насосной циркуляции воды в системе отопления - показана на рис. 7.6 (сплошные линии). Видно, что в зоне нагнетания насоса (от нагнетательного патрубка насоса до точки постоянного давления О) гидростатическое давление за счет компрессии насоса увеличивается во всех точках, в зоне

всасывания (от точки О до всасывающего патрубка насоса) уменьшается в результате разрежения, вызываемого насосом.

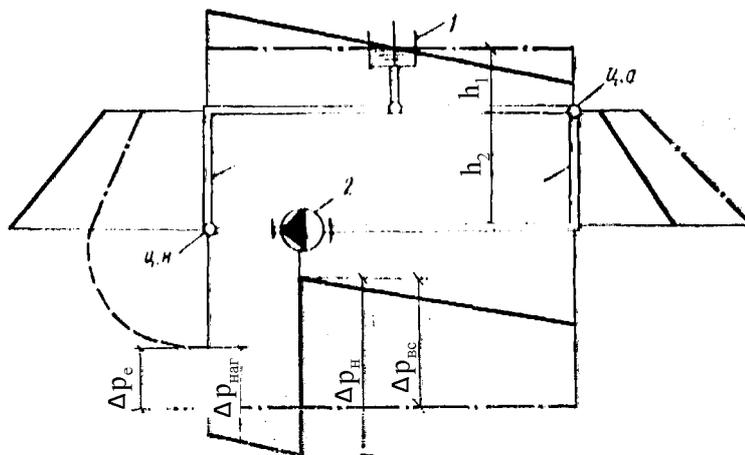


Рис. 7. 6. Эпюра гидростатического давления при насосной циркуляции воды в системе отопления

Можно расширить **вывод**, сделанный выше для гравитационной системы: при циркуляции воды в замкнутом кольце системы отопления (и гравитационной, и насосной) гидростатическое давление изменяется во всех точках за исключением одной точки - точки присоединения трубы расширительного бака. Общие потери давления при движении воды в замкнутом кольце системы отопления  $\Delta p_c$  выразим через потери давления в зоне нагнетания (обозначим их  $\Delta p_{наг}$ ) и в зоне всасывания ( $\Delta p_{вс}$ ) как

$$\Delta p_c = \Delta p_{наг} + \Delta p_{вс} . \quad (7.6)$$

С другой стороны, из формулы (3.9) следует, что  $\Delta p_c = \Delta p_n + \Delta p_e$  (на рис. 7.6 показано, что  $\Delta p_n$  меньше суммы  $\Delta p_{наг}$  и  $\Delta p_{вс}$  на величину  $\Delta p_e$ ). Следовательно, общее (насосное и гравитационное) циркуляционное давление при установившемся движении воды будет затрачиваться без остатка на преодоление линейных и местных сопротивлений в зонах нагнетания и всасывания.

Сравнивая рис. 7.6 и рис. 7.4, можно установить величину изменения гидростатического давления, связанную с потерями давления при циркуляции воды в системе отопления:

а) увеличение давления в любой точке  $i$  в зоне нагнетания насоса равно потере давления в трубах от рассматриваемой точки до точки постоянного давления О, т. е.

$$P_{i,наг} = \rho g h_i + \Delta p_{i-0} ; \quad (7.7)$$

б) уменьшение давления в любой точке  $j$  в зоне всасывания насоса равно потере давления в трубах от точки постоянного давления О до рассматриваемой точки, т. е.

$$P_{j,вс} = \rho g h_j - \Delta p_{0-j} , \quad (7.8)$$

где  $h_i$  - высота столба воды от рассматриваемой точки до уровня воды в расширительном баке.

Очевидно, что в зоне нагнетания насоса следует считаться с повышением гидростатического давления по сравнению с давлением в состоянии покоя. Напротив, в зоне всасывания насоса необходимо учитывать понижение давления. При этом возможен случай, когда

гидростатическое давление не только понизится до атмосферного, но даже может стать ниже него, т. е. возникнет разрежение.

Рассмотрим такой случай. На рис. 7.7 изображено изменение давления в верхней подающей магистрали системы отопления. В точке постоянного давления О гидростатическое давление равно  $\rho gh$ . В промежутке между точками О и В гидростатическое давление убывает в связи с потерей давления при движении воды по зависимости, изображенной на рисунке наклонной пьезометрической линией.

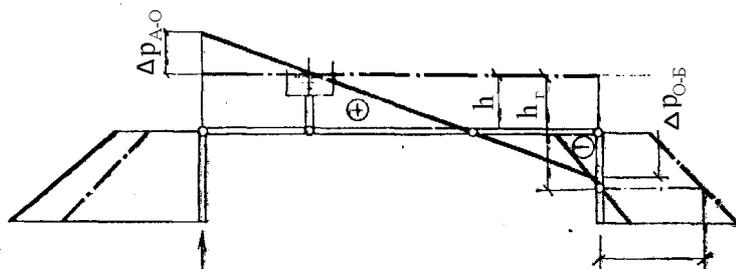


Рис. 7.7. Изменение давления в верхней подающей магистрали системы отопления

Потери давления на участке О-В  $\Delta p_{O-B} = \rho gh$ , т. е. давление в точке В  $P_B=0$  (избыточное давление равно нулю, а полное давление, как и на поверхности воды в расширительном баке, равно атмосферному давлению  $p_a$ ). В промежутке между точками В и Г дальнейшие потери давления вызывают разрежение - давление падает ниже атмосферного (знак минус на рисунке). Наиболее заметно давление понизится и разрежение достигнет наибольшей величины в точке Б. Здесь полное давление  $P_B = p_a + \rho gh - \Delta p_{O-B} = p_a - \Delta p_{B-B}$ . Затем в промежутке между точками Б и Г давление возрастает в связи с увеличением высоты столба воды от  $h$  до  $h_r$ , а разрежение уменьшается. В точке Г, где потери давления  $\Delta p_{O-Г} = \rho gh_r$ , избыточное давление вновь, как в точке В, равно нулю ( $P_G=0$ ), а полное давление равно атмосферному. Ниже точки Г избыточное гидростатическое давление быстро возрастает, несмотря на последующие потери давления при движении воды (см. § 7.1).

В промежутке между точками В и Г, особенно в точке Б, при давлении ниже атмосферного и при температуре воды, близкой к  $100^\circ\text{C}$  ( $90\dots95^\circ\text{C}$ ), возможно парообразование. При более низкой температуре воды, исключающей парообразование, возможен подсос воздуха из атмосферы через резьбовые соединения труб и арматуру. Во избежание нарушения циркуляции из-за вскипания воды или подсосывания воздуха, при конструировании и гидравлическом расчете системы водяного отопления должно соблюдаться **правило**: в зоне всасывания в любой точке  $j$  системы отопления гидростатическое давление при действии насоса должно оставаться избыточным, т. е.  $P_j > p_a$ . Для этого должно удовлетворяться неравенство

$$\rho gh_j > \Delta p_{O-j}. \quad (7.9)$$

Возможны три способа выполнения этого правила:

- поднятие расширительного бака на достаточную высоту  $h$  (рис. 7.8, а);
- перемещение расширительного бака к наиболее опасной верхней точке с целью включения верхней магистрали в зону нагнетания (рис. 7.8, б);
- присоединение труб расширительного бака близ всасывающего патрубка насоса (рис. 7.8, в).

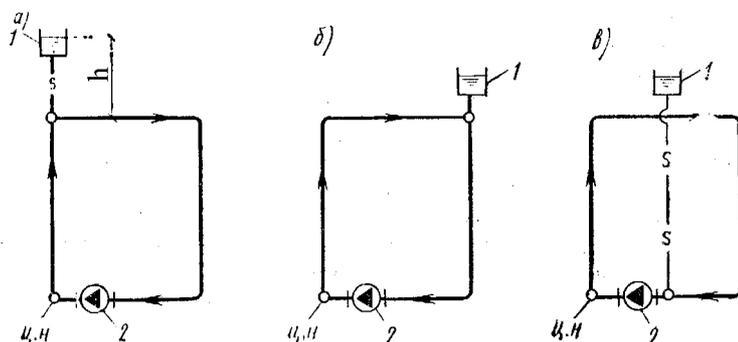


Рис. 7. 8. Присоединение труб расширительного бака к системе отопления

Применение первого способа возможно лишь в отдельных случаях, когда здание имеет повышенную часть, где может быть расположен бак.

Второй способ целесообразен в системе отопления с “опрокинутой” циркуляцией воды (см. рис. 6. 3). В такой системе проточный расширительный бак размещен в высшей точке верхней обратной магистрали над главным обратным стояком. Точка постоянного давления  $O$  в этом случае находится в самом баке (рис. 7. 9). Вся верхняя обратная магистраль входит в зону нагнетания насоса. Зона всасывания охватывает главный обратный стояк и нижнюю часть общей обратной магистрали до насоса. Гидростатическое давление в главном обратном стояке превышает атмосферное давление даже при значительной потере давления в нем (см. пьезометрические линии на рис. 7. 9).

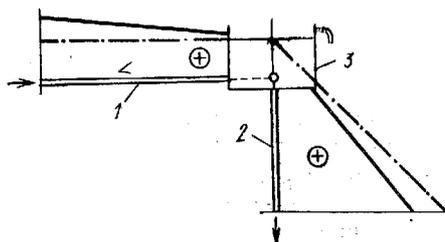


Рис. 7. 9. Присоединение расширительного бака к системе отопления с опрокинутой циркуляцией

Второй способ присоединения расширительного бака приемлем также в неразветвленной системе отопления с верхней подающей магистралью (рис. 7.8, б). Бак при этом служит еще и воздухоотводчиком. Однако в разветвленной системе отопления второй способ присоединения расширительного бака к верхней подающей магистрали может при определенных условиях вызвать нарушение циркуляции воды в отдельных ее частях.

Для выявления этих условий рассмотрим динамику давления в системе водяного отопления, состоящей из двух частей (рис. 7.10), с расширительным баком, присоединенным в наиболее удаленной точке от главного подающего стояка (Г.ст) в левой части системы на стояке 1 (Ст. 1). В такой точке возникает точка постоянного давления  $O1$ . В подающей магистрали левой части, входящей в зону нагнетания, гидростатическое давление при действии насоса повысится, причем наибольшее изменение давления согласно формуле (7.7) произойдет в точке  $A$  (см. сплошную линию с наклоном справа налево).

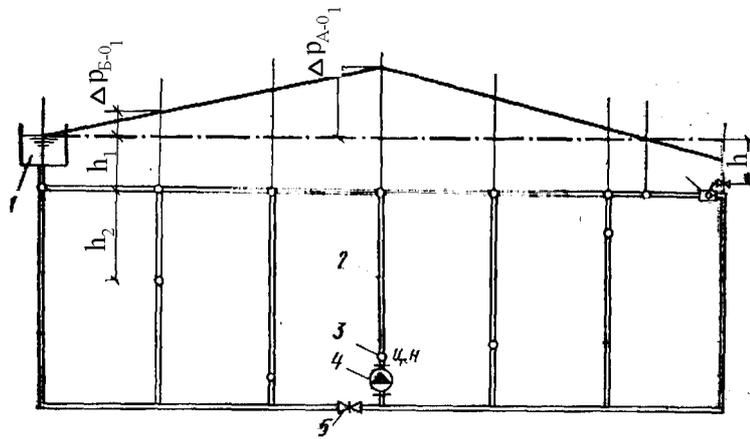


Рис. 7. 10. Динамика давления в системе водяного отопления, состоящей из двух частей

В промежуточной точке Б повышение давления равно  $\Delta p_{B-O1}$  ( см. рис. 7.10). При движении воды от точки Б по стояку 2 (Ст.2) найдется точка O2, для которой справедливо равенство потерь давления:  $\Delta p_{B-O1} = \Delta p_{B-O2}$ . Точка O2, в которой компрессионное давление насоса равно нулю, является второй точкой постоянного давления системы. Гидростатическое давление в точке O2  $P_{O2} = \rho g(h_1 + h_2)$  не изменяется как при бездействии, так и при работе насоса. Аналогично можно найти точку постоянного давления O3. Таким образом, в трех циркуляционных кольцах левой части системы в данном случае существуют три точки постоянного давления.

Проведем пьезометрическую линию для подающей магистрали правой части системы (оплошная линия с наклоном слева направо на рис. 7.10) и убедимся, что в каждом циркуляционном кольце этой части (их в данном случае три - через стояки 4, 5, 6) также возникают свои точки постоянного давления O4, O5 и O6. В каждой из них действует неизменное (но отличающееся по величине) гидростатическое давление и положение их определяется удовлетворением равенству потерь давления при циркуляции воды

$$\Delta p_{A-O4} = \Delta p_{A-O5} = \Delta p_{A-O6} = \Delta p_{A-O1} .$$

Это равенство может рассматриваться также как равенство потерь давления давлению, создаваемому насосом в точке А. При движении воды по трубам от точки А давление насоса убывает, постепенно расходуясь на преодоление сопротивления течению воды, и, наконец, в некоторой точке в каждом циркуляционном кольце системы оно станет равным нулю. Эта точка и будет точкой постоянного давления. Очевидно, что на теплопроводы системы до каждой такой точки распространяется зона нагнетания насоса, на теплопроводы после них - зона всасывания.

Таким образом, в случае, когда расширительный бак присоединяется к верхней подающей магистрали в удалении от главного стояка, в системе возникают несколько точек постоянного давления. В пределе число таких точек равняется числу параллельных циркуляционных колец системы (в нашем примере - шесть точек постоянного давления в шести циркуляционных кольцах через стояки 1-6).

В системе отопления, изображенной на рис. 7.10, отметим еще точку Е, в которой установлен воздухоотборник с воздушным краном. Точка Е находится в зоне всасывания насоса (после точки O6), и гидростатическое давление в ней понижается в соответствии с формулой (7.8) на величину  $\Delta p_{O6-E}$ . Воздуховыпускной кран для надежного действия должен находиться под некоторым избыточным внутренним давлением. Это давление рекомендуют принимать не менее  $3 \cdot 10^3$  Па (напор - 0,3 м вод. ст.). Тогда для обеспечения такого давления в нашем случае потери давления от точки O6 до точки Е или, что то же, понижение гидростатического давления в точке Е, может быть не более

$$\Delta p_{06-E} \leq 10^4(h - 0,3) \text{ Па} , \quad (7.10)$$

где  $h$  - вертикальное расстояние от верхней точки воздуховыпускного крана до уровня воды в расширительном баке, м.

Покажем, что это условие, выполненное при проектировании, все же может быть нарушено в процессе эксплуатации системы отопления.

Действительно, при прекращении циркуляции воды в левой части (закрывается задвижка 5 на рис. 7.10) точкой постоянного давления становится точка А, как точка, в которой система соединяется с трубой расширительного бака (попутно заметим, что все шесть точек постоянного давления сольются при этом в одну, общую для трех циркуляционных колец, оставшихся в действии), а давление в точке Е понижается (см. формулу (7.8)) до

$$P_E = \rho gh_1 - \Delta p_{A-E} .$$

Это давление не только может оказаться недостаточным для выпуска воздуха из системы, но может быть даже ниже атмосферного, что нарушит нормальную циркуляцию воды.

Третий способ присоединения труб расширительного бака к системе отопления (см. рис. 7.8, в) исключает возможность нарушения циркуляции воды. Точка постоянного давления при этом возникает в обратной магистрали близ насоса как одна, общая для всех циркуляционных колец системы. Зона нагнетания насоса распространяется почти на всю систему, в том числе и на наиболее высоко расположенные и удаленные от насоса трубы, где обычно и возникает опасность вскипания воды. Зона всасывания ограничивается отрезком общей обратной магистрали от точки 0 до всасывающего патрубка насоса, в котором гидростатическое давление в состоянии покоя достаточно велико и практически мало уменьшается при действии насоса.

Расширительный бак, как известно, соединяется с системой отопления двумя трубами - расширительной и циркуляционной (см. рис. 3.19), создающими кольцо циркуляции воды непосредственно через бак. В этом кольце имеется еще одна верхняя точка постоянного давления, находящаяся непосредственно в расширительном баке. Первая же, нижняя точка постоянного давления размещается в обратной магистрали между точками присоединения к ней расширительной и циркуляционной труб. Положение нижней точки постоянного давления определяется соотношением потерь давления в расширительной и циркуляционной трубах. Если их диаметр и длина равны, то точка постоянного давления находится посередине между точками присоединения труб бака. Если увеличивается диаметр одной из труб, то точка постоянного давления смещается в сторону точки присоединения этой трубы.

Точка присоединения расширительной трубы входит в зону нагнетания насоса и в ней происходит деление общего потока воды на два, один из которых - основной - по-прежнему движется по обратной магистрали, а другой - по параллельному пути через бак до точки присоединения циркуляционной трубы, относящейся уже к зоне всасывания.

Если применяются несколько соединительных труб, например, три, то верхняя точка постоянного давления по-прежнему находится в расширительном баке, а нижняя - между точками присоединения к магистрали системы отопления двух крайних соединительных труб. По одной из них вода из зоны нагнетания направляется в бак, по другой - возвращается из бака в зону всасывания. По средней соединительной трубе вода может двигаться и в бак и из бака в зависимости от положения нижней точки постоянного давления.

Из рассмотрения динамики давления в системе отопления с одним открытым расширительным баком следуют **выводы**:

- в каждом циркуляционном кольце системы существует только одна точка постоянного давления, в которой зона нагнетания сменяется зоной всасывания. Двух последовательных точек постоянного давления в одном циркуляционном кольце быть не может, ибо для движения воды в заданном направлении в системе отопления создается и поддерживается разность

давления во всех точках. При этом следует оговориться, что поскольку в самом насосе разрежение переходит в компрессию и в нем существует своя “нейтральная” точка, то при рассмотрении точек постоянного давления имеются в виду лишь точки, возникающие вне насоса;

- в зоне нагнетания, т.е. до точки постоянного давления, считая по направлению движения воды, гидростатическое давление увеличивается по сравнению с давлением в состоянии покоя, а в зоне всасывания, т.е. после точки постоянного давления, оно уменьшается;

- точка постоянного давления может быть единственной во всей системе отопления, если расширительный бак присоединяется к общей подающей или обратной магистрали, так как она в этом случае принадлежит любому циркуляционному кольцу системы;

- в системе отопления может быть несколько точек постоянного давления, если имеются циркуляционные кольца, не включающие в себя точку присоединения расширительного бака. При этом одна из них, во всяком случае, находится в точке присоединения бака.

## 2. Динамика давления в районной системе теплоснабжения с расширительным баком

В районной системе водяного отопления группы зданий при теплоснабжении от собственной тепловой станции расширительный бак устанавливается в самом высоком здании (с учетом рельефа местности). Соединительные трубы бака подсоединяют к наружному обратному теплопроводу, а не к внутренней магистрали здания, чтобы избежать отключения бака от остальной части системы при местном ремонте.

Рассмотрим динамику давления в общей системе отопления, например, четырех зданий, самое высокое из которых наиболее удалено от тепловой станции (рис. 7.11).

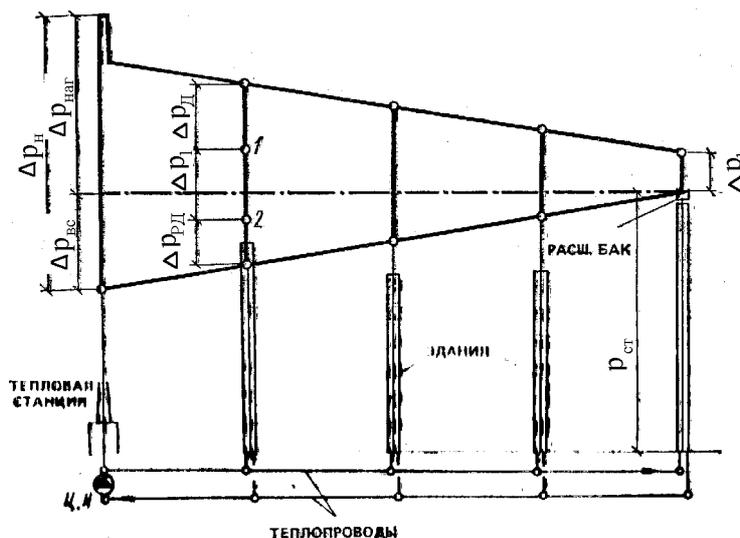


Рис. 7. 11. Динамика давления в общей системе отопления четырех зданий

Гидростатическое давление в теплопроводах этой системы (штрихпунктирная линия) при бездействии циркуляционного насоса, находящегося на тепловой станции, определяется положением уровня воды в расширительном баке (точка О), установленном в здании IV, над рассматриваемой точкой какой-либо части системы. Наибольшим оно будет в наружных теплопроводах и во внутренних трубах в подвалах.

При действии насоса на станции гидростатическое давление изменится, как уже известно, во всех точках системы, кроме точки постоянного давления (точка О), находящейся в месте

присоединения труб расширительного бака к обратному теплопроводу у здания IV (после выходной задвижки во внутреннем тепловом пункте). В зоне нагнетания от нагнетательного патрубка насоса (точка А) до точки О оно возрастет, а в зоне всасывания от точки О до всасывающего патрубка насоса (точка И) понизится в зависимости от потерь давления в теплопроводах (сплошные наклонные пьезометрические линии на рис. 7.11).

Разность между гидростатическим давлением в подающем и обратном наружных теплопроводах на вводе их в каждое здание определяет насосное циркуляционное давление, как располагаемое давление для создания циркуляции воды во внутренних системах отопления. На рисунке это циркуляционное давление показано сплошными вертикальными линиями. Видно, что для местной системы отопления здания IV насосное циркуляционное давление наименьшее –  $\Delta p_{IV}$ , для здания I - наибольшее.

Во внутренней системе отопления здания I гидростатическое давление должно измениться от давления в точке Б (на вводе подающего теплопровода в здание) - до давления в точке З (в обратном теплопроводе). На рисунке давление в точке З оказалось ниже давления во внутренней системе здания I, значение которого определяется высотой системы (приблизительно высотой здания). При этом возможно в верхней части системы скопление воздуха или вскипание воды с нарушением ее циркуляции. Во избежание таких недопустимых явлений необходимо повысить гидростатическое давление в обратной магистрали внутренней системы отопления здания I до давления в точке 2 (см. рис. 7.11).

Это условие может быть выполнено тремя способами. Можно поднять расширительный бак в здании IV (что конструктивно затруднительно), и тогда пьезометрические линии, а с ними и давление в точке З, поднимутся. Можно уменьшить наклон обратной пьезометрической линии путем увеличения диаметра обратного наружного теплопровода, что повысит стоимость его прокладки и увеличит расход металла. Можно установить в тепловом пункте здания I на обратной магистрали (и это технически наиболее приемлемо) регулятор давления типа “до себя” (см. рис. 3.5). Такой регулятор давления должен быть рассчитан на понижение давления от  $P_2$  до  $P_3$  ( $\Delta p_{p.d} = P_2 - P_3$ ) при пропуске расчетного расхода воды из системы отопления здания I, т. е. на поддержание в обратной магистрали необходимого давления  $P_2$  до регулятора.

Гидростатическое давление со стороны подающего теплопровода (в точке Б) не должно превышать предельно допустимого (рабочего) давления для всех элементов (арматуры, отопительных приборов) внутренней системы отопления. В случае необходимости гидростатическое давление в подающем теплопроводе может быть искусственно понижено до допустимого значения (например, до  $P_1$  в точке I), при котором обеспечивается прочность этих элементов и вместе с тем необходимая циркуляция воды в системе отопления. Циркуляция воды в здании I будет происходить благодаря разности давления  $\Delta p_1 = P_1 - P_2$ . Давление может быть понижено путем установки диафрагмы, причем расчетная разность давления для нее составит  $\Delta p_d = P_B - P_1$ .

Циркуляционный насос, установленный на тепловой станции, создает давление, как видно из рис. 7.11, равное сумме потерь давления в зонах нагнетания  $\Delta p_{наг}$  и всасывания  $\Delta p_{вс}$ . При значительной величине  $\Delta p_{вс}$  давление во всасывающем патрубке насоса может понизиться настолько, что в насосе возникнет кавитация. Кавитация (лат. *cavitas* - пустота) - нарушение сплошности потока - заключается в появлении пузырей воздуха (переходящего из растворенного состояния в свободное) и пара (из-за вскипания воды при понижении давления до давления водяного пара при определенной температуре). Кавитационные пузыри, возникая и исчезая, вызывают многократные удары струй воды о стенки насоса. Кавитация сопровождается снижением КПД насоса, шумом и разрушением (изъявлением) поверхности рабочего колеса и корпуса насоса.

Практически это нежелательное явление, скорее всего, может возникать в циркуляционном насосе протяженной системы отопления группы малоэтажных зданий (например, в сельских населенных пунктах).

Для исключения кавитации в насосе величина  $\Delta p_{вс}$  должна быть меньше гидростатического давления в бездействующем насосе (в статическом режиме) по крайней мере на 0,05 МПа. Так,

например, если разность уровней установки расширительного бака и насоса составляет 7 м (бак размещается в двухэтажном здании и гидростатическое давление составляет 0,07 МПа), то потеря давления в теплопроводах зоны всасывания (от точки О до точки И на рис. 7.11) не должна превышать 0,02 МПа. Очевидно, что при малоэтажной застройке расширительный бак следует помещать близ тепловой станции.

В районной системе отопления группы многоэтажных зданий скорее возможна не кавитация в насосе, а чрезмерное повышение гидростатического давления. Повышение давления в обратных теплопроводах, опасное для целостности отдельных элементов системы отопления, может произойти как при установке расширительного бака в ближайшем к тепловой станции высоком здании (рис. 7.12), так и при перемещении туда бака из удаленного здания.

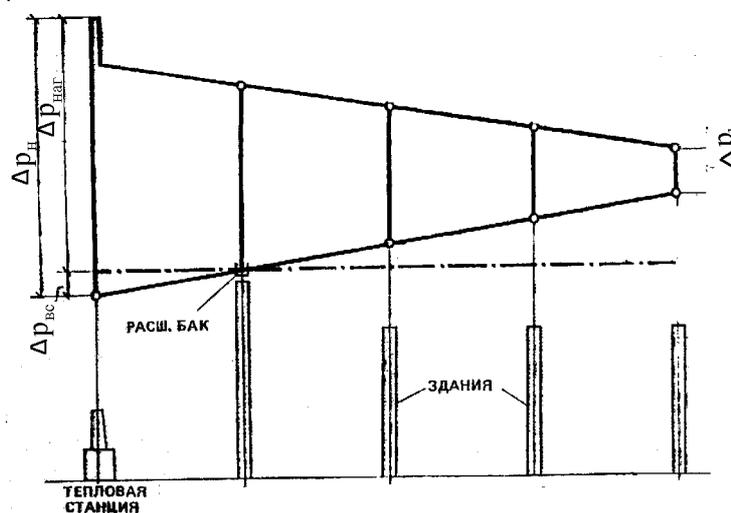


Рис. 7. 12. Динамика давления в районной системе отопления группы многоэтажных зданий

Перемещение расширительного бака из одного здания, ближайшего к тепловой станции, в другое, несколько более высокое и удаленное от него, не вызывает заметного изменения гидростатического давления как при бездействии, так и при работе циркуляционного насоса. Однако перемещение бака в здание, более высокое и близко расположенное к тепловой станции, вызывает значительное повышение давления во внутренних системах отопления удаленных зданий (см. рис. 7.12). Повышение давления происходит вследствие увеличения не только высоты здания, но и протяженности зоны нагнетания (если бак, как обычно, будет присоединен к обратному теплопроводу). Давление заметно повысится также в теплопроводах и оборудовании тепловой станции.

Для снижения давления в оборудовании тепловой станции в этом случае можно перенести место установки циркуляционного насоса из обратного в общий подающий теплопровод (насос должен быть рассчитан на перемещение высокотемпературной воды). Внутренняя система отопления удаленного здания (здание IV на рис. 7.12) может быть присоединена к наружным теплопроводам по независимой схеме (см. рис. 3.1, б).

### 3. Динамика давления в системе водяного отопления без расширительного бака

Рассмотрим динамику давления во внутренних теплопроводах здания, непосредственно присоединенных к наружным теплопроводам. Проделаем это в условиях присоединения здания

И на рис. 7.11, для системы отопления которого выше была отмечена необходимость изменения начального давления до  $P_1$  и конечного до  $P_2$ . Рассмотрим систему отопления (рис. 7.13) высотой  $h$  (изображена двойными линиями) с верхней подающей магистралью и центром охлаждения в точке В.

Рис. 7. 13. Динамика давления во внутренних теплопроводах здания, непосредственно присоединенных к наружным теплопроводам

Отсутствие расширительного бака с атмосферным давлением над свободной поверхностью воды заставляет по иному подойти к нахождению точки постоянного давления в системе и величины гидростатического давления в ней.

Гидростатическое давление в вертикальной системе отопления, непосредственно присоединенной к наружным теплопроводам, должно быть достаточным не только для заполнения системы водой, но и для создания в наиболее высоко расположенной точке системы некоторого избыточного давления. Это необходимо для надежного удаления воздуха из системы при температуре воды  $t_r < 100$  °С и предотвращения вскипания воды при ее температуре  $t_r > 100$  °С.

Для выполнения этих условий в статическом режиме (в случае полного прекращения циркуляции воды) проведем на рис. 7.13 пьезометрическую штрихпунктирную линию на достаточной высоте  $h_1$  над верхней подающей магистралью системы отопления. Высота  $h_1$  должна соответствовать гидростатическому давлению при  $t_r < 100$  °С не менее 0,01 МПа, т.е.  $h_1 \geq 1$  м вод. ст., а при  $t_r = 150$  °С - 0,4 МПа. Остальные пьезометрические штрихпунктирные линии (статический режим) наносим исходя из выбранного минимального избыточного давления в верхней подающей магистрали. В результате получаем необходимое гидростатическое давление  $P_2$  в точке Д обратной магистрали.

Если давление  $P_2$  поддерживается на заданном уровне (например, с помощью регулятора давления "до себя"), то точка Д становится искусственной точкой постоянного давления внутренней системы отопления. Давление  $P_2$  является исходным для построения пьезометрических линий в динамическом режиме (сплошные линии на рис. 7.13, выражающие, как и ранее, условно равномерные линейную и местные потери давления в системе отопления).

Найдем изменение гидростатического давления в трех характерных точках системы отопления (не считая точки Д, в которой давление  $P_2$  - принято постоянным). Это точка Г нижней обратной магистрали, наиболее удаленная от наружного обратного теплопровода, точка В верхней подающей магистрали, наиболее высоко расположенная и удаленная от ввода наружного теплопровода, и точка А в начале подающей магистрали системы.

Гидростатическое давление в точке Г выражает наибольшее давление в нижней обратной магистрали и в системе отопления вообще

$$P_{\max} = P_2 + \Delta p_{Г-Д}, \quad (7.11)$$

где  $\Delta p_{Г-Д}$  – потери давления в нижней обратной магистрали при перемещении воды от точки Г до точки Д (см. рис. 7.13).

Наибольшее давление не должно превышать рабочего давления для каждого элемента системы отопления. Поэтому выражение (7.11) служит для проверки выполнения этого условия. Если, например, давление  $P_2$  близко к 0,6 МПа, то с учетом потерь давления в обратной магистрали максимальное гидростатическое давление в чугунной арматуре и отопительных приборах, расположенных на уровне ввода наружных теплопроводов и ниже его, превысит рабочее, что может привести к их разрушению.

Гидростатическое давление в точке В выражает наименьшее давление в верхней подающей магистрали и в системе вообще в динамическом режиме

$$P_{\min} = P_2 + \Delta p_{В-Д} - \rho_0 g h, \quad (7.12)$$

где  $\Delta p_{B-D}$  - потери давления при перемещении воды от точки В до точки Д;  $\rho_0$  - плотность охлажденной воды;  $h$  – высота системы отопления.

Выражение (7.12) служит для проверки условия невоскипания высокотемпературной воды, если давление  $P_2$  принимают без учета температуры воды.

Покажем на примере необходимость проверки минимального избыточного давления в системе отопления. Если высота системы  $h=20$  м,  $\Delta p_{B-D}=0,05$  МПа, а давление  $P_2=0,25$  МПа, то минимальное давление в верхней точке при циркуляции воды в системе составит:

$$P_{\min} = 0,25 + 0,05 - (977,81 \cdot 9,81 \cdot 20) 10^{-6} \approx 0,11 \text{ МПа} .$$

Это давление будет недостаточным для предотвращения вскипания воды, имеющей температуру более  $120^\circ\text{C}$ .

Наконец, гидростатическое давление в точке А (если считать, что точка А находится на одном уровне с точкой Д) выражает наибольшее давление в подающей магистрали в динамическом режиме (в точке I на рис.7.11):

$$\begin{aligned} P_1 &= P_2 + \Delta p_{A-D} - \rho_0 g h + \rho_r g h \\ \text{или} \quad P_1 &= P_2 + \Delta p_c - \Delta p_e, \end{aligned} \quad (7.13)$$

где  $\Delta p_c = \Delta p_{A-D}$  - потери давления при движении воды от точки А до точки Д, т. е. общие потери давления в системе отопления;  $\Delta p_e = g h (\rho_0 - \rho_r)$  – естественное циркуляционное давление, возникающее в системе по уравнению (7.4).

Перепишем выражение (7.13) в виде

$$P_1 - P_2 = \Delta p_c - \Delta p_e \quad \text{или} \quad \Delta p_H = \Delta p_c - \Delta p_e \quad (7.13, a)$$

приходим к уравнению (3.9), которое в данном случае означает, что разность гидростатического давления в подающем и обратном наружных теплопроводах на вводе их в здание, вызывающая циркуляцию воды во внутренней системе отопления, меньше потерь давления при движении воды в системе на величину естественного циркуляционного давления. Графическое выражение уравнения (7.13) дано на рис. 7.13 слева.

Рассмотренная закономерность изменения давления в теплопроводах внутренней системы водяного отопления без расширительного бака относится и к случаю применения смесительного насоса или водоструйного элеватора на тепловом вводе в здание.

#### 4. Динамика давления в системе водяного отопления с двумя расширительными баками

Использование в системе отопления двух открытых расширительных баков в случае, например, реконструкции при расширении здания или строительстве новых зданий, может быть допущено с соблюдением определенных условий. Для выявления этих условий рассмотрим возможные случаи присоединения двух баков к теплопроводам системы отопления.

Если два расширительных бака присоединяются к одной точке системы отопления, то эта точка является общей точкой постоянного давления. Вода в обоих баках находится на одном уровне, и все ранее сделанные выводы в этом случае остаются в силе.

Рассмотрим случай, когда два расширительных бака устанавливаются на одном уровне и присоединяются к двум различным точкам системы отопления **последовательно** по направлению движения воды (рис. 7.14). Новый бак 2, присоединенный в точке Б, отличается по вместимости от старого бака 1. На рисунке нанесены пьезометрические линии в статическом (штрихпунктирные) и динамическом (сплошные линии) режимах.

Рис. 7. 14. Динамика давления в системе с двумя расширительными баками

В этом случае до пуска общего циркуляционного насоса в действие вода в баках по закону сообщающихся сосудов находится на одном уровне. При работе насоса приходим к заключению, помня о постоянстве объема воды в системе и о существовании только одной точки постоянного давления в замкнутом циркуляционном кольце, что "нейтральная" точка  $O$  расположится между точками  $B$  и  $A$  (см. рис. 7.14). Тогда в точке  $B$ , попавшей в зону нагнетания насоса, гидростатическое давление увеличится, а в точке  $A$  (в зоне всасывания) уменьшится. Соответственно уровень воды в баке 2 повысится, а в баке 1 понизится (баки уподобятся водяным манометрам). Разность уровней воды в баках по установленной выше зависимости пропорциональна потерям давления в теплопроводе между точками  $B$  и  $A$  (см. формулы (7.7) и (7.8)) .

В частном случае, когда вместимости и площади поперечного сечения баков  $A_1$  и  $A_2$  равны и трубы к бакам и между точками  $B$  и  $A$  одинакового диаметра, повышение уровня воды в одном баке  $h_2$  равно понижению  $h_1$  в другом, а точка постоянного давления  $O$  находится посередине участка  $B-A$ .

При различной вместимости баков, выраженной в нашем случае различной площадью их поперечного сечения, больше изменится уровень воды в баке, имеющем меньшую площадь поперечного сечения. Понижение уровня воды в старом расширительном баке 1 (см. рис. 7.14) составит

$$h_1 = (\Delta p_{B-A} / \rho g)(A_2 / (A_1 + A_2)) , \quad (7.14)$$

где  $\Delta p_{B-A}$  - потери давления в теплопроводе от точки  $B$  до точки  $A$ .

Аналогичный вид имеет выражение для определения величины повышения уровня воды в новом расширительном баке 2

$$h_2 = (\Delta p_{B-A} / \rho g)(A_1 / (A_1 + A_2)) . \quad (7.15)$$

Видно, что положение точки постоянного давления  $O$ , как и изменение уровня воды в баках, при прочих равных условиях зависит от соотношения площадей поперечного сечения расширительных баков. При дальнейшем увеличении площади бака 2 точка  $O$  будет перемещаться по направлению к точке его присоединения (к точке  $B$  на рис. 7.14). Если бак 2 сделать столь большим, что можно пренебречь изменением уровня воды в нем, то точка  $O$  сольется с точкой  $B$ , а поднятие уровня в баке 1 малой площади достигнет максимальной величины

$$h_{1, \max} = \Delta p_{B-A} / \rho g . \quad (7.16)$$

Практически это случай, когда в расширительный бак, присоединенный к общей обратной магистрали, выводится воздушная труба от верхней точки подающей магистрали системы отопления (рис. 7.15). Такая воздушная труба 3 фактически является вторым расширительным баком весьма незначительной площади поперечного сечения, присоединенным в точке  $A$  зоны нагнетания. При действии насоса в воздушной трубе произойдет поднятие уровня воды, пропорциональное потерям давления от точки  $A$  до точки постоянного давления  $O$ , практически совпадающей с точкой присоединения расширительного бака. При этом потери давления могут оказаться столь большими, что в воздушной трубе вода будет не только подниматься, но и выливаться в бак, а затем по соединительной трубе 4 возвращаться в систему. Такое добавочное циркуляционное кольцо может нарушить нормальное действие системы. Следовательно, такой способ удаления воздуха из системы допустим лишь при предварительном рассмотрении изменения давления.

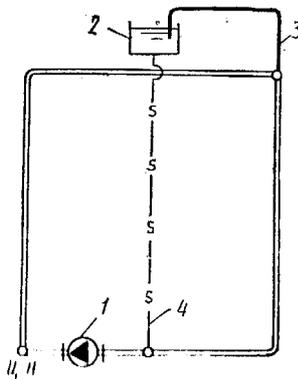


Рис. 7. 15. Размещение воздушной трубы в системе отопления

Рассмотрим еще один случай, когда два расширительных бака устанавливаются на одном уровне и присоединяются к двум различным точкам А и Б системы отопления **параллельно** (рис. 7.16). Это значит, что точки А и Б находятся в различных циркуляционных кольцах системы. В каждом параллельном циркуляционном кольце, как уже установлено, существует своя точка постоянного давления (точки О1 и О2 на рис. 7.16). Из условия постоянства объема воды в системе следует, что если после пуска насоса уровень воды в одном расширительном баке (например, в баке 1) повысится, то в другом (баке 2) он понизится. Баки, как водяные манометры, присоединенные в точках А и Б, покажут создаваемое насосом дополнительное давление в точке А и разрежение в точке Б. В нашем примере это означает, что точка А находится перед точкой постоянного давления О1 своего циркуляционного кольца, т. е. в зоне нагнетания, а точка Б - после точки постоянного давления О2, т. е. в зоне всасывания.

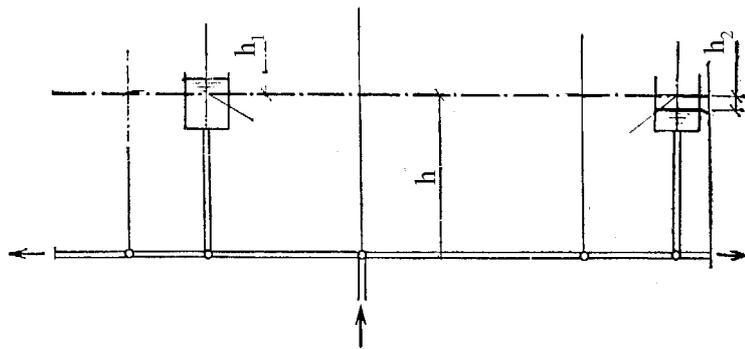


Рис. 7.16 Пьезометрические линии, выражающие изменение давления в зонах нагнетания и всасывания и уровня воды в расширительных баках

На рисунке 7.16 нанесены пьезометрические линии, выражающие изменение давления в зонах нагнетания и всасывания и уровня воды в расширительных баках.

Изменение уровня воды в баках 1 и 2 по-прежнему будет пропорционально потерям давления в теплопроводах от точек их присоединения А и Б до соответствующих точек О1 и О2. Положение последних и изменение уровня воды связано также с соотношением площадей поперечного сечения баков  $A_1$  и  $A_2$ . Отсюда можно выразить высоту подъема воды  $h_1$  в баке I, близком к общей точке В системы отопления,

$$h_1 = ((\Delta p_{A-O1} + \Delta p_{O2-B}) / \rho g)(A_2 / (A_1 + A_2)) \quad (7.17)$$

или в более удобном для вычислений виде

$$h_1 = ((\Delta p_{B-B} - \Delta p_{B-A}) / \rho g)(A_2 / (A_1 + A_2)) . \quad (7.17, a)$$

Аналогичный вид будет иметь и формула для определения величины опускания воды  $h_2$  в баке II.

Если площадь одного из баков (например, бака 2) весьма велика по сравнению с площадью другого, то точка постоянного давления O2 переместится к точке Б, а положение "нейтральной" точки O1 будет зависеть от разности потерь давления на отрезках теплопроводов В-Б и В-А. Когда эта разность положительна, уровень воды в баке I повысится, а точка O1 расположится после точки А (по направлению движения воды). Когда она отрицательна, уровень воды в баке I понизится, а точка O1 будет находиться перед точкой А.

В частном случае, при равных потерях давления  $\Delta p_{B-B} = \Delta p_{B-A}$  точки постоянного давления совпадут с точками А и Б и уровень воды в баках при действии насоса не изменится, каковы бы ни были площади их поперечного сечения.

Практически возможен случай, когда при наличии одного расширительного бака потребуется параллельная установка второго дополнительного бака вновь присоединенной системе отопления. Появление второго бака изменит гидростатическое давление в теплопроводах ранее существовавшей системы отопления.

Рассмотрим изменение гидростатического давления в районной системе теплоснабжения в этом случае. На рис. 7. 17 показано гидростатическое давление в теплопроводах системы теплоснабжения группы зданий в статическом (штрихпунктирная линия) и в динамическом режимах, когда к ранее существовавшей системе слева от тепловой станции с тремя зданиями I-III и расширительным баком 1 добавлена новая система справа с тремя зданиями IV-VI и вторым баком 2. Первый бак установлен в здании III, изменение гидростатического давления в одной левой системе показано сплошными линиями. Второй дополнительный бак помещен в здании VI на одном уровне с первым. Характер изменения гидростатического давления в обеих частях объединенной системы изображен пунктирными линиями.

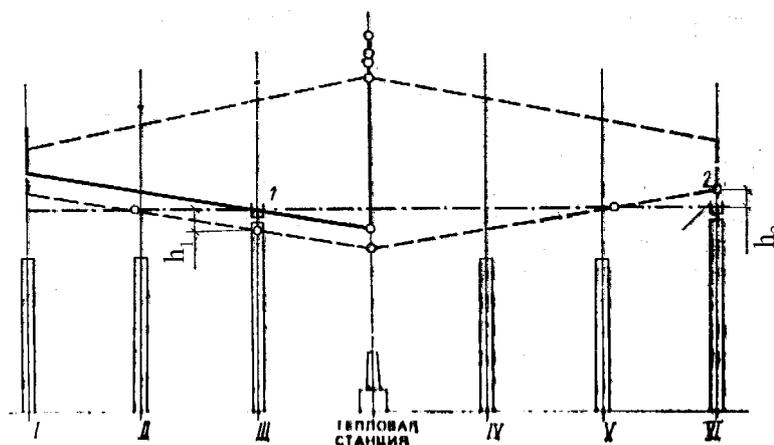


Рис. 7. 17. Гидростатическое давление в теплопроводах системы теплоснабжения группы зданий в статическом и динамическом режимах

Видно, что точки постоянного давления O1 и O2 не совмещаются с точками присоединения расширительных баков к теплопроводам. При этом происходит понижение уровня воды в баке I на величину  $h_1$  и повышение уровня в баке 2 на величину  $h_2$ , что может привести к утечке воды через бак 2 и нарушению функционирования системы отопления здания III.

Отметим недостаток, связанный с установкой двух расширительных баков в удалении друг от друга. При этом почти всегда происходит изменение уровня воды в них, а это влечет за собой уменьшение полезной вместимости того из баков, в котором уровень воды повышается. Потеря полезной вместимости одного из баков связана с потерями давления в теплопроводах между точками присоединения к ним баков. Чем больше потери давления в теплопроводах между двумя последовательными (по движению воды) точками присоединения (см. формулу (7.14)) или чем больше различие в потерях давления до двух параллельных точек присоединения (см. формулу (7.17, а)), тем значительно сократится полезная вместимость одного из баков.

Следовательно, при использовании двух расширительных баков их суммарный объем почти всегда должен выбираться больше объема одного общего бака и это различие в объеме будет возрастать по мере удаления второго бака от первого.

Из рассмотрения динамики давления в насосной системе водяного отопления с двумя расширительными баками можно сделать вывод о необходимости проверять изменение уровня воды в баках. Без такой предварительной проверки колебание уровня воды в баках, даже при точном монтаже и правильной эксплуатации системы отопления, может произойти нарушение циркуляции воды.

Очевидно, что предпочтение следует отдавать присоединению к системе отопления одного расширительного бака. Однако и при использовании одного открытого бака место его присоединения к теплопроводам, особенно в районной системе теплоснабжения группы зданий, должно выбираться с учетом изменения давления в динамическом режиме.

Система водяного отопления может устраиваться и без открытого расширительного бака в том случае, когда обеспечивается необходимое гидростатическое давление во всех ее элементах при различных режимах эксплуатации. При этом возможно применение на тепловой станции закрытого расширительного бака, находящегося под естественным или искусственно повышенным гидростатическим давлением, а также специального насоса или клапана, одновременно осуществляющего подпитку системы.

### 7.3. Естественное циркуляционное давление

Естественное циркуляционное давление является одним из составляющих расчетного циркуляционного давления в системе водяного отопления. Причина его возникновения выше уже рассматривалась (см. 7.2).

Нагревание и охлаждение воды в циркуляционных кольцах системы создает неоднородное распределение ее плотности. В строго горизонтальной системе отопления это явление не вызывает циркуляции воды. Естественная циркуляция воды возникает только в вертикальной системе и в ее вертикальных элементах (двухтрубных стояках, приборных узлах с замыкающим участком однотрубных стояков и пр.). Значение естественного давления, вызывающего циркуляцию воды, определяется разностью гидростатического давления двух столбов воды одинаковой высоты.

Охлаждение теплоносителя в системе водяного отопления происходит непрерывно по мере удаления от теплообменника, на выходе из которого температура воды имеет наивысшее значение, и заканчивается при возвращении ее к теплообменнику. Постепенное остывание воды в теплопроводах сменяется быстрым охлаждением ее в отопительных приборах. Поэтому общее естественное циркуляционное давление  $\Delta p_e$ , возникающее в системе, можно рассматривать как сумму двух величин: давления  $\Delta p_{e,пр}$ , образующегося вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, и давления  $\Delta p_{e,тр}$ , вызываемого охлаждением воды в трубах

$$\Delta p_e = \Delta p_{e,пр} + \Delta p_{e,тр} \quad (7.18)$$

В большинстве случаев и прежде всего в системах отопления многоэтажных зданий первое слагаемое является основным по значению, второе - дополнительным. В частном случае (в малоэтажных зданиях) основным может быть  $\Delta p_{e.тр}$ .

При рассмотрении значений естественного циркуляционного давления используют понятие о **центре охлаждения** теплоносителя. В центре охлаждения фактически постепенное изменение температуры (и плотности) воды по длине теплопровода или отопительного прибора принимают условно скачкообразным. С введением такой условной границы охлаждения можно считать, что на каждой половине длины отрезка теплопровода или прибора вода имеет свою постоянную плотность. При этом гидростатическое давление не должно изменяться. Подобную условную границу изменения температуры воды в генераторе теплоты или теплообменнике системы отопления называют **центром нагревания**.

Определение естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в приборах ( $\Delta p_{e.пр}$ ) связано с видом системы отопления, и это целесообразно сделать совместно с рассмотрением их возможных конструктивных схем (§ 7.4).

При определении значения естественного циркуляционного давления, вызываемого охлаждением воды в трубах ( $\Delta p_{e.тр}$ ), примем, что приборы в циркуляционном кольце отсутствуют и вода охлаждается при теплопередаче только через стенки труб.

Рассмотрим схему такого вертикального циркуляционного кольца теплопровода (рис. 7.18, а), в котором при установившемся движении воды ее плотность постепенно возрастает от значения  $\rho_1$ , (при температуре после центра нагревания) до значения  $\rho_5$  (при температуре перед центром нагревания). На стыках вертикальных и горизонтальных труб покажем промежуточные значения плотности воды.

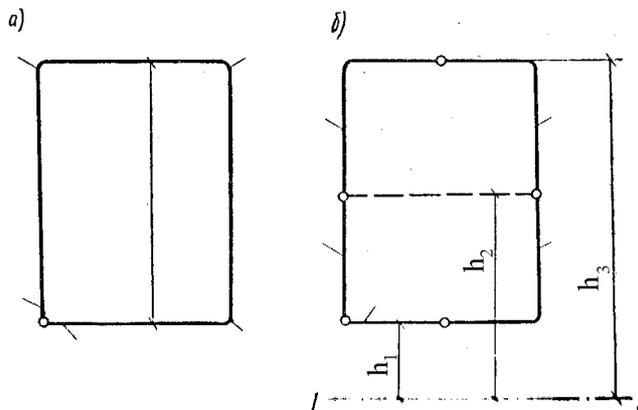


Рис. 7.18. Схема вертикального циркуляционного кольца теплопровода

Естественное давление, вызывающее движение воды в трубах, найдем как разность гидростатического давления двух столбов воды высотой  $h$ , имеющей различную среднюю плотность:

$$\Delta p_{e.тр} = gh((\rho_3 + \rho_4) / 2 - (\rho_1 + \rho_2) / 2). \quad (7.19)$$

Это же значение циркуляционного давления получим в другом виде с использованием условных центров нагревания и охлаждения воды в трубах (рис. 7.18, б), находящихся на некоторой высоте над плоскостью отсчета  $I-I$ :

$$\Delta p_{e.тр} = g((h_3 - h_2)(\rho_3 - \rho_2) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_1)). \quad (7.20)$$

В общем случае при произвольном расположении условных центров нагревания и охлаждения в вертикальном циркуляционном кольце теплопроводов (рис. 7. 19) естественное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах, составит

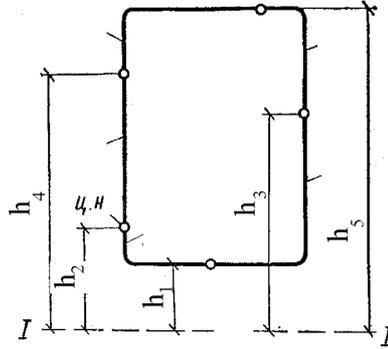


Рис. 7. 19. Расположение условных центров нагрева и охлаждения в вертикальном циркуляционном кольце теплопроводов

$$\Delta p_{e,тр} = g((h_5 - h_4)(\rho_3 - \rho_2) + (h_4 - h_3)(\rho_3 - \rho_1) + (h_3 - h_2)(\rho_4 - \rho_1) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_5))$$

или после преобразования

$$\Delta p_{e,тр} = g(h_5(\rho_3 - \rho_2) + h_4(\rho_2 - \rho_1) + h_3(\rho_4 - \rho_3) + h_2(\rho_1 - \rho_5) + h_1(\rho_5 - \rho_4)) . \quad (7.21)$$

По последнему уравнению можно установить, что для получения значения естественного давления следует вертикальные расстояния от центров охлаждения и нагрева до плоскости отсчета *I-I* умножить на разности плотности воды после и до каждого центра (считая по направлению движения воды). При этом охлаждение над центром нагрева увеличивает циркуляционное давление, нагревание над центром охлаждения его уменьшает (четвертое слагаемое в уравнении получает отрицательное значение, так как  $\rho_1 < \rho_5$ ).

Уравнение (7.21) перепишем в общем виде, используемом при проектировании систем водяного отопления:

$$\Delta p_{e,тр} = g \sum_1^N (h_i(\rho_{i+1} - \rho_i)) . \quad (7.22)$$

Можно сделать **вывод**: значение естественного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в трубах циркуляционного кольца, состоящего из *N* участков, складывается из произведений высоты  $h_i$  расположения центра охлаждения или нагрева над некоторой условной плоскостью на разность плотности воды в концах участка, включающего этот центр.

Видно, что естественное циркуляционное давление тем больше, чем выше расположены центры охлаждения над центром нагрева (обычно за плоскость отсчета принимают плоскость, проходящую через центр нагрева). При расположении хотя бы одного из центров охлаждения ниже центра нагрева (ц.о.4 на рис. 7.19) естественное циркуляционное давление уменьшается.

Следовательно, в системе отопления с верхней разводкой  $\Delta p_{e,тр}$  всегда больше, чем в системе с нижней разводкой, за счет увеличения вертикального расстояния от центров охлаждения в верхней магистрали до центра нагрева.

## 7.4. Расчет естественного циркуляционного давления в системе водяного отопления

Общим, многократно повторяющимся элементом каждой вертикальной или горизонтальной системы является стояк или ветвь. В стояке и ветви отдельные узлы соединения отопительных приборов с трубами (приборные узлы), объединенные промежуточными теплопроводами, создают основу системы отопления, определяющую принцип ее действия и величину естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в приборах. Поэтому расчет естественного циркуляционного давления, связанного с охлаждением воды в отопительных приборах  $\Delta p_{e.пр}$  рассмотрим при различных приборных узлах, входящих в стояки или ветви систем отопления.

### 1. Вертикальные однотрубные системы отопления

**Однотрубная система отопления с верхней разводкой.** На рис. 7.20 приведена расчетная схема части однотрубной системы с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях (см. рис. 6.1). Стояки даны для трехэтажного здания с различными наиболее часто применяемыми приборными узлами. В стояке 1 (Ст.1) показаны проточные узлы, в стояке 2 (Ст.2) - проточно-регулируемые узлы со смещенными обходными участками и трехходовыми регулирующими кранами ( типа КРТ) в стояке 3 (Ст.3) - узлы со смещенными замыкающими участками и проходными регулирующими кранами (типа КРП). Присоединение приборов к стоякам принято односторонним.

Рис. 7. 20. Расчетная схема части однотрубной системы с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях

Здесь и далее система отопления условно изображена со стояками различной конструкции для наглядности при сравнении. Обычно в системе преобладает какой-либо один тип приборного узла (например, проточно-регулируемые узлы), хотя может встретиться еще и другой тип (например, проточные узлы во вспомогательных помещениях). На рисунке над отопительными приборами нанесена тепловая нагрузка, т.е. теплопотребность помещений, Вт. Внутри контура каждого прибора кружком помечен центр охлаждения воды. Проставлено также вертикальное расстояние между центрами охлаждения и центром нагревания (ц. н) воды в тепловом пункте.

Расход воды в стояке  $G_{ст}$ , кг/ч, при заданных теплопотребности помещений, виде отопительных приборов и температуре воды определяется по формуле, аналогичной формуле (3.7),

$$G_{ст} = Q_{ст} \beta_1 \beta_2 / (c \Delta t_{ст}), \quad (7.23)$$

где  $Q_{ст} = \Sigma Q_{п}$  - тепловая нагрузка стояка, равная суммарной теплопотребности помещений, обслуживаемых стояком (при  $Q_{п}$  в Вт вводится множитель 3,6), или, иначе, суммарной тепловой нагрузке приборов;  $\beta_1, \beta_2$  - поправочные коэффициенты (см. формулу (4.21));  $c$  - удельная теплоемкость воды (4,187 кДж/(кг·°C));  $\Delta t_{ст}$  - расчетный перепад температуры воды в стояке.

Видно, что расход воды в однотрубном стояке прямо пропорционален тепловой нагрузке стояка  $Q_{ст}$  и обратно пропорционален расчетному перепаду температуры воды в стояке  $\Delta t_{ст} = t_r - t_0$ . Температура воды на каждом участке стояка будет промежуточной между значениями  $t_r$  и  $t_0$  в зависимости от степени ее охлаждения в том или ином помещении. Зная, что расход воды на всех участках однотрубного стояка не изменяется, составим пропорцию для определения температуры  $t_3$  (см. рис. 7.20)

$$Q_{ст} / (t_r - t_0) = Q_3 / (t_r - t_3),$$

откуда

$$t_3 = t_r - (Q_3 / Q_{ст})(t_r - t_0) .$$

Аналогично

$$t_2 = t_r - ((Q_3 + Q_2) / Q_{ст})(t_r - t_0) .$$

В общем виде температура воды на  $i$ -том участке однотрубного стояка будет равна

$$t_i = t_r - (\Sigma Q_i / Q_{ст}) \Delta t_{ст} , \quad (7.24)$$

где  $\Sigma Q_i$  - суммарная тепловая нагрузка всех отопительных приборов на стояке до рассматриваемого участка (считая по направлению движения воды).

На рис. 7.20 заштрихованы половины высоты двух приборов стояка 1, в которых температура воды условно принята постоянной и равной  $t_3$ . Можно считать, что температура воды  $t_3$  (и плотность ее  $\rho_3$ ) сохраняется в стояке по высоте  $h_3$ , а температура  $t_2$  (и плотность  $\rho_2$ ) - по высоте  $h_2$ .

Гидростатическое давление в стояке при его высоте, равной  $h_3 + h_2 + h_1$  (см. рис. 7.20), не считая части стояка выше условного центра охлаждения верхнего прибора, где температура воды принята равной температуре воды в главном стояке, составит

$$g(h_3\rho_3 + h_2\rho_2 + h_1\rho_0) ,$$

где  $\rho_0$  - плотность воды при расчетной температуре  $t_0$  обратной воды в системе.

Гидростатическое давление в главном стояке (Г.ст на рис. 7.20) с учетом той же высоты при температуре воды  $t_r$

$$g(h_3\rho_r + h_2\rho_r + h_1\rho_r) ,$$

где  $\rho_r$  - плотность воды при расчетной температуре  $t_r$  горячей воды в системе.

Естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной **проточной и проточно-регулируемой** системе отопления с верхней разводкой (см. стояки 1 и 2 на рис. 7.20), возникающее вследствие охлаждения воды в приборах, определяется как разность гидростатического давления в рассматриваемом и главном стояках

$$\Delta p_{е.пр} = g(h_3(\rho_3 - \rho_r) + h_2(\rho_2 - \rho_r) + h_1(\rho_0 - \rho_r)) . \quad (7.25)$$

При увеличении числа этажей в здании число слагаемых в формуле (7.25), а следовательно, и значение  $\Delta p_{е.пр}$  будут возрастать.

Выражение для определения  $\Delta p_{е.пр}$  можно представить в другом виде (более удобном для вычисления, хотя и менее точном), обозначив среднее уменьшение плотности при увеличении температуры воды на  $1^\circ\text{C}$  через  $\beta = (\rho_0 - \rho_r) / (t_r - t_0)$ , кг/(м<sup>3</sup>·°C):

$$\Delta p_{е.пр} = \beta g(h_3(t_r - t_3) + h_2(t_r - t_2) + h_1(t_r - t_0)) , \quad (7.26)$$

Для получения более общей и краткой записи выразим разности температуры через тепловые нагрузки и расход воды в стояке:

$$t_r - t_3 = \Delta t_{\text{пр.3}} = (Q_3 / (cG_{\text{ст}}))\beta_1\beta_2 ; \quad t_r - t_2 = ((Q_3 + Q_2) / (cG_{\text{ст}}))\beta_1\beta_2 ;$$

$$t_r - t_0 = ((Q_3 + Q_2 + Q_1) / (cG_{\text{ст}}))\beta_1\beta_2 .$$

После подстановки в формулу (7.26) найдем в скобках  $Q_3(h_3 + h_2 + h_1) + Q_2(h_2 + h_1) + Q_1h_1$  или  $Q_3h_{\text{III}} + Q_2h_{\text{II}} + Q_1h_{\text{I}}$ , так как  $h_3 + h_2 + h_1 = h_{\text{III}}$  и т.д. (см. рис. 7.20).

Получим более короткое выражение

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = (\beta g / (cG_{\text{ст}}))(Q_3h_{\text{III}} + Q_2h_{\text{II}} + Q_1h_{\text{I}})\beta_1\beta_2 , \quad (7.27)$$

где  $h_{\text{III}}$ ,  $h_{\text{II}}$ ,  $h_{\text{I}}$  - вертикальные расстояния между центрами охлаждения воды в приборах соответственно на III, II и I этажах и центром нагревания.

В общем виде при  $N$  отопительных приборах в однотрубном стояке

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = (\beta g / (cG_{\text{ст}})) \sum_{i=1}^N (Q_i h_i) \beta_1\beta_2 , \quad (7.28)$$

где  $Q_i h_i$  - произведение тепловой нагрузки  $i$ -того прибора на вертикальное расстояние  $h_i$  от его условного центра охлаждения до центра нагревания воды в системе отопления.

В стояках вертикальной однотрубной системы с замыкающими участками (см. стояк 3 на рис. 7.20) температура и плотность воды изменяются не только в отопительных приборах (условные центры охлаждения - кружки внутри контура приборов), но и в точках стояка (черные точки на рисунке), где смешивается вода, выходящая из прибора и из замыкающего участка.

Естественное циркуляционное давление в такой системе по аналогии с формулой (7.25) составит

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g(h_3(\rho_3 - \rho_r) + h_2(\rho_2 - \rho_r) + h'_1(\rho_0 - \rho_r)) . \quad (7.29)$$

Некоторое различие в значениях естественного циркуляционного давления по формулам (7.25) и (7.29) определяется тем, что  $h'_1 < h_1$  на  $0,5h_{\text{пр}}$ . В формуле (7.28) при использовании ее для стояков с замыкающими участками высота  $h_i$  определяется вертикальным расстоянием между центрами нагревания и охлаждения в той точке, где в стояке изменяется температура воды.

В стояке с замыкающими участками имеются также так называемые **малые циркуляционные кольца** у каждого отопительного прибора, образованные самим прибором, подводками к прибору и замыкающим участком. Положение центра охлаждения в приборе и соответствующего центра охлаждения в стояке отличаются на  $0,5h_{\text{пр}}$  (см. стояк 3 на рис. 7.20), и в малом циркуляционном кольце возникает собственное естественное циркуляционное давление (в заштрихованной части прибора вода имеет температуру  $t_{\text{вых}}$ , в замыкающем участке  $t_{\text{вх}}$ )

$$\Delta p_{\text{е.мал}} = g(h_{\text{пр}} / 2)(\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}}) , \quad (7.30)$$

где  $\rho_{\text{вых}}$  и  $\rho_{\text{вх}}$  - плотность воды,  $\text{кг/м}^3$ , соответственно при температуре  $t_{\text{вых}}$  и  $t_{\text{вх}}$  (для прибора на III этаже на рис. 7.20 -  $t_{\text{вх}}=t_r$ ,  $t_{\text{вых}}<t_3$ , часто называемой температурой смеси).

Можно также найти естественное давление в малом циркуляционном кольце в другом виде - как разность гидростатического давления по высоте прибора и замыкающего участка:

$$\Delta p_{e, \text{мал}} = gh_{\text{пр}}(\rho_{\text{ср.пр}} - \rho_{\text{з.у}}), \quad (7.30, a)$$

где  $\rho_{\text{ср.пр}}$  и  $\rho_{\text{з.у}}$  - плотность воды,  $\text{кг/м}^3$ , соответственно при средней температуре в приборе и при ее температуре в замыкающем участке.

Отметим, что в параллельно соединенных участках малого циркуляционного кольца протекают два различных потока воды. Один поток с расходом  $G_{\text{пр}}$ , обеспечивая теплоотдачу прибора охлаждается до температуры  $t_{\text{вых}}$ . Другой в количестве  $G_{\text{з.у}} = G_{\text{ст}} - G_{\text{пр}}$  сохраняет свою температуру, равную  $t_{\text{вх}}$ . В точке смешения этих двух потоков один из них нагревается (вода из прибора), второй - охлаждается (вода из замыкающего участка). Поэтому температуру воды в участках стояка (например,  $t_3$ ) и называют температурой смеси.

Естественное давление в малом циркуляционном кольце при движении воды в стояке сверху вниз способствует возрастанию расхода воды в приборе или, как принято говорить, увеличению затекания воды в отопительный прибор.

**Однотрубная система отопления с нижней разводкой обеих магистралей** (с П-образными стояками - см. рис. 6.2). На рис. 7.21 приведена расчетная схема части такой системы с тупиковым движением воды в магистралях со стояками для трехэтажного здания при теплоснабжении деаэрированной водой. В стояке 1 применены проточно-регулируемые узлы с трехходовыми кранами (типа КРТ), в стояке 2 - узлы со смещенными замыкающими участками и проходными регулирующими кранами (типа КРП). На приборах верхнего этажа установлены воздушные краны.

Рис. 7. 21. Расчетная схема части такой системы с тупиковым движением воды в магистралях

Число приборов на одном этаже здания часто бывает нечетным. Для непарных приборов устраивают П-образные стояки с "холостой" восходящей трубой, либо Т-образные стояки с одной восходящей и двумя нисходящими трубами. Иногда стояки замоноличивают в наружные стены или во внутренние перегородки. Там, где это сделано, стояки фактически превращаются в дополнительные монолитные проточные отопительные приборы, а основные приборы установлены открыто и присоединены к специально предусмотренным патрубкам на стояках.

Расход и температуру воды в стояках определяют по формулам (7.23) и (7.24).

Естественное циркуляционное давление в любом стояке находят как разность гидростатического давления в нисходящей и восходящей частях стояка. Например, для проточно-регулируемого стояка 1

$$\Delta p_{e, \text{пр}} = g(h_3(\rho_3 - \rho_3) + h_2(\rho_2 - \rho_2) + h_1(\rho_0 - \rho_r)), \quad (7.31)$$

где обозначения  $h_3$ ,  $h_2$  и  $h_1$  - см. на рис. 7.20.

И в этом случае действительна формула (7.28) общего вида, причем высота  $h_i$  зависит от положения центров охлаждения воды (кружки в контуре приборов на стояке 1 или черные точки в стояке 2 на рис. 7.21).

Естественное давление в малых циркуляционных кольцах приборов в стояке 2 находят по формуле (7.30) или (7.30, а). В нисходящей (правой на рис. 7.21) части стояка 2 естественное давление в каждом малом циркуляционном кольце, как было отмечено, способствует затеканию воды в отопительные приборы. Напротив, в восходящей (левой) части стояка, где центры охлаждения выше соответствующих центров охлаждения воды в приборах, оно противодействует затеканию воды и относительно уменьшает расход воды в приборах, что вызывает увеличение их площади. Формула (7.31) относится также к бифилярной схеме стояков.

**Однотрубная система отопления с "опрокинутой" циркуляцией воды** (с нижней разводкой подающей магистрали и верхней прокладкой обратной магистрали - см. рис. 6.3). На рис. 7.22 изображена расчетная схема части такой системы с тупиковым движением воды в магистралях со стояками, имеющими проточные приборные узлы (стояк 1), проточно-регулируемые узлы с кранами типа КРТ (стояк 2) и узлы с замыкающими участками и кранами типа КРП (стояк 3). Обходные и замыкающие участки делают, как правило, смещенными от оси стояков.

Рис. 7. 22. Расчетная схема части системы с тупиковым движением воды в магистралях со стояками, имеющими проточные приборные узлы

Расход и температуру воды в стояках определяют по формулам (7.23) и (7.24). Естественное циркуляционное давление  $\Delta p_{e,пр}$  находят по формуле (7.28) или как разность гидростатического давления в главном обратном стояке (Г.ст на рис. 7.22) и в рассматриваемом стояке в здании, имеющем  $N$  этажей:

$$\Delta p_{e,пр} = g(h_{N+1}(\rho_0 - \rho_{N+1}) + h_N(\rho_0 - \rho_N) + \dots + h_2(\rho_0 - \rho_2) + h_1(\rho_0 - \rho_1)) . \quad (7.32)$$

По формуле (7.32) можно дополнительно учесть отличие плотности воды при температуре  $t_{N+1}$  в рассматриваемом стояке, от плотности воды при температуре  $t_0$  в главном обратном стояке.

Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце каждого отопительного прибора стояка 3 (см. рис. 7.22) вычисляют по формуле (7.30) или (7.30, а). В данной системе это давление противодействует затеканию воды во все вертикальные приборы, что приводит к относительному увеличению площади их теплоотдающей поверхности.

Для большинства рассмотренных вертикальных однотрубных систем отопления характерно одностороннее присоединение приборов к стоякам. Это, хотя и увеличивает число стояков, однако позволяет унифицировать узлы обвязки приборов, как по диаметру, так и по длине труб, что необходимо для интенсификации производства при массовом обезличенном изготовлении деталей. Кроме того, отопительные приборы из гладких труб малого диаметра (здесь им уподобляются трубы стояков) имеют повышенный коэффициент теплопередачи по сравнению с другими видами отопительных приборов. Следовательно, при увеличении числа открыто прокладываемых стояков уменьшаются размеры основных отопительных приборов.

На основании полученных формул можно сделать следующие **выводы**:

- в циркуляционных кольцах вертикальных однотрубных систем водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, возрастает с увеличением числа последовательно соединенных отопительных приборов и действует как единая величина, влияющая в равной степени на циркуляцию воды через все отопительные приборы каждого стояка;

- в малых циркуляционных кольцах отопительных приборов в вертикальных однотрубных системах с замыкающими участками возникает дополнительное естественное циркуляционное давление, зависящее от высоты прибора и степени охлаждения воды в нем. Это давление способствует затеканию воды в приборы при движении воды в стояке сверху вниз и противодействует ему при движении воды снизу – вверх.

## *2. Вертикальные двухтрубные системы отопления*

Схемы двухтрубной системы отопления с верхней и нижней разводкой изображены на рис. 6.4. В такой системе для каждого из приборов образуется отдельное циркуляционное кольцо, т.е. число циркуляционных колец в системе равно числу приборов. На рис. 7.23 приведены расчетные схемы двухтрубных стояков с верхней разводкой для двухэтажного (рис. 7.23, а) и с нижней разводкой для  $N$ -этажного здания (рис. 7.23, б). Нетрудно заметить, что в подобных

кольцах двухтрубных систем как с верхней, так и с нижней разводкой возникает одинаковое естественное циркуляционное давление. Его значение в каждом циркуляционном кольце определяется вертикальным расстоянием между центрами охлаждения и нагревания.

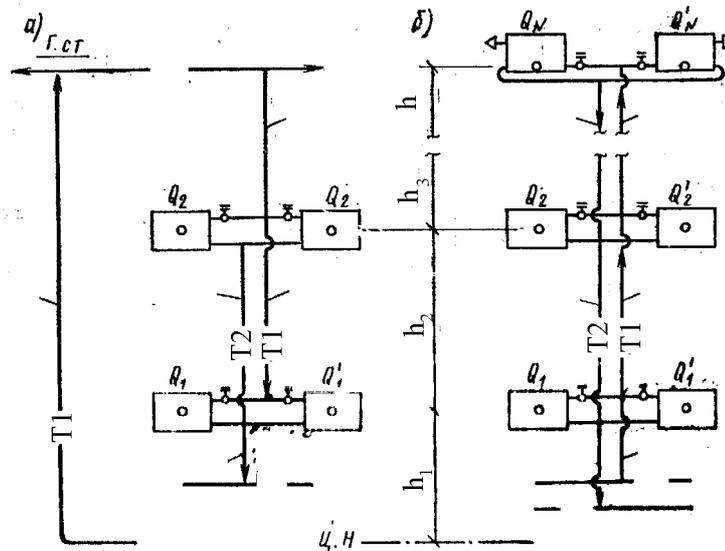


Рис. 7. 23. Расчетные схемы двухтрубных стояков с верхней разводкой

В циркуляционных кольцах через отопительные приборы на первом этаже возникает естественное давление (см. вывод формулы (7.25))

$$\Delta p_{e.пр.I} = gh_1(\rho_0 - \rho_r), \quad (7.33)$$

где  $h_1$  - вертикальное расстояние между центром охлаждения воды в приборах на первом этаже и центром ее нагревания в системе отопления.

В циркуляционных кольцах через отопительные приборы на втором этаже

$$\Delta p_{e.пр.II} = g(h_1 + h_2)(\rho_0 - \rho_r), \quad (7.34)$$

где  $h_2$  - вертикальное расстояние между центрами охлаждения воды в приборах на втором и первом этажах.

При нижней разводке в кольцах через отопительные приборы на верхнем N-м этаже действует максимальное естественное циркуляционное давление

$$\Delta p_{e.пр.N} = g(h_1 + h_2 + \dots + h_N)(\rho_0 - \rho_r). \quad (7.35)$$

Сравнивая написанные формулы, установим, что в циркуляционном кольце какого-либо прибора, расположенного выше другого, возникает дополнительное естественное давление, пропорциональное вертикальному расстоянию между центрами охлаждения воды в этих приборах. Положение центра охлаждения в верхних отопительных приборах на рис. 7.23, б установлено по оси подводов к ним. Неоднородность плотности воды по высоте этих приборов вызывает лишь внутреннюю циркуляцию в приборах и не отражается на циркуляции воды в стояке.

На основании полученных формул сделаем вывод, что в вертикальных двухтрубных системах водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, различно по значению и независимо по действию

для циркуляционных колец приборов, находящихся на разной высоте. Следовательно, в таких системах естественное давление неодинаково влияет на циркуляцию воды через каждый прибор, что в результате может нарушать заданное (расчетное) распределение по приборам воды, подаваемой в стояки насосом. В этом причина наблюдаемой на практике вертикальной тепловой неустойчивости не отрегулированных систем отопления с двухтрубными стояками.

### 3. Горизонтальные однотрубные системы отопления

В горизонтальных однотрубных системах отопления многоэтажных зданий (см. рис. 6.5) последовательно соединенные приборы на каждом этаже, образующие ветвь, располагаются на одной и той же высоте над центром нагревания. Промежуточное изменение температуры и плотности в ветви по горизонтали вследствие охлаждения воды в приборах не отражается на значении естественного циркуляционного давления, которое определяется в зависимости от разности гидростатического давления в стояках (вертикальных участках). В горизонтальных однотрубных системах с приборами, соединенными по проточной (на рис. 7.24, а показано на первом этаже) и по проточно-регулируемой схемам (на рис. 7.24, б - на втором этаже) естественное циркуляционное давление различно в кольцах через ветви на каждом этаже (см. формулы (7.33) - (7.35)):

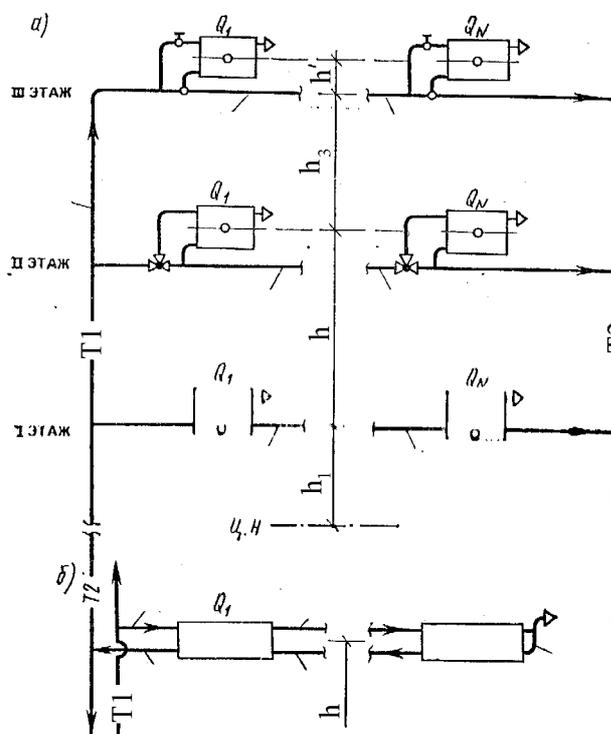


Рис. 7. 24. Схемы горизонтальных однотрубных систем отопления с приборами, соединенными по проточной (а) и по проточно-регулируемой (б) схемам

через ветвь на первом этаже

$$\Delta p_{e.пр.I} = gh_1(\rho_o - \rho_r) ;$$

через ветвь на втором этаже

$$\Delta p_{e.пр.II} = g(h_1 + h_2)(\rho_o - \rho_r)$$

и т. д.

В горизонтальной однотрубной системе с замыкающими участками у приборов (на рис. 7.24, а - на третьем этаже) также возникает различное естественное циркуляционное давление в кольцах через ветви на каждом этаже (формулы те же, высота - до условных центров охлаждения, изображенных на рисунке жирными точками). Кроме того, действует дополнительное естественное давление в малом циркуляционном кольце каждого прибора. Его определяют по формуле, написанной по аналогии с формулой (7.30):

$$\Delta p_{e.мал} = gh'(\rho_{в\text{ых}} - \rho_{в\text{х}}), \quad (7.36)$$

где  $h'$  - вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения воды в приборе и в ветви (см. рис. 7.24, а).

Формулы (7.33)-(7.35) относятся также к горизонтальной бифилярной схеме ветви, изображенной на рис. 7.24, б.

В горизонтальных двухтрубных системах отопления естественное циркуляционное давление, возникающее при охлаждении воды в приборах, определяют по формуле (7.33). Величина этого давления незначительна и учитывается оно, прежде всего, в системах отопления с естественной циркуляцией воды малоэтажных зданий.

Естественное циркуляционное давление в насосной системе водяного отопления является составной частью общего циркуляционного давления, создающего необходимую циркуляцию воды. Общее циркуляционное давление, действующее в расчетных условиях циркуляции, называют расчетным.

### 7.5. Расчетное циркуляционное давление в насосной системе водяного отопления

Под расчетным понимают то значение общего циркуляционного давления, которое выбрано для поддержания расчетного гидравлического режима в системе отопления. Расчетное циркуляционное давление выражает располагаемую разность давления (насосного и естественного), которая в расчетных условиях может быть израсходована на преодоление гидравлического сопротивления движению воды в системе отопления.

Разность давления, создаваемая насосом (насосное циркуляционное давление), постоянна в определенной рабочей точке его характеристики (см. рис. 3.11). Естественная разность давления (естественное циркуляционное давление) переменна и подвержена непрерывному изменению в течение отопительного сезона из-за возрастания или убывания различия в плотности воды в разных частях системы. Следовательно, общее циркуляционное давление также переменна, и задачей является выбор его значения в качестве расчетного.

Расчетное циркуляционное давление  $\Delta p_p$  в системе водяного отопления в общем виде можно определить по формуле

$$\Delta p_p = \Delta p_n + B\Delta p_e \quad (7.37)$$

или

$$\Delta p_p = \Delta p_n + B(\Delta p_{e.пр} + \Delta p_{e.тр}), \quad (7.37, а)$$

где  $\Delta p_n$  - циркуляционное давление, создаваемое насосом (см. § 3.4) или передаваемое в систему отопления через смесительную установку (см. § 3.5);  $\Delta p_{e.пр}$ ,  $\Delta p_{e.тр}$  - естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды (нагретой до расчетной температуры) соответственно в отопительных приборах и в трубах циркуляционного кольца системы (см. §§ 7.4 и 7.3);  $B$  - поправочный коэффициент, учитывающий значение ес-

естественного циркуляционного давления в период поддержания расчетного гидравлического режима в системе ( $B \leq 1$ ).

Воздействие переменного естественного циркуляционного давления вызывает отклонение от расчетного гидравлического режима системы, что отражается на количестве протекающей воды и в итоге на теплопередаче приборов.

По характеру воздействия естественного циркуляционного давления на расход воды (см. выводы в § 7.4) все насосные системы отопления многоэтажных зданий можно разделить на **две группы**:

- вертикальные однотрубные и бифилярные;
- горизонтальные однотрубные и бифилярные, двухтрубные системы.

Расчетный гидравлический режим в этих группах систем приурочен к различным периодам отопительного сезона.

Для вертикальных однотрубных и бифилярных насосных систем (а также для любого вида систем отопления с естественной циркуляцией воды) этот период соответствует температуре наружного воздуха  $t_{н,р}$ , расчетной для отопления зданий в данной местности. При этой температуре естественное циркуляционное давление в системах достигает своего максимального значения ( $B=1$ ). Тогда формула (7.37) для определения расчетного циркуляционного давления в системах отопления **первой группы** принимает вид

$$\Delta p_p = \Delta p_n + \Delta p_e . \quad (7.38)$$

Для горизонтальных однотрубных и бифилярных, двухтрубных насосных систем отопления расчетный гидравлический режим отнесен к периоду наиболее длительного стояния одной и той же температуры наружного воздуха (см. рис. 1). Для большинства районов России это температура близка к средней температуре отопительного сезона. В Москве, например, такая температура наружного воздуха удерживается свыше 2500 ч, т.е. около половины отопительного сезона. При этой температуре наружного воздуха в системе отопления возникает естественное циркуляционное давление, составляющее около 40 % максимального его значения. Поэтому для **второй группы** насосных систем отопления в формуле (7.37) принимают  $B=0,4$  и тогда

$$\Delta p_p = \Delta p_n + 0,4\Delta p_e . \quad (7.39)$$

Выбор разных периодов отопительного сезона для гидравлического расчета двух различных групп систем водяного отопления делается с целью сохранить возможно дольше необходимую теплоотдачу отопительных приборов. Это одно из мероприятий, способствующих эффективности отопления здания.

Эффективность отопления здания связана с поддержанием заданной температуры помещений в течение требуемого периода времени при нормальных условиях эксплуатации. Заданная температура помещений может быть обеспечена только при строгом соответствии теплоотдачи отопительных приборов расчетным предположениям в течение всего отопительного сезона. Следовательно, эффективность отопления обуславливается, прежде всего, **надежностью системы отопления**.

Надежная система отопления должна отвечать условиям безотказности, ремонтпригодности и долговечности. Но, кроме того, надежная система должна обладать тепловой устойчивостью.

Под **тепловой устойчивостью** системы, структура которой не нарушается (не проводятся отключения частей, изменения площади приборов и т.п.), понимается ее свойство пропорционально изменять теплоотдачу всех отопительных приборов при изменении температуры и расхода теплоносителя в течение отопительного сезона.

Большой тепловой устойчивостью отличаются системы первой группы – вертикальные однотрубные и бифилярные. Однако, чтобы обеспечить достаточно устойчивую их работу, при

эксплуатации этих систем нужно уменьшать расход циркулирующей воды одновременно с понижением ее температуры. Так, в теплый период отопительного сезона расход воды в стояках следует уменьшать до приблизительно 60 % расчетного (рис. 7.25). Для такого изменения параметров теплоносителя необходимо проведение автоматического качественно-количественного регулирования в течение всего отопительного сезона.

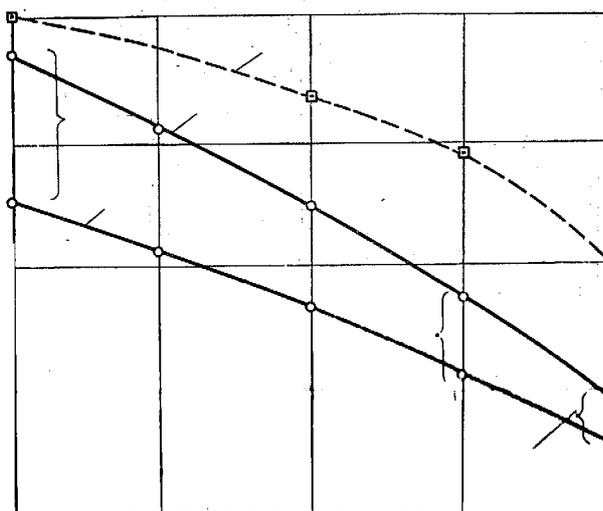


Рис. 7. 25. Изменения параметров теплоносителя при проведении качественно-количественного регулирования в течение всего отопительного сезона

В большинстве случаев автоматического количественного регулирования не предусматривают и роль естественного регулятора расхода воды предоставляют выполнять естественному циркуляционному давлению. Его значения уменьшаются по мере уменьшения разности температуры горячей и охлажденной воды (на рис. 7.25, например, от 25 °С при  $t_n = -30$  °С до 6,5 °С при  $t_n = 10$  °С). При этом сокращается расход воды во всех отопительных приборах каждого стояка (что было установлено в § 7.4). Этим объясняется, что при определении расчетного циркуляционного давления в вертикальных однотрубных и бифилярных насосных системах отопления (см. формулу (7.38)) к насосному давлению прибавляется максимальное значение естественного циркуляционного давления ( $B=1$ ).

Меньшая тепловая устойчивость присуща горизонтальным однотрубным и бифилярным и, особенно, вертикальным двухтрубным системам отопления. В циркуляционных кольцах этих систем в результате изменения различного по величине естественного циркуляционного давления заметно нарушается расчетный гидравлический режим отопительных приборов. Вода, подаваемая циркуляционным насосом в стояки, перераспределяется между ветвями и приборами. В холодный период отопительного сезона ( $t_n < t_{cp.o.c}$ ) значительно увеличивается расход воды в верхней части систем при сокращении расхода в нижней части. В теплый период ( $t_n > t_{cp.o.c}$ ) возрастает расход воды в нижней части за счет верхней. Таким образом, в этих системах неизбежно возникает вертикальное гидравлическое и, как следствие, тепловое разрегулирование – нарушение тепловой устойчивости.

Выбор расчетного циркуляционного давления по формуле (7.39) создает условия для длительного действия отопительных приборов горизонтальных однотрубных и бифилярных, вертикальных двухтрубных насосных систем в расчетном гидравлическом режиме с сохранением тепловой устойчивости. Такой подход к выбору  $\Delta p_p$  способствует также

уменьшению величины вертикального теплового разрегулирования при низкой и высокой температуре наружного воздуха и сокращению продолжительности этих периодов в процессе эксплуатации систем отопления.

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ**

1. Почему высота расположения открытого расширительного бака, соединенного с системой водяного отопления двумя вертикальными трубами, не влияет на величину естественного циркуляционного давления в системе?
2. Сопоставьте изменение гидростатического давления в насосной системе водяного отопления в зависимости от точек присоединения открытого расширительного бака, традиционных для российской и германской практики.
3. Исследуйте условия, при которых в районной системе водяного отопления возможны в отдельных зданиях подсос воздуха в трубы или разрушение отопительных приборов.
4. Выведите зависимости для определения предельно целесообразного расстояния между точками параллельного включения двух расширительных баков в различных частях районной системы водяного отопления.
5. Определите относительные значения естественного циркуляционного давления (приняв за единицу его значение при расчетной для отопления температуре наружного воздуха) при температуре наружного воздуха в местных условиях: средней в январе месяце, средней в течение отопительного сезона, в начале и конце отопительного сезона.
6. Выведите формулу (7.27) с включением в нее тепловой нагрузки стояка вместо расхода воды.
7. Установите зависимость величины естественного циркуляционного давления в малых циркуляционных кольцах вертикальной однотрубной системы водяного отопления от числа последовательно включенных в стояки отопительных приборов.
8. Проанализируйте влияние естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в приборах двухтрубной насосной системы водяного отопления, на распределение теплоносителя между отопительными приборами, расположенными на различных этажах многоэтажного здания.
9. Сравните в расчетных условиях величину естественного циркуляционного давления в малых циркуляционных кольцах с радиаторами, установленными в вертикальной и горизонтальной однотрубных системах водяного отопления.
10. Оцените относительную тепловую устойчивость вертикальной однотрубной, горизонтальной однотрубной и вертикальной двухтрубной насосных систем водяного отопления многоэтажного здания.

## **8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ**

### **8.1. Основные положения гидравлического расчета системы водяного отопления**

Система водяного отопления представляет собой разветвленную закольцованную сеть труб и приборов, заполненных водой. Вода в течение отопительного сезона находится в постоянном кругообороте. По трубам – теплопроводам – нагретая вода распределяется по отопительным приборам, охлажденная в приборах вода собирается воедино, нагревается в теплообменнике и вновь направляется к приборам. Теплопроводы предназначены для доставки и передачи в каждое помещение обогреваемого здания необходимого количества тепловой энергии. Так как

теплопередача происходит при охлаждении определенного количества воды, требуется выполнить гидравлический расчет системы.

Гидравлический расчет проводится в соответствии с законами гидравлики. Расчет основан на следующем **принципе**: при установившемся движении воды действующая в системе разность давления (насосного и естественного) полностью расходуется на преодоление гидравлического сопротивления движению.

Правильный гидравлический расчет предопределяет работоспособность системы отопления. Точный расчет системы связан с решением большого числа нелинейных уравнений. Решение упрощается при выполнении требований СНиП применять трубы по имеющемуся сортаменту. В этих условиях гидравлический расчет заключается в подборе по сортаменту площади поперечного сечения (диаметра) труб, достаточной для подачи нужного количества воды в приборы системы. Потери давления при перемещении требуемого количества воды по трубам принятого диаметра определяют гидравлическое сопротивление системы.

Гидравлическое сопротивление системы, как установлено ранее, должно соответствовать действующей разности давления, а в расчетных условиях циркуляции воды – расчетному циркуляционному давлению.

Гидравлический расчет выполняют по пространственной **схеме системы отопления**, вычерчиваемой обычно в аксонометрической проекции. На схеме системы выявляют циркуляционные кольца, делят их на участки и наносят тепловые нагрузки. В циркуляционное кольцо могут быть включены один (двухтрубная система) или несколько (однотрубная система) отопительных приборов, теплогенератор или теплообменник, а также побудитель циркуляции теплоносителя в насосной системе отопления.

**Участком** называют трубу или трубы с одним и тем же расходом теплоносителя. Последовательно соединенные участки, образующие замкнутый контур циркуляции воды через теплогенератор (теплообменник), составляют **циркуляционное кольцо** системы.

**Тепловая нагрузка прибора** (точнее прибора с прилегающим этажестояком) принимается равной расчетным теплотерям помещений  $Q_{п}$  (за вычетом тепlopоступлений, если они имеются).

**Тепловая нагрузка участка**  $Q_{уч}$  составляется из тепловых нагрузок приборов, обслуживаемых протекающей по участку водой:

$$Q_{уч} = \Sigma Q_{п} . \quad (8.1)$$

Для участка подающего теплопровода тепловая нагрузка выражает запас теплоты в протекающей горячей воде, предназначенной для последующей (на дальнейшем пути воды) теплопередачи в помещения. Для участка обратного теплопровода – потери теплоты протекающей охлажденной водой при теплопередаче в помещения (на предшествующем пути воды). Тепловая нагрузка участка предназначена для определения расхода воды на участке в процессе гидравлического расчета.

**Расход воды на участке**  $G_{уч}$  при расчетной разности температуры воды в системе  $t_r - t_o$  по аналогии с формулой (3.7) с учетом дополнительной теплоподачи в помещения

$$G_{уч} = Q_{уч} \beta_1 \beta_2 / (c(t_r - t_o)) , \quad (8.2)$$

где  $Q_{уч}$  – тепловая нагрузка участка, найденная по формуле (8.1);  $\beta_1, \beta_2$  – поправочные коэффициенты, учитывающие дополнительную теплоподачу в помещения (см. пояснения к формуле (4.21));  $c$  – удельная массовая теплоемкость воды, равная  $4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ .

Для получения расхода воды на участке в кг/ч тепловую нагрузку в Вт следует выразить в кДж/ч, т. е. умножить на  $(3600/1000)=3,6$ .

**Тепловая нагрузка системы** отопления в целом равна сумме тепловых нагрузок всех отопительных приборов (теплопотерь помещений). По общей теплопотребности для отопления здания определяют **расход воды в системе отопления** (см. формулу (3.7))

$$G_c = Q_c / (c(t_r - t_o)) = \sum Q_n \beta_1 \beta_2 / (c(t_r - t_o)) \quad (8.3)$$

(пояснения – см. формулу (8.2)).

Гидравлический расчет связан с тепловым расчетом отопительных приборов и труб. Требуется многократное повторение расчетов для выявления действительных расхода и температуры воды, необходимой площади приборов. Для этого используют ЭВМ. При расчете вручную сначала выполняют гидравлический расчет системы, принимая средние значения коэффициента местного сопротивления (КМС) приборов, затем – тепловой расчет труб и приборов.

Если в системе применяют конвекторы, в конструкцию которых входят трубы  $D_{y15}$  и  $D_{y20}$ , то для более точного расчета предварительно определяют длину этих труб, а после гидравлического расчета с учетом потерь давления в трубах приборов, уточнив расход и температуру воды, вносят поправки в размеры приборов.

При гидравлическом расчете потери давления на каждом участке  $\Delta p_{yч}$ , Па, циркуляционных колец системы отопления определяют по формуле Дарси-Вейсбаха, известной из курса гидравлики

$$\Delta p_{yч} = (\lambda / d_b) l_{yч} (\rho w^2 / 2) + \sum \zeta_{yч} (\rho w^2 / 2), \quad (8.4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, определяющий в долях гидродинамического давления ( $\rho w^2 / 2$ , Па) линейную потери гидростатического давления на длине трубы, равной ее внутреннему диаметру  $d_b$ , м;  $l$  – длина участка, м;  $\sum \zeta_{yч}$  – сумма КМС на участке, выражающая местные потери гидростатического давления в долях гидродинамического давления (значения КМС приведены в справочной литературе);  $\rho$  и  $w$  – соответственно средняя плотность,  $кг/м^3$ , и скорость движения, м/с, воды на участке.

По формуле (8.4) находят падение гидростатического давления в потоке воды вследствие **линейной потери** (первое слагаемое) при трении о стенки трубы и **местных сопротивлений** (второе слагаемое) из-за деформации потока в фасонных частях, арматуре и приборах.

**Коэффициент гидравлического трения**  $\lambda$  зависит от режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного) в трубах и приборах систем отопления.

При **ламинарном** движении воды коэффициент гидравлического трения по формуле Пуазейля с поправкой на шероховатость труб (действительная в диапазоне изменения числа Рейнольдса от 300 до 7000)

$$\lambda = (64 / Re)(1 + 4(d_b / k_3)^{0,8}), \quad (8.5)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса ( $Re = wd_b / \nu$ );  $k_3$  – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности труб (в системах водяного отопления принимают  $k_3=0,2$  мм).

При **турбулентном** движении воды в трубах (во всей области турбулентного режима от гидравлически гладких до вполне шероховатых труб) наиболее часто (с учетом зарубежной практики) используют формулу Колбрука (в отечественной практике применяют также формулу А. Д. Альтшуля)

$$1 / (\lambda^{0,5}) = - 2 \lg(2,51 / (Re \lambda^{0,5}) + k_3 / (3,7d_b)). \quad (8.6)$$

Турбулентное движение воды наблюдается в современных насосных системах (особенно одноконтурных) многоэтажных зданий.

Ламинарное движение встречается в чугунных отопительных приборах и в трубах систем с естественной циркуляцией воды малоэтажных зданий.

Коэффициент гидравлического трения дополнительно возрастает при малой скорости движения в связи со значительным охлаждением воды в трубах.

**Коэффициент местного сопротивления (КМС)  $\zeta$**  зависит в основном от геометрической формы препятствий движению (арматура, приборы, воздухоотборники, грязевики, коллекторы и т. п.), изменения направления движения и расхода воды (в тройниках, крестовинах, отводах, скобах, утках, калачах и других фасонных частях).

Значения КМС, как правило, определяют опытным путем, и при гидравлических расчетах насосных систем отопления усредняют (хотя известно, что  $\zeta$  увеличивается под влиянием вязкости при малой скорости движения вода). Для тройников и крестовин находят по отдельности значения КМС для прямых проходов и ответвлений, отнесенные к гидродинамическому давлению в потоках до их слияния или после деления в этих фасонных частях, т.е. к участкам с меньшим расходом вода. Например, КМС равнобедренного тройника при делении потока воды пополам составляют на проходе 2,2, на ответвлении 5,4. При слиянии равных потоков – соответственно 2,2 и 2,0. Число 2,0 означает, что потеря гидростатического давления при слиянии бокового потока с прямым равна двум единицам гидродинамического давления, причем последнее подсчитано по значению скорости движения воды в боковом ответвлении.

## 8.2. Способы гидравлического расчета системы водяного отопления

Гидравлический расчет системы водяного отопления выполняют различными способами. Рассмотрим наиболее распространенные из них.

**Первый способ** гидравлического расчета – **по удельной линейной потере давления**, когда подбирают диаметр труб при равных (или, как иногда говорят, постоянных) перепадах температуры воды во всех стояках и ветвях  $\Delta t_{ст}$ , соответствующих расчетному перепаду температуры воды во всей системе  $\Delta t_c$

$$\Delta t_{ст} = \Delta t_c, \quad (8.7)$$

причем  $\Delta t_c = t_r - t_o$ .

Предварительно вычисляют расход воды на каждом участке по формуле (8.2). Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют отдельно по преобразованной формуле (8.4)

$$\Delta p_{уч} = (\lambda / d_b)(\rho w^2 / 2)l_{уч} + \sum \zeta_{уч}(\rho w^2 / 2) = Rl_{уч} + Z, \quad (8.8)$$

где  $R = (\lambda / d_b)(\rho w^2 / 2)$  – удельная потеря давления на трение на длине 1 м, Па/м;  $Z = \sum \zeta_{уч}(\rho w^2 / 2)$  – потери давления на местные сопротивления, Па.

Потери давления в циркуляционном кольце системы:  
при последовательном соединении N участков

$$\Delta p_{общ} = \sum_{i=1}^N (Rl_{уч} + Z)_i, \quad (8.9)$$

т.е. равны сумме потерь давления на участках, составляющих кольцо;

при параллельном соединении двух участков, стояков или ветвей

$$\Delta p_i = \Delta p_j, \quad (8.10)$$

т.е. потери давления на параллельно соединенных участках, стояках или ветвях равны.

**Второй способ** гидравлического расчета – по характеристикам сопротивления и проводимостям, когда устанавливают распределение потоков воды в циркуляционных кольцах системы и получают неравные (употребляют также термины: переменные, скользящие) перепады температуры воды в стояках и ветвях

$$\Delta t_{ст} \geq \Delta t_c. \quad (8.11)$$

При этом допускают отклонение  $\Delta t_{ст}$  на  $\pm 7$  °С (при  $t_r$  до 115 °С) и ограничивают минимальную температуру воды, уходящей из стояков и ветвей в расчетных условиях, 60 °С. Предварительно выбирают диаметр труб на каждом участке с учетом допустимой скорости движения воды и конструктивных соображений.

Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют совместно по преобразованной формуле (8.4)

$$\Delta p_{уч} = ((\lambda / d_B) l_{уч} + \Sigma \zeta_{уч}) (\rho w_{уч}^2 / 2) = (A_{уч} ((\lambda / d_B) l_{уч} + \Sigma \zeta_{уч})) G_{уч}^2 = S_{уч} G_{уч}^2, \quad (8.12)$$

где  $w_{уч} = 4G_{уч} / (3600\rho\pi d_B^2)$  – скорость движения воды, м/с;  $G_{уч}$  – расход воды на рассчитываемом участке, кг/ч;  $A_{уч}$  – удельное гидродинамическое давление на участке, Па/(кг/ч)<sup>2</sup>, возникающее при расходе воды 1 кг/ч, которое вычисляется по формуле (после подстановки значения числа  $\pi$  и преобразования)

$$A_{уч} = 6,25 / (10^8 \rho d_B^4); \quad (8.13)$$

$S_{уч}$  – характеристика гидравлического сопротивления участка, Па/(кг/ч)<sup>2</sup>, выражающая потери давления на участке при единичном расходе воды (1 кг/ч), которая определяется по формуле (см. формулу (8.12))

$$S_{уч} = A_{уч} ((\lambda / d_B) l_{уч} + \Sigma \zeta_{уч}). \quad (8.14)$$

Потери давления на участке могут быть найдены помимо формулы (8.12), т.е. по зависимости  $\Delta p_{уч} = S_{уч} G_{уч}^2$ , еще и исходя из проводимости участка

$$\Delta p_{уч} = (G_{уч} / \sigma_{уч})^2, \quad (8.15)$$

где  $\sigma_{уч}$  – **проводимость** участка, кг/(ч·Па<sup>0,5</sup>), показывающая расход воды при единичной потере давления на участке (1 Па).

Проводимость связана с характеристикой сопротивления зависимостью

$$\sigma = 1 / S^{0,5}. \quad (8.16)$$

Характеристика сопротивления может быть получена как для отдельного участка, так и для нескольких участков, соединенных между собой последовательно или параллельно. Общая характеристика гидравлического сопротивления **последовательно соединенных** N участков (при одинаковых расходах теплоносителя на всех участках)

$$S_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N S_i, \quad (8.17)$$

т. е. равна сумме характеристик сопротивления участков.

Общая характеристика гидравлического сопротивления **параллельно соединенных** двух участков (характеристика сопротивления так называемого узла)

$$S_{\text{уз}} = 1 / (\sigma_1 + \sigma_2)^2 = 1 / (1 / S_1^{0.5} + 1 / S_2^{0.5})^2, \quad (8.18)$$

т.е. характеристика сопротивления узла параллельных участков равняется обратной величине квадрата суммы проводимостей участков, его составляющих (при условии равенства естественных циркуляционных давлений, действующих в кольцах, включающих параллельно соединенные участки).

В данном случае проводимости участков -  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$ . При включении в узел третьего параллельного участка с характеристикой сопротивления  $S_3$  (проводимостью  $\sigma_3$ ) в формулу (8.18) вводится третье слагаемое в скобки знаменателя -  $\sigma_3$  (или  $1 / S_3^{0.5}$ ).

Характеристики сопротивления узлов, соединенных последовательно с участками, суммируют с характеристиками сопротивления этих участков по формуле (8.17). Следовательно, характеристика сопротивления однетрубного стояка, состоящего из последовательно соединенных приборных узлов и участков

$$S_{\text{ст}} = \sum S_{\text{уч}} + \sum S_{\text{уз}}. \quad (8.19)$$

В сложные узлы могут объединяться параллельно соединенные и стояки и ветви системы для получения  $S_c$  – характеристики сопротивления системы. Тогда потери давления в системе  $\Delta p_c$  при известном расходе воды  $G_c$  могут быть найдены по формуле, аналогичной формуле (8.12):

$$\Delta p_c = S_c G_c^2. \quad (8.20)$$

Гидравлический расчет по первому способу раскрывает физическую картину распределения сопротивлений в системе, но выполняется с невязками потерь давления в смежных циркуляционных кольцах. Вследствие этого на практике после окончания монтажных работ требуется проводить пусконаладочное регулирование системы во избежание нарушения расчетного распределения воды по отопительным приборам.

Гидравлический расчет по второму способу применяют при повышенной скорости движения воды в системе, когда возможно использование постоянных значений коэффициентов  $\lambda$  и  $\zeta$ . В результате расчета определяются действительные значения расхода и температуры воды в ветвях, стояках и приборах системы отопления.

Известны также способы гидравлического расчета систем отопления по приведенным длинам и по динамическим давлениям, основанные также на формуле (8.4).

Приведенные длины участков включают дополнительные длины труб, эквивалентные по потерям давления потерям на участках в местных сопротивлениях ( $l_{\text{пр}} = l_{\text{уч}} + l_{\text{эКВ}}$ ). Способ приведенных длин применяется при гидравлических расчетах систем парового отопления высокого давления и наружных теплопроводов.

При гидравлическом расчете по динамическим давлениям ( $p_{\text{дин}} = \rho w^2 / 2$ ), наоборот, к КМС участков прибавляют дополнительные КМС, эквивалентные по потерям давления линейным потерям на участках ( $\sum \zeta_{\text{пр}} = \sum \zeta_{\text{уч}} + \sum \zeta_{\text{эКВ}}$ ). Способ динамических давлений целесообразно

применять для расчета систем водяного отопления с короткими участками и многочисленными местными сопротивлениями.

### 8.3. Гидравлический расчет системы водяного отопления по удельной линейной потере давления

Расчет начинают с основного циркуляционного кольца системы.

**Основным** считают циркуляционное кольцо, в котором расчетное циркуляционное давление  $\Delta p_p$ , приходящееся на единицу длины кольца  $\Sigma l$ , имеет наименьшее значение, т. е.

$$\Delta p_1 = \Delta p_p / \Sigma l = \min . \quad (8.21)$$

В вертикальной однотрубной системе – это кольцо через наиболее нагруженный стояк из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или также через наиболее нагруженный стояк, но из средних стояков при попутном движении воды в магистралях. В вертикальной двухтрубной системе – это кольцо через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или наиболее нагруженного из средних стояков при попутном движении воды в магистралях.

В горизонтальной однотрубной системе многоэтажного здания основное циркуляционное кольцо выбирают по меньшему значению  $\Delta p_1$  (см. выражение (8.21)) в двух циркуляционных кольцах через ветви на верхнем и нижнем этажах. Так же поступают при расчете системы с естественной циркуляцией воды, сравнивая значения  $\Delta p_1$  в циркуляционных кольцах через отопительные приборы, находящиеся на различных расстояниях от теплового пункта.

При выборе диаметра труб в циркуляционном кольце исходят из принятого расхода воды и среднего ориентировочного значения удельной линейной потери давления  $R_{cp}$ , Па/м, определяемого по формуле (считая потери давления на трение равными 65 %  $\Delta p_p$ )

$$R_{cp} = 0,65 \Delta p_p / \Sigma l , \quad (8.22)$$

где  $\Sigma l$  – общая длина последовательно соединенных участков, составляющих основное циркуляционное кольцо, м.

Гидравлический расчет проводят на ЭВМ или вручную, используя вспомогательные таблицы, составленные при усредненной плотности воды  $\rho_{cp}$  с учетом зависимости коэффициента гидравлического трения от режима движения воды по формулам (8.5) и (8.6). Для примера ниже приведены выборки из этих таблиц (табл. 8.1 и 8.2).

Потери давления в основном циркуляционном кольце, состоящем из  $N$  последовательно соединенных участков, рассчитанные рассмотренным выше способом по формуле (8.9)

$$\sum_{i=1}^N (R_{l_{уч}} + Z)_i = (0,9 \dots 0,95) \Delta p_p , \quad (8.23)$$

т. е. они должны быть меньше расчетного циркуляционного давления  $\Delta p_p$  на 5...10 % (запас, учитывающий дополнительные потери давления вследствие отступления от проекта при монтаже системы).

**Таблица 8.1. Удельные линейные потери давления R, Па/м  
( $t_r=95\dots105\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_o=70\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $k_s=0,2\text{ мм}$ )**

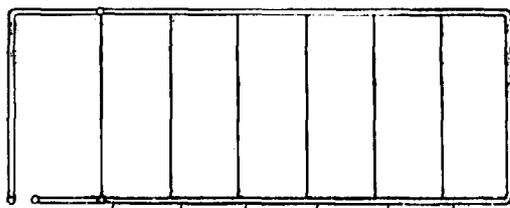
Потери давления R, Па/м	Расход G, кг/ч (над чертой), и скорость движения воды w, м/с (под чертой), в стальных легких водогазопроводных трубах диаметром условного прохода, мм						
	10	15	20	25	32	40	50
140	<u>128</u> 0,273	<u>236</u> 0,321	<u>519</u> 0,393	<u>1007</u> 0,466	<u>2099</u> 0,561	<u>3009</u> 0,611	<u>5878</u> 0,726
150	<u>132</u> 0,283	<u>245</u> 0,332	<u>538</u> 0,407	<u>1044</u> 0,483	<u>2175</u> 0,581	<u>3118</u> 0,636	<u>6090</u> 0,752

**Таблица 8.2. Потери давления в местных сопротивлениях Z, Па**

Скорость движения воды w, м/с	Сумма коэффициентов местных сопротивлений						
	1	2	3	4	5	6	7
0,320	50,0	100	150	200	250	300	350
0,325	51,6	103	155	206	258	310	361
0,330	53,2	106	159	213	266	319	373

На рис. 8.1 двойными линиями показаны участки основных циркуляционных колец систем отопления с тупиковым (рис. 8.1, а) и попутным (рис. 8.1, б) движением воды в магистралях. Цифрами 1-7 отмечены точки присоединения соответствующих стояков к подающей магистрали, цифрами 1'-7' – к обратной магистрали.

а)



б)

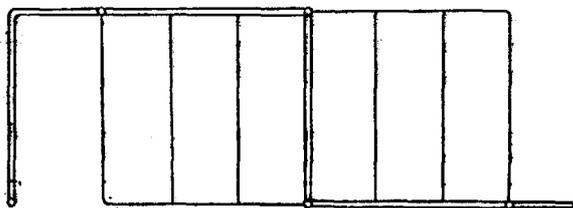


Рис. 8. 1. Выбор основного циркуляционного кольца для различных схем систем отопления

Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца системы с **тупиковым движением воды** дает возможность установить изменение давления по всей длине подающих и обратных магистралей. После расчета строят эпюру циркуляционного давления в магистралях. По горизонтали наносят длину участков магистралей и отмечают номера стояков. По вертикали откладывают потери давления на участках магистралей и в стояке (стояк 7 на рис. 8.1), входящем в основное циркуляционное кольцо (рис. 8. 2). Падение циркуляционного давления по длине каждого участка магистралей считают равномерным (изображено на рисунке наклонными сплошными линиями). Общие потери давления на всех участках стояка 7 выражены вертикальным отрезком 7-7'.

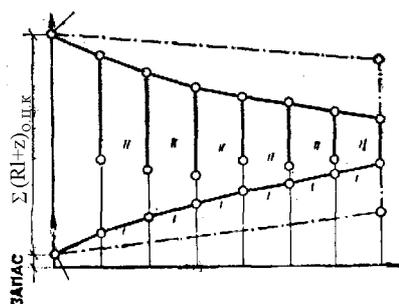


Рис. 8. 2. Эпюра распределения давления при тупиковой схеме системы отопления

По эпюре выявляют располагаемое циркуляционное давление в точках присоединения к магистралям промежуточных стояков (стояков 1-6 на рис. 8.2), входящих по второстепенные циркуляционные кольца, к расчету которых переходят после расчета основного циркуляционного кольца.

**Второстепенные циркуляционные кольца** состоят из общих участков основного кольца (уже рассчитанных) и дополнительных (не общих) еще не рассчитанных участков. Их гидравлический расчет проводится с увязкой потерь давления. Термин “увязка” означает получение равенства потерь давления на параллельно соединенных дополнительных участках какого-либо второстепенного кольца и не общих участках основного кольца (согласно формуле (8.10)). Следовательно, в каждом новом кольце рассчитываются только дополнительные (не общие) участки, в данном случае – только промежуточные стояки. Для увязки потери давления в любом промежуточном стояке должны равняться располагаемому циркуляционному давлению  $\Delta p_{p.ст}$ , фактически заданному в результате расчета основного кольца (на эпюре выражено разностью давления в точках присоединения стояка к магистралям).

Таким образом, гидравлический расчет второстепенных циркуляционных колец в системе с тупиковым движением воды в магистралях сводится к расчету промежуточных стояков с получением равенства:

$$\Sigma(Rl + Z)_{ст} = \Delta p_{p.ст}, \quad (8.24)$$

где  $\Delta p_{p.ст}$  – располагаемое циркуляционное давление, полученное в результате расчета основного циркуляционного кольца.

Следовательно, располагаемое циркуляционное давление  $\Delta p_{p.ст}$  должно быть равно потерям давления (уже известным) на участках основного кольца, замыкающих рассматриваемый стояк. Таким образом, для двухтрубной системы

$$\Delta p_{p.ст} = \Sigma(Rl + Z)_{осн}; \quad (8.25)$$

для однетрубной системы

$$\Delta p_{p.ст} = \Sigma(Rl + Z)_{осн} + (\Delta p_{e.вт} - \Delta p_{e.осн}), \quad (8.26)$$

т. е. с поправкой на разность естественного циркуляционного давления во второстепенном  $\Delta p_{e.вт}$  и основном  $\Delta p_{e.осн}$  кольцах.

Например, для стояка 1 (см. рис. 8.1, а) по формуле (8.25)

$$\Delta p_{p.ст.1} = \Sigma(Rl + Z)_{1-7-7'-1'}$$

В системах с тупиковым движением воды затруднительно при ограниченном сорimente труб достигнуть выполнения равенства по формуле (8.24). Поэтому при определении потерь давления в промежуточных стояках допускают невязку до 15 % с располагаемым циркуляционным давлением.

На рис.8.2 показано, что потери давления в циркуляционных кольцах различной длины не одинаковы. Наибольшие потери давления имеют место в основном циркуляционном кольце через дальний от теплового пункта (и наиболее нагруженный) стояк 7, наименьшие – во второстепенном кольце через ближний стояк 1. Избыток циркуляционного давления – невязка (изображенный на рисунке ординатой 1-1''), вызовет, если он превышает  $0,15\Delta p_{p.ст.1}$  недопустимое перераспределение количества воды, протекающей в магистралях и стояках. В результате возникнет горизонтальное разрегулирование системы с отклонением от расчетных расхода и температуры воды, а также теплопередачи приборов.

Во избежание разрегулирования системы потери давления (гидравлическое сопротивление) во всех циркуляционных кольцах можно привести в соответствие с расчетным циркуляционным давлением путем поглощения избытка давления дросселирующими диафрагмами на стояках. Ее диаметр  $d_d$ , мм, определяется по формуле

$$d_d = 3,5(G_{ст}^2 / \Delta p_d)^{0,25}, \quad (8.27)$$

где  $G_{ст}$  – расчетный расход воды в стояке, кг/ч;  $\Delta p_d$  – избыток давления, который необходимо поглотить диафрагмой, Па (например, для стояка 1 на рис. 8.1 согласно рис. 8.2  $\Delta p_d = \Delta p_{1'-1''}$ ).

Применение диафрагмы должно быть крайней мерой для увязки стояков системы отопления, так как в месте ее установки (обычно у отключающего крана на входе воды в стояк) возможен засор системы. В связи с этим диаметр диафрагмы должен быть не менее 3 мм.

В соответствии с современными технологиями для целей гидравлической увязки применяют специальные балансировочные клапаны. Установленные на стояках, они автоматически обеспечивают располагаемое давление и, соответственно, расчетный расход воды в них.

Возможен и другой, более рациональный путь: используя второй способ гидравлического расчета, вычисляют действительные расход и температуру обратной воды в каждом стояке и вносят исправления в расчетную площадь отопительных приборов. Для этого по располагаемому циркуляционному давлению  $\Delta p_{p.ст}$  определяют перепад температуры воды в стояках  $\Delta t_{ст}$  по формуле

$$\Delta t_{ст} = Q_{ст}\beta_1\beta_2 / (c\sigma_{ст}\Delta p_{p.ст}^{0,5}), \quad (8.28)$$

где  $\sigma_{ст}$  – проводимость стояка, кг/(ч·Па<sup>0,5</sup>), вычисляемая по формулам (8.16) и (8.19).

При гидравлическом расчете системы отопления с **попутным движением воды** в магистралях эпюру циркуляционного давления строят после расчета не только основного, но и еще двух второстепенных циркуляционных колец – через ближний и дальний (от теплового пункта) стояки. Гидравлический расчет второстепенных колец, как уже известно, сводится к расчету только дополнительных (не общих) участков, не входящих в основное кольцо. При этом увязываются потери давления в параллельно соединенных участках второстепенного и основного колец по формулам (8.24)-(8.26). Например, для расчета дополнительных участков, относящихся к второстепенному циркуляционному кольцу через стояк 1 (см. рис. 8.1, б), по

формуле (8.25)

$$\Delta p_{p.ст.1} = \Sigma(R1 + Z)_{1-4-4'},$$

а через стояк 7

$$\Delta p_{p.ст.7} = \Sigma(R1 + Z)_{4-4'-7'}.$$

В системах с попутным движением воды сравнительно легко при одинаковой длине циркуляционных колец (это их отличительный признак) добиться выполнения равенства по формуле (8.24). Поэтому невязка при расчете допустима не более  $\pm 5\%$ .

На рис. 8.3 показана эпюра циркуляционного давления в системе отопления, построенная после гидравлического расчета трех циркуляционных колец через средней, ближний и дальний стояки (на рисунке показаны невязки расчета  $4-4'$  и  $4-4''$ ). Незначительные потери давления в стояках (на рисунке это вертикальные отрезки 1-1', 2-2' и т. д.), характерны для двухтрубной системы.

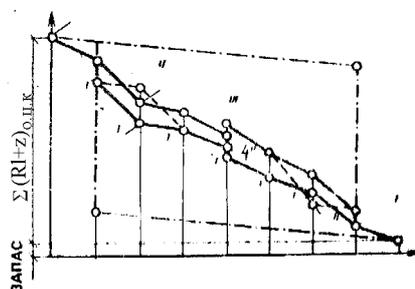


Рис. 8. 3. Эпюра распределения давления при попутной схеме системы отопления

Давление в подающей магистрали должно быть больше, чем в обратной. Обратное соотношение давления в магистралях вызовет циркуляцию охлажденной воды через отопительные приборы (“обратную” циркуляцию или “опрокидывание” циркуляции). Это недопустимое явление станет возможным в стояке 2, если давление в точке 2' обратной магистрали в результате ошибочного выбора диаметра двух участков магистрали, прилегающих к точке 2, повысится до давления 2'' или в стояке 6, если давление в точке 6 подающей магистрали понизится до давления 6'. На рисунке пунктиром показано изменение давления в участках магистралей, вызывающее “обратную” циркуляцию воды через отопительные приборы стояков 2 и 6. Опасность “опрокидывания” циркуляции воды в стояках систем с попутным движением ее в магистралях подчеркивает необходимость выполнения гидравлического расчета таких систем с невязкой не более  $\pm 5\%$ .

Гидравлический расчет промежуточных стояков (стояки 2, 3, 5, 6 на рис. 8.1, б), входящих во второстепенные циркуляционные кольца, подобен расчету аналогичных стояков в системе с тупиковым движением воды (см. формулу (8.24)).

Для надежного сохранения расчетной пропорциональности распределения воды между стояками в течение отопительного сезона, т.е. для обеспечения горизонтальной устойчивости системы, потери давления в стояках (или ветвях) должны преобладать: их необходимо принимать не менее 70 % общей потери давления в рассчитываемом кольце. Эпюры циркуляционного давления, при относительно низком сопротивлении магистралей и высоком сопротивлении стояков схематично показаны штрихпунктирными линиями на рис. 8.2 и 8.3. Подобный вид сравнительно легко можно придать эпюре вертикальной однострующей системы отопления многоэтажного здания, уменьшая диаметр стояков. В двухтрубной системе для этого потребуется увеличить гидравлическое сопротивление подводов ко всем отопительным

приборам. Это делают путем установки на подводках регулировочных кранов с повышенным гидравлическим сопротивлением (например, типа КРДШ, см. § 5.4). Последнее, кроме того, способствует повышению вертикальной тепловой устойчивости двухтрубных стояков.

После гидравлического расчета основного и второстепенных циркуляционных колец вертикальной системы отопления выполняют дополнительные гидравлические расчеты отдельных стояков и малых циркуляционных колец.

При гидравлическом расчете стояков **вертикальной однотрубной системы** каждый стояк рассматривается как один общий расчетный участок. Если применяются унифицированные приборные узлы, то потери давления в них определяются по суммам КМС, приведенным в справочной литературе. Лишь для нетиповых стояков в отдельных случаях приходится рассчитывать распределение потоков воды в трубных узлах, состоящих из неравных по диаметру и длине параллельных участков. В таких случаях (рис. 8.4) предварительно находят расходы воды  $G_1$  и  $G_2$  в параллельных участках (или их отношение, если общий расход не известен), используя зависимость расхода воды от проводимости участков

$$G_1 / G_2 = \sigma_1 / \sigma_2, \quad (8.29)$$

где  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  – проводимости гидравлически параллельных участков между точками А и Б (см. рис. 8.4),  $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0.5})$ , определяемые по формуле (8.16).

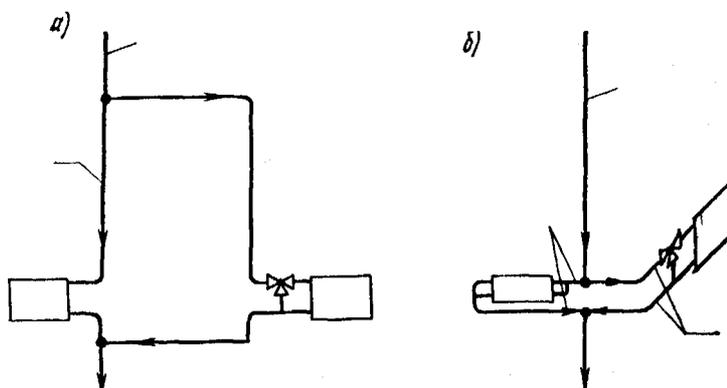


Рис. 8. 4. Схемы гидравлически параллельных участков однотрубного стояка

При гидравлическом расчете однотрубных стояков с замыкающими участками количество воды, затекающее в отопительные приборы, рассчитывается отдельно по формуле (8.29) или принимается по значению коэффициента затекания воды, указанному в справочной литературе.

Отношение расходов воды в приборе  $G_{\text{пр}}$  и в стояке  $G_{\text{ст}}$  называют **коэффициентом затекания воды** в прибор

$$\alpha = G_{\text{пр}} / G_{\text{ст}}. \quad (8.30)$$

Следует стремиться к повышению коэффициента затекания воды: чем больше  $\alpha$ , тем выше будет средняя температура воды в приборе и меньше его площадь.

Значение коэффициента затекания воды зависит, прежде всего, от направления движения и расхода воды в стояках: при движении воды сверху вниз  $\alpha$  возрастает по мере сокращения ее расхода, при движении воды снизу вверх – уменьшается (рис. 8.5). Поэтому в последнем случае устанавливают некоторый минимальный расход воды в стояке, при котором еще целесообразно применение замыкающих участков у приборов ( $G_{\text{мин}}$  на рис. 8.5). Например, если диаметр труб стояка, замыкающих участков и подводок равен 15 мм, то при расходе воды менее 200  $\text{кг}/\text{ч}$  следует переходить к однотрубному стояку проточному или с трехходовыми кранами и обходными участками.

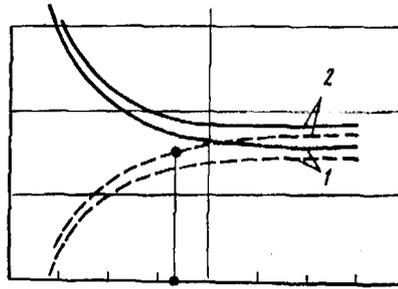


Рис. 8. 5. Изменение коэффициента затекания в приборном узле

Значения коэффициента затекания воды повышаются в следующих случаях: при смещении замыкающего участка от оси стояка (см. рис. 8.5), увеличении диаметра и сокращении длины подводок к прибору, уменьшении диаметра замыкающего участка. Вследствие последнего, например, можно сократить  $G_{\text{мин}}$  до 150-170 кг/ч, если замыкающий участок имеет диаметр 15 мм при диаметре труб стояка и подводок 20 мм.

При гидравлическом расчете **подводок к приборам однотрубных стояков с замыкающими участками** располагаемое циркуляционное давление, действующее в малом циркуляционном кольце, определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{р.мал}} = \Sigma(Rl + Z)_{\text{з.у}} \pm \Delta p_{\text{е.мал}}, \quad (8.31)$$

где  $\Sigma(Rl + Z)_{\text{з.у}}$  - потери давления в замыкающем участке, известные из гидравлического расчета стояка;  $\Delta p_{\text{е.мал}}$  - естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце по формуле (7.30) или (7.30, а); знак плюс соответствует движению воды в стояке сверху вниз, знак минус - снизу вверх.

Если при гидравлическом расчете стояка коэффициент затекания воды  $\alpha$  выбран правильно, то потери давления в подводках к приборам должны равняться  $\Delta p_{\text{р.мал}}$  по формуле (8.31), т. е. будет достигнута увязка действующих давлений. В противном случае находят путем повторных расчетов фактические значения  $\alpha$ , необходимые для уточнения площади приборов.

#### 8.4. Гидравлический расчет системы водяного отопления по характеристикам сопротивления и проводимостям

Расчет по характеристикам сопротивления и проводимостям применяют при проектировании **насосных однотрубных** систем отопления.

При гидравлическом расчете вертикальных однотрубных систем многоэтажных зданий, состоящих из однотипных по конструкции стояков, практически допустимо не считаться с различиями в значениях естественного циркуляционного давления в отдельных кольцах. Тогда при известных диаметре и длине труб распределение потоков воды между стояками будет определяться их проводимостью.

Точные значения потокораспределения в однотрубной системе между стояками и приборами получают, если гидравлический расчет выполнен при скорости движения воды в трубах 0,8 м/с и более. Если же гидравлический расчет по характеристикам сопротивления и проводимостям сделан при скорости движения воды 0,3-0,8 м/с, то в действительности в такой системе фактический расход воды будет несколько меньше расчетного (на 5-10 %). Это произойдет вследствие больших потерь давления (из-за фактического увеличения коэффициентов гидравлического трения и местного сопротивления). Чтобы уменьшения расхода воды не происходило, гидравлический расчет рекомендуется выполнять не для легких, а для обыкновенных водогазопроводных труб, т. е. для труб с несколько уменьшенным внутренним

диаметром. Тогда в однотрубной системе, смонтированной, как требуют СНиП, из легких труб, действительный расход воды будет достаточно близок к расчетному.

Рассмотрим гидравлический расчет по характеристикам сопротивления и проводимостям **вертикальной однотрубной системы отопления с тупиковым движением воды в магистралях.**

При расчете возможны, как известно, различные исходные положения: в одном случае давление, создаваемое циркуляционным насосом,  $\Delta p_n$  - известно, т. е. может считаться заданным, в другом -  $\Delta p_n$  не известно. Давление  $\Delta p_n$  фактически задано при известном типоразмере используемого насоса, а также при зависимом присоединении системы отопления к наружным теплопроводам, когда известна разность давления воды в подающем и обратном теплопроводах в месте их ввода в здание.

Давление  $\Delta p_n$  не задано при местном теплоснабжении системы отопления, а также при независимом ее присоединении к наружным теплопроводам, хотя и в этом случае типоразмер циркуляционного насоса может быть выбран до гидравлического расчета системы и тогда  $\Delta p_n$  также может считаться заданным.

#### 1. Основной случай: $\Delta p_n$ - задано.

Гидравлический расчет начинают с основного циркуляционного кольца, для которого определяют  $R_{cp}$  по формуле (8.22).

Для выбора диаметра труб на каждом участке находят расчетное значение **удельной характеристики сопротивления**,  $Pa/(m(kg/ч)^2)$ :

$$S_{уд.р} = R_{cp} / G_{op}^2, \quad (8.35)$$

где  $R_{cp}$  - средние удельные линейные потери давления,  $Pa/m$ ;  $G_{op}$  - ориентировочный расход воды на участке,  $kg/ч$ , вычисленный по формуле (8.2).

Диаметр труб назначают, сопоставляя расчетные значения  $S_{уд.р}$  с величинами  $S_{уд.тр}$  для стандартных диаметров труб, найденными по формуле

$$S_{уд.тр} = A_{уч}\lambda / d_v, \quad (8.36)$$

где  $A_{уч}$  - удельное гидродинамическое давление,  $Pa/(kg/ч)^2$ .

При выборе диаметра принимают: для стояков - ближайший меньший диаметр, для магистралей - ближайший больший диаметр труб (чтобы увеличить потери давления в стояках относительно потерь в магистралях).

Гидравлический расчет проводят, используя вспомогательную таблицу (табл. 10.7 в Справочнике проектировщика [10]), составленную при усредненных значениях плотности воды  $\rho_{cp}$  и коэффициента гидравлического трения  $\lambda$ .

При гидравлическом расчете вертикальной однотрубной системы по характеристикам сопротивления и проводимостям допустимо, как известно, отклонение перепада температуры воды в стояках в пределах до  $\pm 7^\circ C$  от принятого перепада для системы. На этом основании при тупиковом движении воды в магистралях найдено, что потери давления в ближнем и дальнем от теплового пункта стояках (в стояках 1 и 7 на рис. 8.1, а) могут отличаться приблизительно на 20 %. Следовательно, для увязки циркуляционного давления в системе примерно 30 % потерь давления в дальнем стояке должно быть израсходовано на участках магистралей между крайними стояками. Остальная часть расчетного циркуляционного давления может быть потеряна на участках магистралей между тепловым пунктом и ближним к нему стояком. Тогда эпюра циркуляционного давления примет вид, изображенный штрихпунктирными линиями на рис. 8.2.

Потери давления в дальнем стояке, входящем в основное циркуляционное кольцо, определяют по его характеристике сопротивления, задаваясь расходом воды в нем,

соответствующим несколько большему перепаду температуры (в пределах  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) по сравнению с принятым для системы. При вычислении характеристики сопротивления стояка характеристики сопротивления отдельных узлов находятся по проводимости участков, составляющих каждый узел (см. формулу (8.18)).

При известной проводимости участков, составляющих приборный узел, можно установить значение **коэффициента затекания** воды в отопительный прибор.

Преобразовав формулу (8.29), получим выражение для определения коэффициента затекания воды в один из участков узла, состоящего из двух параллельно соединенных участков:

$$\alpha_1 = G_1 / G_{\text{общ}} = \sigma_1 / (\sigma_1 + \sigma_2) = 1 / (1 + \sigma_2 / \sigma_1) \quad (8.37, \text{ а})$$

или через характеристики сопротивления

$$\alpha_1 = 1 / (1 + (S_1 / S_2)^{0.5}) . \quad (8.37, \text{ б})$$

В более общем случае - при параллельном соединении нескольких участков - знаменатели формул (8.37) составляются из проводимостей или характеристик сопротивления всех участков, входящих в узел.

После гидравлического расчета дальнего (последнего) стояка переходят к расчету предпоследнего стояка (стояка 6 на рис. 8.1, а). Потери давления в этом стояке должны быть равны потерям давления в уже рассчитанном последнем стояке, если пренебречь различием в значениях естественного циркуляционного давления (см. второе слагаемое в формуле (8.26)). Исходя из  $\Delta p_{\text{ст}}$ , выбрав диаметр труб предпоследнего стояка и вычислив характеристику сопротивления, находят расход и перепад температуры воды в нем. Если перепад температуры отличается от принятого для системы не более, чем на  $\pm 7\text{ }^{\circ}\text{C}$  (при большем отличии изменяют диаметр труб предпоследнего стояка), то переходят к расчету прилегающих парных участков магистралей. Сумма расходов воды в двух стояках определяет расход воды на прилегающих участках магистралей (5-6 и 5'-6' на рис. 8.1, а). По расходу выбирают их диаметр и находят потери давления.

Обобщим последовательность гидравлического расчета вертикальной однотрубной системы водяного отопления с тупиковым движением воды в магистралях при заданном насосном давлении  $\Delta p_{\text{н}}$ :

а) определяют расчетное циркуляционное давление  $\Delta p_{\text{р}}$  с включением в него  $\Delta p_{\text{е}}$ , вычисленного для среднего стояка при  $\Delta t_{\text{ст}} = \Delta t_{\text{с}}$ ;

б) находят  $R_{\text{ср}}$  в основном циркуляционном кольце через наиболее удаленный и нагруженный стояк (тупиковый стояк);

в) рассчитывают расход воды в тупиковом стояке при условии, что  $\Delta t_{\text{ст}} > \Delta t_{\text{с}}$  на 3-5  $^{\circ}\text{C}$ ;

г) вычисляют  $S_{\text{уд.р}}$  для тупикового стояка;

д) выбирают диаметр труб тупикового стояка  $d_{\text{ст}}$  при условии  $S_{\text{уд.тр}} > S_{\text{уд.р}}$ ;

е) определяют  $S_{\text{ст}}$  для тупикового стояка;

ж) находят потери давления  $\Delta p_{\text{ст}}$  в тупиковом стояке;

з) вычисляют для предпоследнего стояка  $S_{\text{ст}}$ ,  $G_{\text{ст}}$ ,  $\Delta t_{\text{ст}}$  исходя из  $\Delta p_{\text{ст}}$ ;

и) рассчитывают  $\Delta p_{\text{маг}}$  в парных участках магистралей, прилегающих к предпоследнему стояку, выбрав  $d_{\text{маг}}$  при условии  $S_{\text{уд.тр}} < S_{\text{уд.р}}$ ;

к) определяют для системы в целом  $G_{\text{с}}$  и  $\Delta p_{\text{с}}$ , продолжая расчет по п.п. з) и и) остальных стояков и участков магистралей.

Необходимость дальнейших уточняющих расчетов выявляется при сопоставлении полученных значений  $G_{\text{с}}$  и  $\Delta p_{\text{с}}$  с исходными (заданными) величинами  $G_{\text{с}}$  (по формуле (8.3)) и  $\Delta p_{\text{р}}$ . Если они достаточно близки (расхождение не превышает 5-10 %), то определяют уточненное значение насосного циркуляционного давления по формуле (3.9) и на этом гидравлический расчет заканчивают.

При значительном расхождении с исходными данными дальнейшие уточняющие расчеты могут проводиться в двух направлениях в зависимости от предъявляемых требований.

А. Если потребуется потери давления в системе  $\Delta p_c'$  привести в соответствие с расчетным циркуляционным давлением  $\Delta p_p$  (с запасом 10 %), то в зависимости от их соотношения необходимо будет пересчитать и расход воды в системе. Новый расчетный расход воды  $G_p$  в этом случае определяют по формуле

$$G_p = G_c' (0,9 \Delta p_p / \Delta p_c')^{0,5}. \quad (8.38)$$

Этот расчетный расход воды в системе  $G_p$  не будет равен исходному расходу  $G_c$ , поэтому конечная температура обратной воды в системе будет отличаться от обычной (например, от 70 °С). При изменении общего расхода воды в системе изменится и расход воды на всех ее участках пропорционально коэффициенту

$$k_p = G_p / G_c'. \quad (8.39)$$

Установив действительный расход воды на участках, пересчитывают перепады температуры воды в стояках и переходят к определению площади отопительных приборов.

Б. Если необходимо сохранить исходный расход вода в системе  $G_c$ , то расход воды на всех ее участках следует изменить пропорционально коэффициенту

$$k_G = G_c / G_c'. \quad (8.40)$$

Тогда действительные потери давления в системе  $\Delta p_c$  при расходе воды  $G_c$  составят:

$$\Delta p_c = k_G^2 \Delta p_c'. \quad (8.41)$$

Потери давления в системе  $\Delta p_c$  по формуле (8.41) будут отличаться от расчетного циркуляционного давления  $\Delta p_p$ . Площадь отопительных приборов и в этом случае вычисляют после пересчета перепадов температуры воды в стояках и уточнения ее расхода.

Последовательность гидравлического расчета системы отопления в случае, если  $\Delta p_n$  не задано, остается такой же, как в первом случае за исключением первоначальных действий по определению удельной характеристики сопротивления  $S_{уд.р.}$  необходимой для выбора диаметра труб. Вместо этого диаметр труб, как уже сказано, назначают, используя условие  $w_{тр} \leq w_{пред}$ , т. е. что скорость движения воды в них  $w_{тр}$  не должна превышать предельно допустимой  $w_{пред}$  по акустическому ограничению.

Порядок гидравлического расчета вертикальной однотрубной системы водяного отопления с тупиковым движением вода в магистралях поясним в этом случае на примере.

При гидравлическом расчете **вертикальной однотрубной системы отопления с попутным движением воды в магистралях** расчет начинают с одного из крайних стояков - дальнего или ближнего к тепловому пункту. Начав, например, с ближнего стояка, задаются расходом воды, диаметром труб и находят потери давления в нем. Далее определяют потери давления на участке обратной магистрали и участке подающей магистрали, причем расход воды на участке принимают равным разности заданного общего расхода на участке А-1 и расхода в стояке 1.

Располагаемый перепад давления в стояке 2 рассчитывают как сумму потерь давления в стояке 1 и на участке 1'-2' за вычетом потери давления на участке 1-2 подающей магистрали. Вычислив, как в примере 8.11, расход и перепад температуры воды в стояке 2, переходят к расчету потерь давления на прилегающих участках 2-3 и 2'-3' магистралей и т. д. до дальнего стояка 7 (см. рис. 8.1, б).

Общие потери давления в системе с попутным движением воды определяют как сумму потерь давления на всех последовательно соединенных участках, включая любой стояк и

участки общих магистралей (участки А-1 и 7'-Б на рис. 8.1, б). Потери давления в параллельно соединенных частях системы увязывают с пересчетом расходов воды.

### **Контрольные задания и упражнения**

1. Что выражают тепловые нагрузки участков подающего и обратного теплопроводов?
2. Сравните значения коэффициента гидравлического трения по формулам Колбрука и Альтшуля при турбулентном движении воды в стояках однотрубных систем отопления.
3. Выведите формулы для определения потери давления на участке теплопровода при гидравлическом расчете по приведенным длинам и динамическим давлениям.
4. Сопоставьте проводимости приборных узлов (проточного, проточно-регулируемого и с замыкающими участками) при одинаковой длине радиаторов и конвекторов.
5. Разработайте способ определения действительного значения коэффициента затекания воды в отопительный прибор однотрубной системы отопления с замыкающими участками (при заданной конструкции малого циркуляционного кольца).

## **РАЗДЕЛ 4. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО, ВОЗДУШНОГО И МЕСТНОГО ОТОПЛЕНИЯ**

### **9. ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ**

#### **9.1. Система парового отопления**

В системе парового отопления зданий и сооружений используется водяной пар, свойства которого как теплоносителя для отопления рассмотрены в гл. 1. Водяной пар в системе состоит из смеси сухого насыщенного пара и капелек воды, т. е. находится во влажном состоянии. Влажное состояние изменяется при движении пара по трубам. По пути движения пара происходит, как ее называют, попутная конденсация части пара вследствие теплопередачи через стенки труб в окружающую среду. Поэтому, строго говоря, по паропроводам системы перемещается пароконденсатная смесь, плотность которой должна вычисляться по плотности сухого насыщенного пара с учетом его доли в смеси (степени сухости пара) при данном содержании влаги. Практически же при расчетах паропроводов исходят из плотности сухого пара.

Общая классификация и характеристика системы парового отопления даны в гл. 1. Напомним, что система парового отопления обладает по сравнению с системой водяного отопления некоторыми преимуществами, к которым относятся:

- 1) возможность быстрого нагрева помещений при подаче пара в отопительные приборы и столь же быстрого прекращения их отопления при отключении подачи пара;
- 2) сокращение капитальных вложений и расхода металла вследствие уменьшения размеров отопительных приборов и конденсатопроводов;
- 3) возможность отопления зданий любой этажности, так как столб пара не создает повышенного гидростатического давления в нижней части системы.

Видно, что система парового отопления более пригодна, чем система водяного отопления, для периодического обогрева помещений (например, для дежурного отопления).

Однако эксплуатационные недостатки системы парового отопления настолько существенны, что значительно ограничивают область ее применения. К недостаткам системы парового отопления принадлежат:

- 1) невозможность регулирования теплоотдачи отопительных приборов путем изменения температуры теплоносителя, т. е. невозможность качественного регулирования;
- 2) постоянно высокая температура (100 °С и выше) поверхности теплопроводов и отопительных приборов, что вызывает разложение оседающей органической пыли, а

также вынуждает устраивать перерывы в подаче пара, что приводит к колебанию температуры воздуха в помещениях, т. е. к понижению уровня теплового комфорта;

- 3) увеличение бесполезных теплопотерь паропроводами, когда они проложены в необогреваемых помещениях;
- 4) шум при действии систем, особенно при возобновлении работы после перерыва;
- 5) сокращение срока службы теплопроводов: при перерывах в подаче пара теплопроводы заполняются воздухом, что усиливает коррозию их внутренней поверхности.

Вследствие этих недостатков система парового отопления не допускается к применению в жилых, общественных и административно-бытовых зданиях, а также в производственных помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха.

Паровое отопление может устраиваться в производственных помещениях без выделения пыли и аэрозолей или с выделением негорючей и неядовитой пыли, негорючих и не поддерживающих горение газов и паров, со значительными влаговыведениями, а также для обогрева лестничных клеток, пешеходных переходов, вестибюлей зданий.

Во всех случаях паровое отопление допускается применять при обосновании (например, при избытке пара, используемого в технологическом процессе производства). Отметим, что при реконструкции старых предприятий имеющиеся системы парового отопления, как правило, заменяются водяными.

## 9.2. Схемы и устройство системы парового отопления

Система парового отопления изобретена в Англии в середине XVIII в. Наибольшее распространение она получила в виде системы высокого давления в первой половине XIX в. С середины XIX в. стала применяться система низкого давления. В настоящее время паровое отопление используют ограничено - в основном, когда технологический процесс связан с потреблением пара.

Пар для ведения технологического процесса подают, как правило, от внешних источников при сравнительно высоком давлении. В этих условиях для отопления используют так называемый “мятый” (отработанный) или редуцированный (с понижением давления) пар, предусматривая разомкнутые системы. Замокнутые системы встречаются редко.

Паровое отопление основано на передаче в помещения скрытой теплоты парообразования, выделяющейся при конденсации насыщенного пара. Для отопления может быть использован перегретый пар, но специальное перегревание пара экономически не оправдано, так как дополнительно получаемое количество теплоты невелико (мала теплоемкость пара) сравнительно с тепловым эффектом фазового превращения пара в воду.

Расчеты в системах парового отопления проводят, как уже сказано, по показателям сухого насыщенного пара, давлению которого всегда соответствует определенная температура.

Удельная энтальпия сухого насыщенного пара  $i_{п}$ , кДж/кг, зависящая от давления, под которым находится пар, определяется по формуле

$$i_{п} = i_{ж} + r, \quad (9.1)$$

где  $i_{ж}$  - удельная энтальпия кипящей воды, полученная при нагревании 1 кг воды от температуры замерзания (обычно от 0 °С) до температуры кипения, кДж/кг;  $r$  - удельная теплота парообразования, полученная в результате превращения 1 кг воды в пар при температуре кипения, кДж/кг.

В системе парового отопления применяются те же отопительные приборы, что и в системе водяного отопления. Вода, охлаждаясь в приборе, передает в современных расчетных условиях в отапливаемое помещение от 84 до 335 кДж/кг. Пар, конденсируясь в приборе, выделяет в расчете на 1 кг значительно большее количество теплоты (по примеру 9.1 выделяется удельная теплота парообразования  $r=2245$  кДж/кг). При превращении пара в воду температура его, как известно, не изменяется, т. е. температура конденсата должна быть равна температуре

насыщенного пара ( $t_k = t_{нас}$ ). Объем пара уменьшается в среднем в 1000 раз: 1 кг пара до превращения в 1 кг воды занимает объем около  $1 \text{ м}^3$ .

Если в отопительный прибор поступает расчетное количество пара и обеспечено свободное удаление конденсата, прибор целиком заполняется паром. Конденсат в виде пленки стекает по стенкам прибора вниз (рис. 9.1, а). Когда количество поступающего пара уменьшается, в нижней части прибора остается не вытесненный воздух (рис. 9.1, б). Если же при этом еще затруднен отвод конденсата, то он задерживается в приборе (рис. 9.1, в) и, соприкасаясь с более холодными поверхностями, “переохлаждается”, т. е. его температура становится ниже температуры пара ( $t_k < t_{нас}$ ).

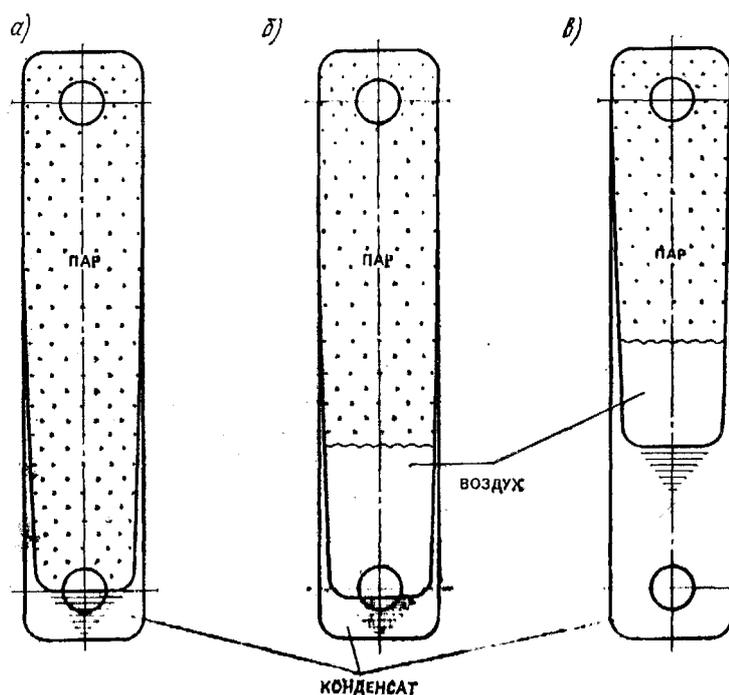


Рис. 9. 1. Процессы, происходящие в паровом отопительном приборе

Следовательно, при количественном регулировании (уменьшении расчетного расхода пара) теплоступление в помещение от каждого килограмма пара, поступающего в прибор, увеличивается до

$$q = r + c(t_{нас} - t_k), \quad (9.2)$$

однако в целом теплопередача прибора уменьшается.

Расширяя классификацию систем, отнесем к системам **низкого давления** системы при избыточном давлении пара  $0,005 \dots 0,02 \text{ МПа}$ , а системы при давлении пара  $0,02 \dots 0,07 \text{ МПа}$  назовем системами **повышенного давления**. Системы низкого давления, как правило, устраивают замкнутыми, а системы повышенного и высокого давления - разомкнутыми. В системах низкого давления во всех отопительных приборах давление близко к атмосферному.

Разводка паропроводов в зависимости от места их прокладки относительно отопительных приборов бывает верхней, нижней и средней, когда паропровод размещают на промежуточном этаже здания (например, под перекрытием второго этажа трехэтажного здания). Магистральные паропроводы и конденсатопроводы могут быть, как и в системах водяного отопления, с тупиковым (встречным) и попутным движением теплоносителя.

**Схема замкнутой двухтрубной системы** низкого давления с тупиковым движением пара и конденсата в магистралях проста по конструкции и удобна в эксплуатации. Перед пуском система заполняется водой до уровня пара в паросборнике. После нагревания воды до

температуры кипения в котле образуется пар, собирающийся в паросборнике. Давление пара определяет высоту  $h$ , м (см. рисунок), на которую поднимается вода:

$$h = p_{\text{изб}} / \gamma_{\text{к}}, \quad (9.3)$$

где  $p_{\text{изб}}$  - избыточное давление пара в котле, Па;  $\gamma_{\text{к}}$  - удельный вес конденсата, Н/м<sup>3</sup>.

При работе системы фактическая высота столба воды несколько больше  $h$ , так как необходимо дополнительное давление, чтобы преодолеть сопротивление движению конденсата по “мокрому” (целиком заполненному водой) конденсатопроводу до котла. Поэтому над уровнем П-П во избежание затопления горизонтального “сухого” (частично заполненного водой) конденсатопровода оставляют еще не менее 0,25 м.

Для защиты системы от повышения давления пара сверх расчетного используют простое, но надежное автоматически действующее **предохранительное устройство** - гидравлический затвор, дополненный бачком для сбора выбрасываемой паром воды и выпуска лишнего пара в атмосферу.

Пар из котла поступает по паропроводам в отопительные приборы, давление пара в которых близко к атмосферному. Распределение пара по приборам регулируют установленными перед ними вентилями, контролируя полноту его конденсации в приборах при открытых отверстиях специальных тройников.

При движении по паропроводу часть пара, как известно, конденсируется - в паропроводе появляется **попутный конденсат**. При средней разводке, попутный конденсат из горизонтального паропровода стекает в нижние отопительные приборы. Попутный конденсат в стояках для верхних приборов увлекается поднимающимся паром, при этом возникают щелчки, треск и даже гидравлические удары. Для ограничения указанного явления системы со средней или нижней разводкой проектируют таким образом, чтобы пар поднимался в стояках на высоту не более двух этажей. При нижней разводке предусматривают отведение попутного конденсата через гидравлический затвор в конце паропровода (рис. 9.2, а).

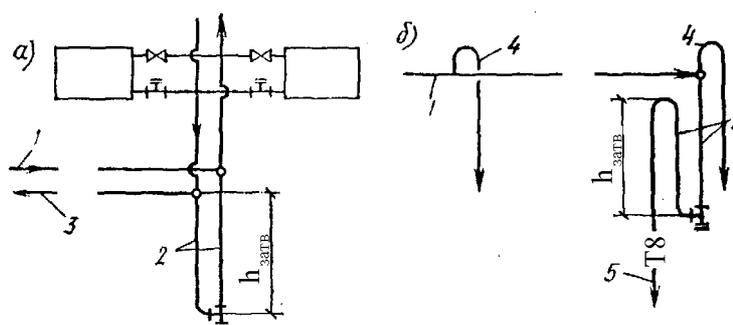


Рис. 9. 2. Способы отведения попутного конденсата

Малошумная работа системы обеспечивается при верхней разводке, так как попутно образующийся конденсат всюду перемещается по уклону (направление уклона трубы на рисунке показано значком  $<$  или  $>$ ) в направлении движения пара. Для удаления попутного конденсата, минуя приборы (конденсат уменьшает теплопередачу), возможно присоединение стояков к паропроводу через калачи с установкой гидравлического затвора в конце паропровода (рис. 9.2, б).

В паропроводах систем парового отопления воздух находится в свободном состоянии. Удельный вес воздуха больше приблизительно в 1,6 раза, чем удельный вес пара - при температуре 100 °С соотношение 9 Н/м<sup>3</sup> (плотность 0,92 кг/м<sup>3</sup>) к 5,7 Н/м<sup>3</sup> (плотность 0,58 кг/м<sup>3</sup>). Этим объясняется скопление воздуха в низких местах системы над поверхностью

конденсата. Растворимость воздуха в конденсате незначительная (из-за высокой температуры конденсата) и воздух остается в свободном состоянии.

В сухом конденсатопроводе воздух перемещается над стекающим по уклону конденсатом. В самой низкой точке воздух удаляется в атмосферу по воздушной трубе через открывающийся вентиль. **Воздушная труба** служит также для впуска воздуха с целью ликвидации разрежения, возникающего при конденсации пара в периоды прекращения работы системы.

При мокрых конденсатных трубах прокладывают специальные воздушные трубы для сбора воздуха над поверхностью конденсата и последующего его удаления в атмосферу в одном месте (обычно около котла).

При прокладке сухого конденсатопровода над полом первого этажа трубу у проемов дверей и ворот опускают в подпольный канал, изолируют, снабжают тройником с пробкой для опорожнения и прочистки и воздушной трубой  $D_y15$  над проемом (рис. 9.3). При мокром конденсатопроводе вверху добавляют кран для выпуска воздуха.

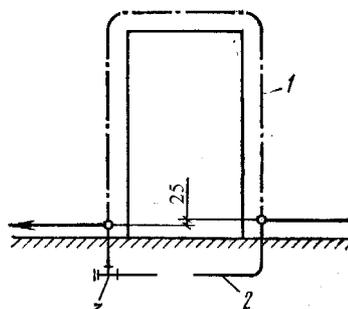


Рис. 9. 3. Отвод конденсата с помощью воздушной трубы

Стояки устраивают, как правило, двухтрубными. При однотрубных стояках подводки к приборам делают снизу с установкой угловых запорно-регулирующих вентилей и воздушных кранов посередине высоты каждого прибора. Работа вертикальных однотрубных систем сопровождается шумом и гидравлическим ударами. Поэтому их чаще устраивают горизонтальными проточного типа.

При давлении пара выше 0,02 МПа применяют вместо замкнутых разомкнутые системы (иногда делаются и при низком давлении). **В схеме разомкнутой двухтрубной системы** с тупиковым движением пара и конденсата в магистралях пар после сепарации в водоотделителе попутного конденсата, образовавшегося в наружном паропроводе, проходит через редукционный клапан в распределительный коллектор. В редукционном клапане давление пара понижается и поддерживается на заданном уровне. Коллектор снабжен манометром и предохранительным клапаном.

Для спокойной и надежной работы системы при высоком давлении предпочтение отдают средней и особенно верхней разводке с уклоном паропроводов в направлении движения пара во избежание встречного движения попутно образующегося конденсата. На прямых участках магистралей для компенсации тепловых удлинений труб устанавливают П-образные компенсаторы между неподвижными опорами.

На спускных трубах от водоотделителя и распределительного коллектора установлены конденсатоотводчики. Конденсатоотводчики помещены и после каждого отопительного прибора. Вентили для полного отключения приборов предусмотрены и на паровых, и на конденсатных подводках, так как при установке лишь одного вентиля пар может проникать в приборы из конденсатопроводов.

Конденсат собирается в **конденсатный бак**. Конденсатные баки делают **открытыми**, сообщаемыми с атмосферой, и **закрытыми**, находящимися под небольшим избыточным давлением. Открытый бак применяют в системе низкого давления с самотечными конденсатопроводами (недостаток - повышенная коррозия труб). В системе высокого давления

в напорных конденсатопроводах появляется пар вторичного вскипания, образующийся при кипении высокотемпературного конденсата после понижения давления в конденсатоотводчиках. Использование открытого бака в этом случае привело бы к дополнительным теплотерям с паром вторичного вскипания, уходящим в атмосферу (10...15 %). Для уменьшения теплотер в системе высокого давления применяют закрытый бак.

Воздух в напорных конденсатопроводах захватывается конденсатом, движущимся с высокой скоростью. Водовоздушная эмульсия по трубам попадает в закрытый конденсатный бак и только там воздух отделяется от конденсата и периодически отводится в атмосферу через специальную воздушную трубу.

Конденсат, собирающийся в бак, перекачивается насосом на тепловую станцию. Конденсатные насосы (рабочий и резервный) устанавливают ниже уровня дна конденсатного бака (на 0,4...0,5 м), как говорят, “под залив”. Это делается во избежание вскипания конденсата, нарушающего работу насоса.

Воздуховыпускные вентили помещают не только в местах сбора конденсата. В крупных системах их устанавливают и в самых удаленных от теплового пункта местах для “продувки” системы при пуске пара.

### 9.3. Оборудование системы парового отопления

В системе парового отопления применяют, кроме обычного для системы центрального отопления, специальное оборудование: водоотделитель, редуционный клапан, конденсатоотводчики, конденсатные бак и насосы, бак-сепаратор, предохранительный клапан.

**Водоотделитель** предназначен для осушки пара - отделения попутного конденсата, накопившегося в наружном паропроводе, от пара, поступающего в систему отопления. Водоотделитель - сосуд круглой формы - подбирают в зависимости от диаметра присоединяемого паропровода, принимая его диаметр в 3-4 раза, а высоту - в 4-8 раз больше диаметра паропровода. Конденсат, настилаясь на стенку водоотделителя и встречая на своем пути препятствия – “шоры”, стекает вниз к отверстию в дне. Диаметр конденсатного отверстия и патрубка делают в 4-5 раз меньше диаметра паропровода (но не менее 20 мм).

Осушенный пар поступает в редуционный клапан. **Редуционный клапан** выполняют пружинным или грузовым. Его устанавливают на горизонтальном участке паропровода. Схема основной части более сложного пружинного редуционного клапана изображена на рис. 9.4. Золотник 1, расположенный на пути движения пара, жестко связан штоком 2 с поршнем 4. Давление пара  $p_1$  передается по трубке 5 в пространство над поршнем. Первоначальное регулирование положения поршня и золотника, а также сжатия пружины 3, расположенной вокруг трубки 5, производится вращением маховика под поршнем. При этом приближают золотник к седлу 6, устанавливая степень открытия золотникового отверстия, необходимую для понижения давления протекающего пара от  $p_1$  до  $p_2$ .

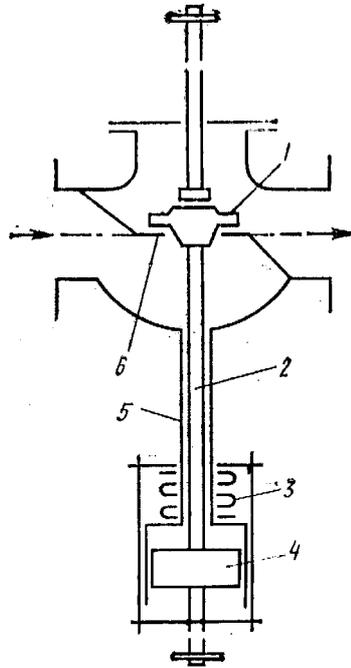


Рис. 9. 4. Редукционный клапан

Площади золотника и поршня одинаковы, и изменение давления пара  $p_1$  (перед клапаном) не влияет на степень открытия золотникового отверстия. Увеличение давления после клапана (сверх заданного  $p_2$ ) вызывает опускание золотника с поршнем и дополнительное сжатие пружины 3, вследствие чего восстанавливается необходимое давление  $p_2$ . При понижении давления после клапана пружина разжимается, поршень с золотником поднимаются, что вновь приводит к восстановлению давления  $p_2$ .

Редукционный клапан может выполнять функции запорной арматуры. В верхней части клапана имеется второй маховик, с помощью которого можно, сжимая пружину, опустить золотник до седла, прекратив протекание пара.

Редукционные клапаны различают по условному проходу присоединительных патрубков ( $D_y 25 \dots 150$ ) и площади внутреннего отверстия (изменяется от 2 до  $52,2 \text{ см}^2$ ).

Выбор редукционного клапана делают по необходимой площади внутреннего отверстия  $a$ ,  $\text{см}^2$ , определяя ее по формуле

$$a = G_{\text{п}} / (0,6g_1) , \quad (9.4)$$

где  $G_{\text{п}}$  - расход пара через клапан,  $\text{кг/ч}$ ;  $g_1$  - расход пара через  $1 \text{ см}^2$  отверстия клапана,  $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{см}^2)$ , который определяется в зависимости от разности давления пара перед ( $p_1$ ) и после ( $p_2$ ) клапана.

При значительной разности давления пара  $p_1$  и  $p_2$ , когда давление должно быть снижено более чем в 5 раз, подбирают два клапана, устанавливая их последовательно.

По заводским данным выбираем редукционный клапан  $D_y 40$ , имеющий площадь внутреннего отверстия  $3,48 \text{ см}^2$ .

**Конденсатоотводчики.** Простейшими устройствами для отведения конденсата и задержания пара являются **гидравлические затворы** - U-образные петли из труб. В таких затворах гидростатическое давление столба конденсата предотвращает прорыв пара в конденсатопроводы. Высота гидравлического затвора  $h_{\text{затв}}$ , м:

$$h_{\text{затв}} = 100\Delta p + 0,2 , \quad (9.5)$$

где  $\Delta p$  - разность давления до и после затвора, МПа.

Диаметр труб гидравлического затвора принимают достаточным для протекания максимального количества конденсата со скоростью 0,2...0,3 м/с.

В системах повышенного и высокого давления вместо затворов, высота которых была бы слишком большой, применяют специальные приборы - конденсатоотводчики. Конденсатоотводчики бывают поплавковые и термические. Приборы термического действия легче и надежнее поплавковых.

**Конденсатоотводчики с опрокинутым** (открытым снизу) **поплавком** (так их называют в отличие от ранее применявшихся приборов с поплавком, открытым сверху)  $D_{y15...50}$  устанавливают на магистралях при давлении менее 0,1 МПа. Действует конденсатоотводчик следующим образом: поплавок всплывает, если снизу в него поступает не только конденсат, но и пар. При этом шаровой клапан, соединенный с поплавком рычагом, закрывает выходное отверстие. Во время накопления конденсата пар частично конденсируется, частично выходит через небольшое отверстие (диаметром 2 мм) в крышке поплавка. Поплавок, заполненный конденсатом, опускается и выходное отверстие открывается. После выпуска порции конденсата весь цикл повторяется. В крышке конденсатоотводчика имеется пробка для его заливки при первоначальном пуске системы.

После отопительных приборов (и других потребителей пара, например, калориферов воздушно-отопительных агрегатов) для задержания не сконденсировавшегося пара (так называемого “пролетного” пара) применяют конденсатоотводчики термостатического типа (их также называют сифонными). **Термостатический конденсатоотводчик** (рис. 9.5, а) состоит из корпуса, крышки, припаянного к ней гофрированного сифона (термостата) с золотником на конце. Сифон частично заполнен жидкостью, кипящей при 90...95 °С.

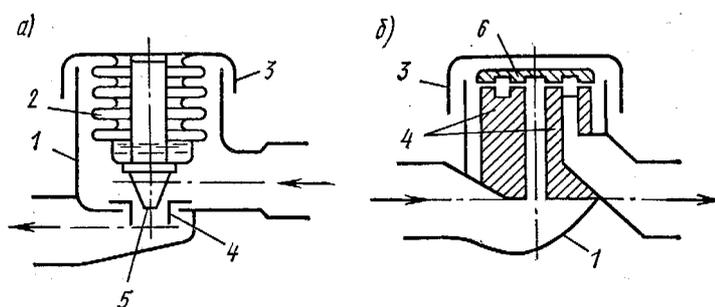


Рис. 9. 5. Конструкции конденсатоотводчиков

При поступлении вместе с конденсатом пара жидкость в сифоне вскипает. Сифон в результате повышения внутреннего давления удлиняется, и золотник закрывает выходное отверстие в седле. После заполнения корпуса конденсатом и понижения его температуры на 8-20 °С пары жидкости в сифоне конденсируются, сифон укорачивается и выходное отверстие открывается.

Термостатические конденсатоотводчики имеют присоединительный диаметр условного прохода  $D_{y15,20}$  и могут работать при начальном давлении до 0,6 МПа и противодавлении до 50 %.

**Термодинамические** (их еще называют лабиринтовыми) **конденсатоотводчики** устанавливают, как и поплавковые, на магистралях при давлении выше 0,1 МПа. Термодинамический конденсатоотводчик (рис. 9.5, б) проще других по конструкции: в корпус помещено седло с входным (по вертикальной оси прибора) и выходным (сбоку) отверстиями, под крышкой на поверхности седла свободно лежит диск.

При поступлении конденсата снизу диск приподнимается над седлом и конденсат протекает по кольцевому пазу в седле к выходному отверстию. Если вместе с конденсатом проходит пар, то он заполняет камеру между крышкой и диском. Так как площадь диска значительно больше площади входного отверстия, то возникающая сила, действующая на диск сверху, преодолевая

силу, действующую снизу, прижимает диск к седлу, закрывая проход пара. При снижении давления над диском вследствие конденсации пара диск вновь получает возможность приподняться.

Термодинамические конденсатоотводчики имеют присоединительный диаметр условного прохода  $D_y 15 \dots 50$ . Представление о размерах прибора дают длина 200 мм и высота 103 мм (от оси отверстий) самого крупного конденсатоотводчика  $D_y 50$ . Приборы устанавливают крышкой вверх.

При установке конденсатоотводчика на магистрали предусматривают обводную линию, которую используют при пуске системы, когда образуется максимальное количество конденсата, или при ремонте конденсатоотводчика. Конденсатоотводчик должен быть установлен строго вертикально. Обратный клапан применяют в том случае, если предусматривают подачу конденсата после конденсатоотводчика наверх - с противодавлением (см. рис. 9.8).

Для выбора конденсатоотводчика по заводским показателям определяют коэффициент пропускной способности  $k_v$ , т/ч, по формуле

$$k_v = 20G_k / (\Delta p \rho_k)^{0,5}, \quad (9.6)$$

где  $G_k$  - максимальный расход конденсата, т/ч;  $\rho_k$  - плотность конденсата при температуре перед конденсатоотводчиком, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta p = p_1 - p_2$  - разность давления до и после конденсатоотводчика, МПа; давление  $p_1 = 0,95p_{пр}$  при установке его непосредственно за отопительным прибором, давление  $p_2 \leq 0,7p_1$  (при свободном сливе конденсата  $p_2=0$ ).

Коэффициент пропускной способности выражает максимальный расход холодной воды ( $\rho=1000$  кг/м<sup>3</sup>) при потере давления в конденсатоотводчике 0,1 МПа.

**Конденсатный бак** для сбора конденсата из системы делают прямоугольным, из листовой стали, с люком сверху (рис. 9.6). Бак снабжают водомерным стеклом, переливной и спускной трубами. При периодической перекачке конденсата из бака управление насосом автоматизируется: включение и выключение насоса происходит с помощью поплавковых реле соответственно верхнего и нижнего уровня, установленных на баке.

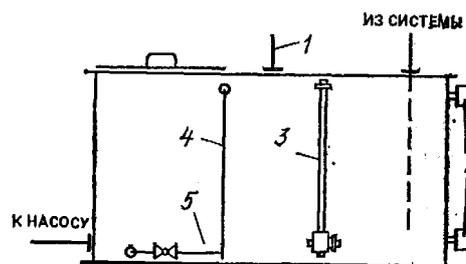


Рис. 9. 6. Конденсатный бак

Полезный объем конденсатного бака  $V_{к.б}$ , м<sup>3</sup>, определяют по формуле

$$V_{к.б} = zQ_c / (\rho_k r), \quad (9.7)$$

где  $z$  - продолжительность накопления конденсата, ч;  $Q_c$  - тепловая мощность системы отопления, кДж/ч;  $r$  - удельная теплота парообразования (конденсации), кДж/кг.

Конденсатом должно заполняться не более 80 % объема бака.

**Бак-сепаратор** применяют в конденсатопроводах систем высокого давления для отделения пара вторичного вскипания от конденсата. Отбор пара вторичного вскипания делают для использования его в системе парового отопления низкого давления или для нагревания воды в системе горячего водоснабжения. В баке-сепараторе поддерживают с помощью гидравлического затвора или предохранительного клапана избыточное давление 0,02...0,05

МПа, скорость движения пара в нем должна быть не более 2 м/с, конденсата не более 0,25 м/с. Конденсатом должно заполняться не более 20 % объема бака. Бак-сепаратор и соединенный с ним гидравлический затвор изготавливают из труб и листовой стали (рис. 9.7). Ориентировочно объем бака-сепаратора определяют по паровой нагрузке, принимая ее от 200 до 400 м<sup>3</sup>/ч на 1 м<sup>3</sup> бака.

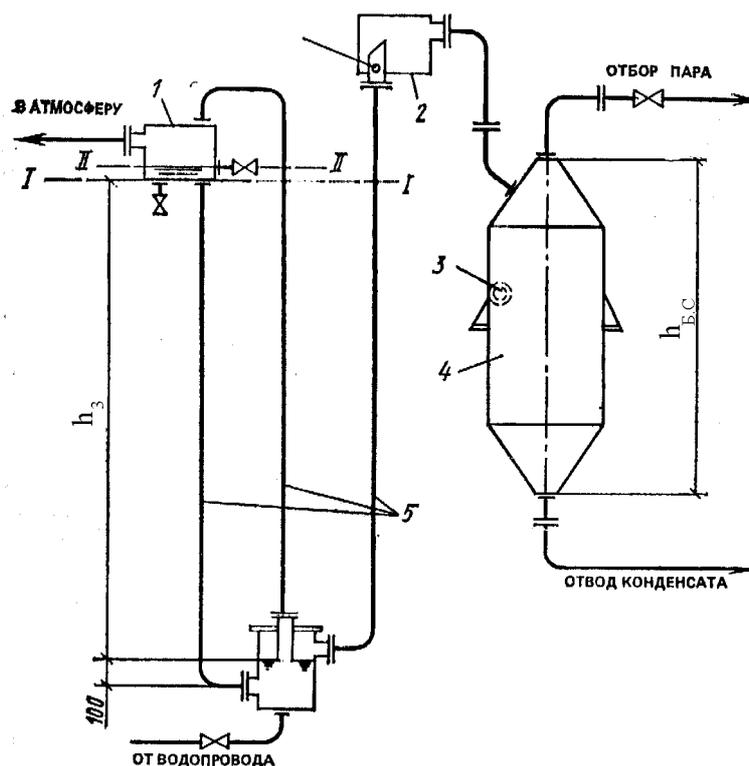


Рис. 9. 7. Бак-сепаратор с гидравлическим затвором

Более точно объем бака-сепаратора  $V_{б.с.}$ , м<sup>3</sup>, вычисляют по формуле

$$V_{б.с.} = 0,5xG_k / \rho_p, \quad (9.8)$$

где  $x$  - доля содержания пара в конденсате (сухость влажного пара);  $G_k$  - расход конденсата, т/ч;  $\rho_p$  - плотность пара при давлении в баке, кг/м<sup>3</sup>.

Бак-сепаратор целесообразно размещать поблизости от сборного конденсатного бака, устанавливая его выше конденсатоотводчиков для лучшего отделения образовавшегося вторичного пара.

**Дросселирующие диафрагмы (шайбы)** применяют для погашения излишнего давления в параллельных частях системы. Диафрагма представляет собой металлический диск толщиной 2...5 мм с отверстием в центре. Диаметр отверстия определяют по расчету в зависимости от количества теплоносителя и величины погашаемого давления (но не менее 4 мм во избежание засорения). Диафрагмы устанавливают в муфте корпуса парового вентиля перед прибором или во фланцевом соединении труб.

**Предохранительный клапан**, как и предохранительное устройство в системе низкого давления, предотвращает повышение давления в системе сверх расчетного. Предохранительные клапаны бывают пружинными и рычажными (с одним или двумя рычагами). У распространенных рычажных клапанов тарелка прижимается к седлу под действием силы,

передаваемой через рычаг от груза. Чем больше длина рычага и масса груза, тем больше давление пара, при котором клапан остается закрытым. При увеличении давления избыток пара через приоткрывающийся клапан удаляется в атмосферу и заданное давление пара восстанавливается.

**Конденсатный насос** для перекачки конденсата из бака на тепловую станцию выбирают для подачи в 1 ч не менее, чем удвоенного количества накапливающегося конденсата (см. формулу (9.7)). Развиваемого насосом давления должно быть достаточно для подъема конденсата и преодоления конечного давления в точке, куда подается конденсат, с учетом потерь давления в трубах  $\Delta p_{\text{пот}}$  по пути от конденсатного бака.

Если конденсат подается из бака в котел, то давление насоса  $\Delta p_n$ , Па, определяют по формуле

$$\Delta p_n = 10^6 p_n + \gamma_k(h + 1) + \Delta p_{\text{пот}}, \quad (9.9)$$

где  $\gamma_k$  - удельный вес конденсата, Н/м<sup>3</sup>;  $p_n$  - давление пара в котле, МПа;  $h$  - вертикальное расстояние между уровнями конденсата - верхним в котле и нижним в баке, м (с запасом 1 м). Мощность электродвигателя к насосу вычисляют по формуле (6.11).

### Контрольные задания и упражнения

1. Укажите условия применения замкнутой системы парового отопления.
2. Обоснуйте необходимость удаления воздуха из системы парового отопления.
3. Перечислите функции редукционного клапана в системе парового отопления.
4. Сравните принципы действия поплавкового и термодинамического конденсатоотводчиков.
5. Укажите способ проведения центрального качественного регулирования в системе парового отопления.
6. На сколько снизится давление пара в системе отопления низкого давления при его передвижении со скоростью 15 м/с по прямолинейному паропроводу  $D_y25$  длиной 20 м? Какую тепловую мощность для отопления несет в себе этот пар?
7. Сравните диаметры паропровода (скорость 60 м/с) и конденсатопровода (скорость 1,5 м/с) для пропуска адекватного количества пара и конденсата.

## 10. ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

### 10.1. Система воздушного отопления

В системах воздушного отопления используется атмосферный воздух, свойства которого как теплоносителя рассмотрены выше.

Воздушное отопление имеет много общего с другими видами централизованного отопления. И воздушное, и водяное отопление основаны на передаче теплоты в отапливаемые помещения от охлаждающегося теплоносителя. В центральной системе воздушного отопления, как и в системах водяного и парового отопления, имеется теплогенератор (центральная установка для нагревания воздуха) и теплопроводы (каналы или воздухопроводы для перемещения теплоносителя).

Воздух для отопления обычно является вторичным теплоносителем, так как нагревается в калориферах другим, первичным теплоносителем - горячей водой или паром. Таким образом, система воздушного отопления фактически становится комбинированной - водовоздушной или паровоздушной. Для нагревания воздуха используют также другие отопительные приборы и иные теплоисточники. Например, в ранее распространенной системе огневоздушного отопления воздух нагревался в огневых печах. В системе воздушного отопления воздух, нагретый до температуры более высокой, чем температура воздуха в

помещениях, отдает избыток теплоты и, охладившись, возвращается для повторного нагревания. Этот процесс может осуществляться двумя способами:

- нагретый воздух, попадая в обогреваемое помещение, смешивается с окружающим воздухом и охлаждается до температуры этого воздуха;
- нагретый воздух не попадает в обогреваемое помещение, а перемещается в окружающих помещении каналах, нагревая их стенки.

В настоящее время распространен первый способ (рассматриваемый в данной главе). Второй способ после натурной проверки в жилых зданиях в начале второй половины XX в. широко не применяется. Эксперименты показали, что в процессе эксплуатации системы нарушается плотность каналов. В стенках и стыках каналов, расширяющихся при нагревании и сжимающихся при охлаждении, появляются трещины, в результате чего изменяется требуемое воздухом распределение. Это, в свою очередь, приводит к перегреванию одних и недогреванию других помещений.

Известно одно из достоинств применяемой центральной системы воздушного отопления - отсутствие отопительных приборов в обогреваемых помещениях. Однако если радиус действия системы воздушного отопления сужается до одного помещения, то воздушнонагреватель может устанавливаться непосредственно в этом помещении и тогда система становится местной. Отличие от системы водяного отопления в этом случае будет в том, что тепловая мощность воздушнонагревателя значительно больше мощности одного обычного отопительного прибора, и в помещении создается интенсивная циркуляция воздуха.

Местной делают систему воздушного отопления, если в помещении отсутствует центральная система приточной вентиляции, а также при незначительном объеме приточного воздуха, подаваемого в течение часа (менее половины объема помещения).

Для воздушного отопления характерно повышение санитарно-гигиенических показателей воздушной среды помещения. Могут быть обеспечены подвижность воздуха, благоприятная для нормального самочувствия людей, равномерность температуры помещения, а также смена, очистка и увлажнение воздуха. Кроме того, при устройстве местной системы воздушного отопления достигается экономия металла.

Способность системы воздушного отопления быстро изменять количество подаваемой в помещение теплоты делает ее достаточно гибкой для обеспечения эксплуатационного регулирования, а также при осуществлении периодического или дежурного отопления. Вместе с тем, воздушное отопление не лишено существенных недостатков. Как известно, площадь поперечного сечения и поверхности воздухопроводов из-за малой теплоаккумулирующей способности воздуха во много раз превышает сечение и поверхность водяных и паровых теплопроводов. В сети значительной протяженности воздух заметно охлаждается, несмотря на то, что воздухопроводы покрывают тепловой изоляцией. По этим причинам применение центральной системы воздушного отопления в сравнении с другими системами может оказываться экономически нецелесообразным. Местное воздушное отопление не имеет перечисленных недостатков, однако не лишено отрицательных черт, обусловленных размещением отопительного оборудования непосредственно в обогреваемом помещении.

Отсутствие отопительных приборов в помещении может препятствовать использованию местного воздушного отопления. Если к тому же требуется обеспечить ряд помещений приточной вентиляцией, то только при центральной системе воздушного отопления совместно выполняется функции отопления и вентиляции.

Возможность совмещения воздушного отопления с приточной вентиляцией в холодный период, с охлаждением помещений в летний период сближает воздушное отопление с вентиляцией и кондиционированием воздуха и предопределяет дополнительное рассмотрение общих вопросов при изучении соответствующих дисциплин.

В настоящее время системы воздушного отопления устраивают в производственных, гражданских и сельскохозяйственных зданиях, применяя рециркуляцию воздуха или совмещая

отопление с общеобменной приточной вентиляцией. Известно также использование нагретого воздуха для отопления жилых зданий и гостиниц.

## 10.2. Схемы системы воздушного отопления

**Местная система** воздушного отопления с полной рециркуляцией теплоносителя воздуха может быть бесканальной и канальной. При бесканальной системе внутренний воздух, имеющий температуру  $t_b$ , нагревается первичным теплоносителем в калорифере до температуры  $t_r$  и перемещается вентилятором в обогреваемое помещение. Наличие вертикального канала для горячего воздуха обуславливает возникновение естественного давления, обеспечивающего циркуляцию внутреннего воздуха через калорифер и подачу его в помещение. Эти две схемы применяют для местного воздушного отопления помещений, не нуждающихся в искусственной приточной вентиляции.

Для местного воздушного отопления помещения одновременно с его приточно-вытяжной вентиляцией используют схемы, где часть воздуха забирается снаружи, другая часть внутреннего воздуха подмешивается к наружному (осуществляется частичная рециркуляция воздуха). Смешанный воздух догревается в калорифере и подается вентилятором в помещение. Помещение обогревается всем поступающим в него воздухом, а вентилируется только той его частью, которая забирается снаружи. Эта часть воздуха удаляется из помещения в таком же количестве в атмосферу с помощью системы вытяжной вентиляции.

Схема может быть и прямоточная. Наружный воздух в количестве, необходимом для вентиляции помещения, дополнительно нагревается для отопления, а после охлаждения до температуры помещения удаляется в таком же количестве в атмосферу.

**Центральная система** воздушного отопления - канальная. Воздух нагревается до необходимой температуры в тепловом центре здания и подается в помещения через воздухораспределители. Принципиальные схемы центральной системы приведены на рис. 10.1.

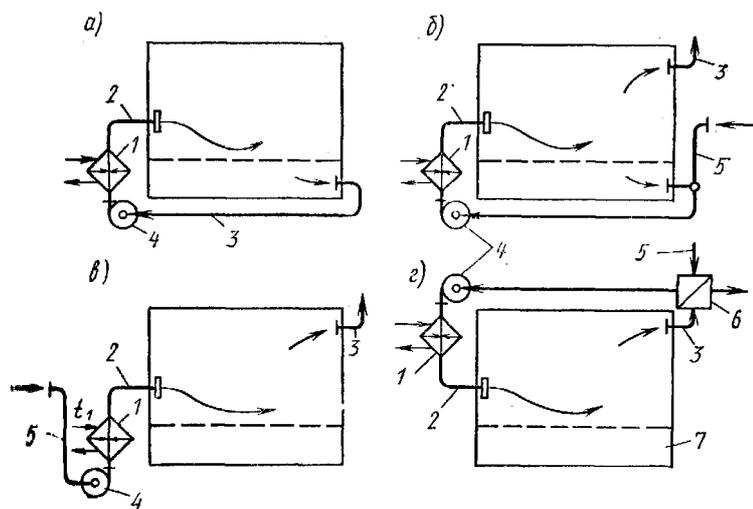


Рис. 10.1. Центральная система воздушного отопления

В схеме на рис. 10.1, а нагретый воздух по специальным каналам распределяется по помещениям, а охладившийся воздух по другим каналам возвращается для повторного нагрева в теплообменнике - калорифере. Совершается полная рециркуляция воздуха без вентиляции помещений. Теплопередача в калорифере соответствует теплотерям помещений, т. е. схема является чисто отопительной.

Схема на рис. 10.1, б с частичной рециркуляцией. На рис. 10.1, в изображена прямоточная схема центральной системы воздушного.

В схеме на рис. 10.1, а теплотраты на нагревание воздуха определяются только теплотерями помещений. В схеме на рис. 10.1, в они возрастают в результате предварительного нагрева части воздуха от температуры наружного воздуха  $t_n$  до температуры

$t_b$ . В схеме на рис. 10.1, в теплотраты наибольшие, так как весь воздух необходимо нагреть сначала от температуры  $t_n$  до  $t_b$ , а потом перегреть до температуры  $t_r$  (тепловая энергия расходуется и на отопление, и на полную вентиляцию помещений).

**Рециркуляционная система** воздушного отопления отличается меньшими первоначальными вложениями и эксплуатационными затратами. Система может применяться, если в помещении допускается рециркуляция воздуха, а температура поверхности нагревательных элементов соответствует требованиям гигиены, пожаро- и взрывобезопасности этого помещения. Радиус действия центральной системы с естественной циркуляцией (без вентилятора) ограничен 8...10 м, считая по горизонтальному пути от теплового пункта до наиболее удаленного вертикального канала. Объясняется это незначительностью действующего естественного циркуляционного давления, составляющего даже при значительной температуре нагретого воздуха всего лишь около 2 Па на каждый метр высоты канала.

**Система** воздушного отопления **с частичной рециркуляцией** устраивается с механическим побуждением движения воздуха и является наиболее гибкой. Она может действовать в различных режимах: в помещениях, помимо частичной, может осуществляться полная замена или полная рециркуляция воздуха. При этих трех режимах система работает как отопительно-вентиляционная, чисто вентиляционная и чисто отопительная. Все зависит от того, забирается ли и в каком количестве воздух снаружи и до какой температуры нагревается воздух в калорифере.

**Прямоточная система** воздушного отопления отличается самыми высокими эксплуатационными затратами. Ее применяют, когда требуется вентиляция помещений в объеме не меньшем, чем объем воздуха для отопления (например, в помещениях категорий А и Б, где выделяются взрывоопасные и пожароопасные вещества, а также вредные для здоровья людей или обладающие неприятным запахом). Для уменьшения теплотрат в прямоточной системе при сохранении ее основного преимущества - полной вентиляции помещений - используют схему с рекуперацией (см. рис. 10.1, г), где применен дополнительный воздухо-воздушный теплообменник, позволяющий использовать (утилизировать) часть теплоты удаляемого из помещения воздуха для предварительного нагревания наружного воздуха.

### 10.3. Количество и температура воздуха для отопления

Воздух для отопления подается в помещение нагретым до такой температуры  $t_r$ , чтобы в результате его смешения с внутренним воздухом и теплообмена с поверхностью ограждений поддерживалась заданная температура помещения. Следовательно, количество аккумулированной воздухом теплоты должно быть равно  $Q_n$  - максимальной теплотребности для поддержания в помещении расчетной температуры  $t_b$

$$G_{от}c(t_r - t_b) = Q_n.$$

Отсюда расход нагретого воздуха  $G_{от}$ , кг/с, для отопления помещения

$$G_{от} = Q_n / (c(t_r - t_b)), \quad (10.1)$$

где  $c$  - удельная массовая теплоемкость воздуха, равная  $1005 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Для получения расхода воздуха в  $\text{кг}/\text{ч}$  теплотребность помещения в  $\text{Вт}$  ( $\text{Дж}/\text{с}$ ) следует выразить в  $\text{Дж}/\text{ч}$ , т. е. умножить на  $3600 \text{ с}$ .

Объем подаваемого воздуха  $L_{\text{от}}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , при температуре  $t_r$  нагретого воздуха

$$L_{\text{от}} = G_{\text{от}} / \rho_r . \quad (10.2)$$

Воздухообмен в помещении  $L_{\text{п}}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , несколько отличается от  $L_{\text{от}}$ , так как определяется при температуре внутреннего воздуха  $t_b$

$$L_{\text{п}} = G_{\text{от}} / \rho_b , \quad (10.3)$$

где  $\rho_r$  и  $\rho_b$  – плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , при его температуре соответственно  $t_r$  и  $t_b$ .

**Температура воздуха**  $t_r$  должна быть возможно более высокой для уменьшения, как это видно из уравнения (10.1), количества подаваемого воздуха. В связи с этим, соответственно, сокращаются размеры каналов, а также снижается расход электроэнергии при механическом побуждении движения воздуха.

Однако правилами гигиены устанавливается определенный верхний предел температуры - воздух не следует нагревать выше  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ , чтобы он не терял своих свойств как среда, вдыхаемая людьми. Эта температура и принимается, как предельная для систем воздушного отопления помещений с постоянным или длительным (более 2 ч) пребыванием людей. Отклонения от этого общего правила делают для воздушно-тепловых завес. Для завес у внешних ворот и технологических проемов, выходящих наружу, допускается повышение температуры подаваемого воздуха до  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ , а для завес у наружных входных дверей - до  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Конкретные значения температуры воздуха при воздушном отоплении связаны со способами его подачи из воздухораспределителей и зависят от того, подается ли воздух вертикально сверху вниз, наклонно в направлении рабочей (обслуживаемой) зоны или горизонтально в верхней зоне помещения.

В пределе, если люди подвергаются длительному непосредственному влиянию струи нагретого воздуха, его температуру рекомендуется понижать до  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

По формуле (10.1) определяют **количество воздуха**, подаваемого в помещение только с целью его отопления, и систему устраивают рециркуляционной. Когда же воздушная система отопления является одновременно и системой вентиляции, количество подаваемого в помещение воздуха устанавливают следующим образом:

если  $G_{\text{от}} \geq G_{\text{вент}}$  (количество воздуха для отопления оказывается равным количеству воздуха, необходимому для вентиляции, или превышает его), то сохраняют количество и температуру отопительного воздуха, а систему выбирают прямоточной или с частичной рециркуляцией;

если  $G_{\text{вент}} > G_{\text{от}}$  (количество вентиляционного воздуха превышает количество воздуха, которое необходимо для отопления), то принимают количество воздуха, потребное для вентиляции, систему делают прямоточной, а температуру подаваемого воздуха вычисляют по формуле

$$t_r = t_b + Q_{\text{п}} / (cG_{\text{вент}}) , \quad (10.4)$$

полученной из уравнения вида (10.1).

Количество воздуха для отопления помещения или его температуру уменьшают, если в помещении имеются постоянные тепловыделения.

При центральной отопительно-вентиляционной системе температура нагретого воздуха, определяемая по формуле (10.4), может оказаться для каждого помещения различной.

Подача в отдельные помещения воздуха при различной температуре технически осуществима. Однако проще подавать во все помещения воздух при одинаковой температуре. В этом случае общую температуру нагретого воздуха принимают равной низшей из расчетных для отдельных помещений, а количество подаваемого воздуха пересчитывают по формуле (10.1).

После уточнения воздухообмена определяют теплотраты на нагревание воздуха по формулам:

для рециркуляционной системы воздушного отопления

$$Q = G_{от}c(t_r - t_b); \quad (10.5)$$

для частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{от}c(t_r - t_b) + G_{вент}c(t_b - t_n); \quad (10.6)$$

для прямоточной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{вент}c(t_r - t_n), \quad (10.7)$$

где  $G_{от}$  и  $G_{вент}$  - расход воздуха, кг/с, для целей отопления и вентиляции;  $t_n$  - расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления.

В формуле (10.6) количество рециркуляционного воздуха  $G_{рец} = G_{от} - G_{вент}$ , так как  $G_{от}$  выражает количество смешанного воздуха, нагретого до температуры  $t_r$  с целью отопления.

### Контрольные задания и упражнения

1. Установите целесообразность применения нагретого сжатого воздуха для целей отопления помещений.
1. Охарактеризуйте известные модели отопительных агрегатов, предназначенных для воздушного отопления.
2. Перечислите условия применения наклонной подачи нагретого воздуха из воздухораспределителей систем воздушного отопления.
3. Определите при равных условиях значения предельно допустимой температуры нагретого воздуха, подаваемого из воздухораспределителя вертикально, наклонно и горизонтально.
4. Сравните способы расчета центрального воздушного отопления помещения при настилающихся и ненастилающихся воздушных струях.
5. Как обеспечить саморегулирование работы рециркуляционного воздушонагревателя?

## 11. ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

### 11.1. Характеристика печного отопления

Печное отопление относится к местным системам отопления, при которых получение, перенос и передача теплоты происходят в одном и том же обогреваемом помещении. Теплота генерируется при сгорании топлива в топливнике печи. Горячие дымовые газы нагревают внутреннюю поверхность каналов - дымооборотов, теплота через стенки каналов передается в отапливаемое помещение. Охладившиеся дымовые газы удаляются через дымовую трубу в атмосферу.

Топливо сжигается в печи периодически, поэтому теплота поступает в помещение неравномерно, и в нем наблюдается **нестационарный тепловой режим**. Наибольшая теплоотдача печи приходится на конец топки, когда температура ее стенок достигает максимума. Наименьшая теплоотдача относится ко времени перед началом очередной топки.

Изменение теплоподдачи в помещение характеризуют коэффициентом неравномерности теплопередачи печи  $M$  [6], выражающим отношение полуразности максимальной и минимальной теплопередачи печи к ее среднему значению. Коэффициент неравномерности теплопередачи зависит от числа топок в сутки и определяется для каждой конструкции печи экспериментально.

Колебания теплоподдачи вызывают изменение температуры воздуха и радиационной температуры помещения. При печном отоплении происходит постоянное изменение температуры помещения, зависящее от его теплоустойчивости. Как известно, чем больше способность ограждений и оборудования помещения поглощать теплоту, тем выше его теплоустойчивость. Достаточно теплоустойчивым считают помещение, в котором при неравномерно передающей теплоту отопительной печи обеспечиваются колебания температуры воздуха в пределах  $\pm 3$  °С.

Печное отопление имеет распространение и в настоящее время. В России почти треть жилищного фонда (в основном за счет старых домов в сельской местности) оборудована печами. При новом капитальном строительстве печное отопление применяется ограниченно.

По действующим нормам [1] не допускается применение печей для отопления производственных помещений категорий А, Б и В. Устройство печного отопления в городах и населенных пунктах городского типа должно специально обосновываться.

Печное отопление допускается в жилых и административных зданиях при числе этажей не более двух (не считая цокольного этажа), небольших общественных зданиях (например, в общеобразовательных школах при числе мест не более 80), производственных помещениях категорий Г и Д площадью не более 500 м<sup>2</sup>. Печное отопление часто устраивается в садовых домиках.

Распространение печного отопления объясняется его **достоинствами**: меньшей стоимостью устройства по сравнению с другими видами отопления, малой затратой металла (только на колосниковую решетку, дверцы, задвижки, иногда на каркас), простотой устройства и обслуживания, независимостью отопления отдельных помещений, одновременным обеспечением вентиляции помещений.

**Достоинства печного отопления свидетельствуют о его широкой доступности. Однако установленные ограничения в отношении дальнейшего распространения (отметим еще раз, что печное отопление иногда допускается, но никогда не рекомендуется) отражают его серьезные недостатки.**

**Недостатки** печного отопления: пониженный уровень теплового комфорта по сравнению с водяным отоплением (нестационарный тепловой режим, а также переохлаждение нижней зоны помещения), затруднения при эксплуатации (заботы о топливе, уход за печью, загрязнение помещения), повышенная пожарная опасность, возможность отравления окисью углерода при неправильном уходе за печью, потеря (до 5 %) рабочей площади помещения.

При печном отоплении печи обычно размещают в помещениях у внутренних стен, используя эти стены для прокладки дымовых каналов. При этом облегчается вывод дымовых каналов в атмосферу, сокращается длина оголовков (участков каналов над кровлей), что улучшает тягу в печах.

Однако при таком расположении печей переохлаждается нижняя зона помещений. Потoki воздуха, нагревающегося у поверхности печи, поднимаются к потолку помещения. Потoki воздуха, охлаждающегося у поверхности наружных ограждений, опускаются к полу. В помещении устанавливается циркуляция воздуха, показанная на рис. 11.1. В результате охлажденный воздух перемещается вдоль пола в сторону печи, нарушая нормальное самочувствие людей, находящихся в помещении.

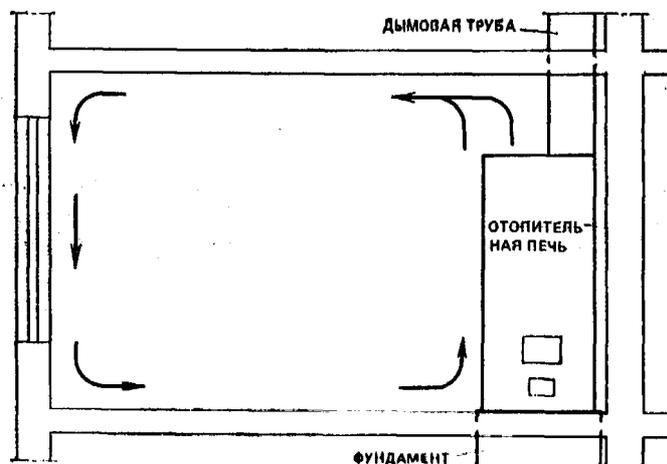


Рис. 11.1. Воздушный режим помещения при печном отоплении

Такой циркуляции воздуха с холодным дутьем по ногам людей можно избежать, переместив печь в помещении к наружным ограждениям. Но в этом случае потребуется утепление дымовых каналов в наружных стенах во избежание конденсации на их внутренней поверхности влаги из отводимых дымовых газов. При этом все же неизбежны ухудшение тяги в печи, дополнительное загрязнение помещения при переносе топлива, золы и шлака.

При устройстве печного отопления не допускаются отвод дымовых газов в вентиляционные каналы, а также установка вентиляционных решеток на дымовых каналах.

Следовательно, каналы обеих систем - печного отопления и естественной вытяжной вентиляции - должны быть обособлены во избежание нарушения их действия.

Печи в здании размещают так, чтобы одна печь обогревала не более трех помещений, расположенных на одном этаже. В здании с коридорной системой связи помещений печи устанавливают таким образом, чтобы обслуживание осуществлялось из коридоров или подсобных помещений, имеющих окна с форточками и оборудованных естественной вытяжной вентиляцией. В двухэтажных зданиях можно устраивать двухъярусные печи как обособленные, так и с одной общей топкой на первом этаже.

## 11. 2. Общее описание отопительных печей

Печи предназначены для различных целей: для отопления (отопительные печи), нагревания воды (печи-каменки), приготовления пищи (варочные печи), сушки продуктов, одежды, материалов (сушильные печи). Эти функции могут выполняться отдельно и могут быть совмещены в одной конструкции печи. В учебнике рассматриваются одноцелевые отопительные печи.

К конструкции отопительной печи предъявляются следующие требования:

- обеспечение достаточно равномерной температуры воздуха в обогреваемом помещении в течение суток (допустимое отклонение  $\pm 3$  °С);
- экономичное сжигание топлива (с возможно более высоким коэффициентом полезного действия (КПД));
- безопасность при эксплуатации;
- ограничение температуры поверхности: 90 °С в помещениях детских дошкольных и лечебно-профилактических учреждений; в других помещениях 110 °С на площади не более 15 % (120 °С - не более 5 %) общей площади поверхности печи; в помещении с временным пребыванием людей допустимо применение печи при температуре ее поверхности выше 120 °С.

Печь состоит из трех основных элементов: топливника (топки), газоходов (дымооборотов) и дымовой трубы. В топливнике может сжигаться твердое (как правило, на колосниковой решетке), жидкое и газообразное топливо. В зависимости от вида топлива изменяются размер и форма топливника. Под топливником устраивают поддувало (зольник при твердом топливе), через которое воздух из помещения поступает к горящему топливу. Регулирование количества поступающего воздуха осуществляется поддувальной дверкой.

Массивные печи возводят на собственном фундаменте, не связанном с фундаментом стен, отделяя фундамент от кладки печи слоем гидроизоляции. Облегченные печи могут устанавливаться без фундамента - непосредственно на полу помещения. В этих случаях под поддувалом устраивают шанцы - небольшие сквозные каналы, предотвращающие перегрев пола вследствие циркуляции через них воздуха помещения.

Горячие дымовые газы под влиянием естественной тяги перемещаются из топливника по газоходам печи. Газоходы могут состоять из одного или нескольких дымооборотов, по которым дымовые газы движутся и снизу вверх, и сверху вниз. Над верхним перевалом дымовых газов устраивают перекрытие - перекрышу печи. В нижних точках дымооборотов (в подвертке, где газы совершают поворот снизу вверх) помещают небольшие прочистные дверцы (чистки) для удаления сажи и летучей золы. В последнем газоходе перед дымовой трубой помещают задвижки для регулирования скорости движения дымовых газов и полного прекращения их движения после окончания топки печи.

Для ускоренного нагревания помещений в начальный период отопления в массе печей иногда устраивают тепловоздушные камеры, представляющие собой открытые в помещения полости, не сообщающиеся с дымооборотами. Для лучшего обогрева нижней зоны отапливаемых помещений печи (особенно расположенные у внутренних стен) часто делают с подтопочным дымооборотом, что обеспечивает усиленный прогрев нижней их части.

### 11. 3. Классификация отопительных печей

Конструктивное исполнение печей чрезвычайно разнообразно. На конструкцию оказывают влияние вид используемого топлива и технология возведения печей. Отличаются основные материалы массива, толщина его стенок, форма печей в плане и их высота. Различны могут быть схемы движения дымовых газов внутри печей и способы их отвода в атмосферу.

Печи рассчитывают на определенную периодичность использования их в течение суток. Периодичность использования печи зависит от ее **теплоемкости**, т. е. от того количества теплоты, которое накапливается (аккумулируется) в массиве печи во время топки и передается затем в помещение вплоть до начала следующей топки. Принято считать, что новую топку печи необходимо начинать, когда средняя температура ее внешней поверхности понизится до температуры, превышающей на  $10^{\circ}\text{C}$  температуру воздуха в помещении. Период времени от конца одной топки до начала другой называется **сроком остывания печи**.

По теплоемкости печи делят на **теплоемкие** и **нетеплоемкие**. Понятие о сроке остывания относится к теплоемким печам, так как нетеплоемкие печи теплоту не аккумулируют и требуют постоянной топки.

**Теплоемкие печи** в зависимости от срока их остывания подразделяют на печи большой теплоемкости (со сроком остывания до 12 ч), средней (8 ч) и малой (3...4 ч) теплоемкости. Таким образом, печи большой теплоемкости потребуются протапливать при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления (параметры Б [1]) 2 раза в сутки, печи средней теплоемкости - 3 раза, печи малой теплоемкости - топить с незначительными перерывами.

Более точно теплоемкость печей характеризует их **активный объем**, от которого зависит и коэффициент неравномерности теплопередачи печей  $M$ . Активным объемом называют объем нагреваемого массива печи (включая пустоты), определяемый произведением площади печи на уровне низа топки на активную (расчетную) высоту. Активная высота печи принимается от низа топки или дна нижележащего подтопочного канала до верхней (при толщине перекрыши

до 140 мм) или нижней ( $>140$  мм) плоскости перекрыши. Печи, имеющие активный объем  $0,2$  м<sup>3</sup> и более, относят к теплоемким. При активном объеме менее  $0,2$  м<sup>3</sup> печи считают нетеплоемкими.

Теплоемкие печи применяют для отопления жилых и общественных зданий, нетеплоемкие — для отопления зданий с кратковременным пребыванием людей.

По температуре теплоотдающей поверхности в соответствии с предъявляемыми требованиями различают печи умеренного прогрева (толстостенные печи с толщиной стенок 120 мм и более, нагревающиеся в отдельных местах до температуры  $90$  °С), повышенного прогрева (тонкостенные печи с толщиной стенок газохода до 70 мм, температура поверхности которых в отдельных точках доходит до  $110...120$  °С) и высокого прогрева (печи, температура поверхности которых не ограничена).

По схеме движения дымовых газов печи устраивают (рис. 11.2):

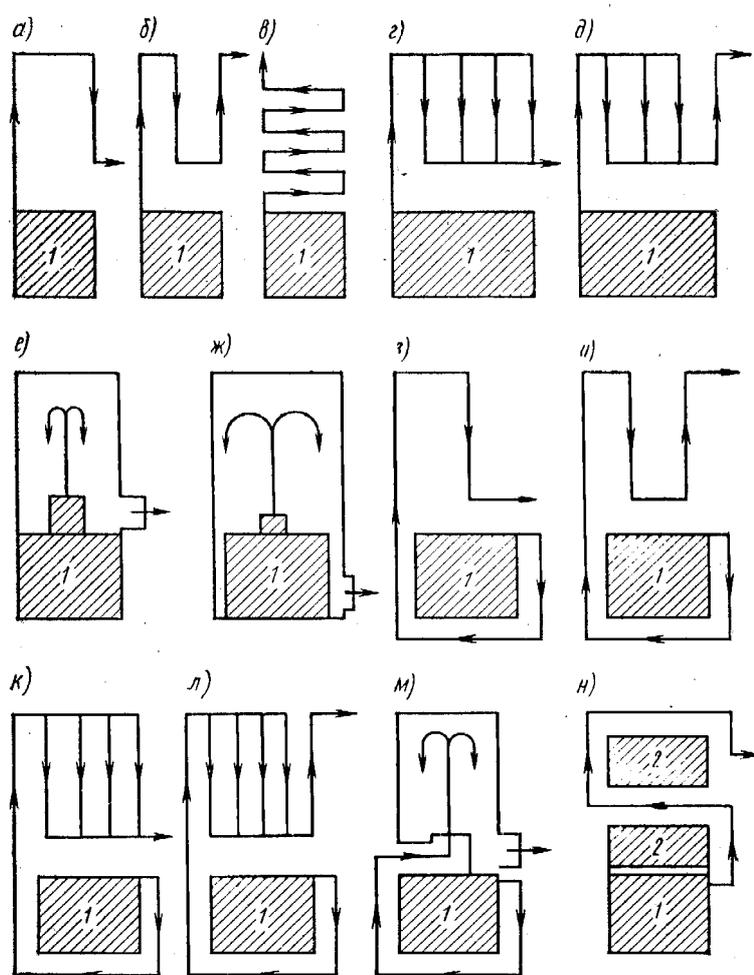


Рис. 11. 2. Классификация отопительных печей по схеме движения отходящих газов

- с движением газов по каналам, соединенным последовательно: однооборотные (рис. 11. 2, а) с одним подъемным каналом, двухоборотные (рис. 11. 2, б) с двумя подъемными каналами и многооборотные с восходящим движением газов (рис. 11. 2, в) по нескольким подъемным каналам;
- с движением газов по каналам, соединенным параллельно: однооборотные (рис. 11. 2, г) и двухоборотные (рис. 11. 2, д);
- со свободным движением газов - бесканальные (колпаковые) (рис. 11. 2, е, ж);

- с движением газов по комбинированной системе каналов с нижним прогревом (с подпочным дымооборотом): последовательных (рис. 11. 2, з, и), параллельных (рис. 11. 2, к, л) и с бесканальной надтопочной частью (рис. 11. 2, м);
- с движением газов по каналам, соединенным последовательно вокруг тепловоздушных камер (рис. 11. 2, н).

По материалу массива и отделке внешней поверхности печи бывают (в порядке убывания теплоемкости):

- кирпичные изразцовые;
- кирпичные оштукатуренные;
- бетонные из жаростойких блоков;
- кирпичные в металлических футлярах;
- стальные с внутренней футеровкой из огнеупорного кирпича;
- чугунные без футеровки.

По форме в плане печи выполняют прямоугольными, квадратными, круглыми, угловыми (треугольными).

По способу отвода дымовых газов различают печи с удалением газов через внутрстенные каналы, через насадные и коренные дымовые трубы. Внутрстенные домовые каналы устраивают в кирпичной кладке стен зданий. Печи соединяют с каналами горизонтальными металлическими патрубками длиной не более 400 мм. Насадные трубы возводят непосредственно над печами (см. рис. 11.1). Коренные трубы сооружают относительно редко на самостоятельных фундаментах.

При массовом строительстве обычно используют типовые печи, заранее разработанные для сжигания определенного вида топлива, причем печи могут быть рассчитаны на периодическую топку, на непрерывное или затяжное горение топлива. Конструкции таких печей имеют теплотехнические характеристики, полученные на основе лабораторных испытаний.

#### 11. 4. Проектирование печного отопления

Прежде всего, выбирают печь, подходящую для отопления помещения, с учетом требований, предъявляемых к ее конструкции. Желателен выбор печи типовой конструкции, причем тепловая мощность, указанная в ее техническом паспорте, должна равняться расчетным теплотерям помещения. Точного совпадения этих показателей обычно не достигают (при выборе печи допустимо отклонение  $\pm 15\%$ ), поэтому после выбора теплоемкой печи приходится приводить ее теплоотдачу в соответствие с теплотерями помещения. Для этого уточняют размеры и показатели элементов печи с учетом вида топлива и расположения ее в помещении: проверяют высоту топливника, тепловосприятие и скорость движения газов в каналах, теплоаккумулирующую способность и плотность теплового потока на теплоотдающей поверхности.

Затем выявляют влияние неравномерности теплопередачи печи на изменение температуры воздуха в помещении. Известно, что при эксплуатации одной и той же печи в различных по конструкции помещениях колебания температуры воздуха в них могут значительно отличаться. Поэтому проделанные расчеты дополняют проверкой на теплоустойчивость помещения, характеризующуюся амплитудой колебания температуры воздуха в этом помещении.

Амплитуду колебания температуры воздуха  $A_t$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , при печном отоплении помещения определяют по формуле

$$A_t = 0,7MQ_{\text{п}} / \sum_{i=1}^n (BA)_i, \quad (11.1)$$

где  $M$  - коэффициент неравномерности теплопередачи, принимаемый по паспорту печи;  $B$  - коэффициент теплопоглощения  $i$ -й ограждающей конструкции помещения,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ,

вычисляемый по формулам, приведенным в [6];  $A$  - площадь внутренней поверхности  $i$ -й ограждающей конструкции,  $m^2$ .

В формуле (11.1) числитель выражает тепловой поток, недодаваемый или излишне подаваемый печью в помещение при периодической топке, знаменатель - тепловой поток, выделяемый или поглощаемый поверхностью всех ограждений при изменении на  $1\text{ }^{\circ}C$  температуры воздуха в том же помещении.

Значение  $A_t$ , вычисленное по формуле (12.16), не должно превышать  $3\text{ }^{\circ}C$ . Если  $A_t > 3\text{ }^{\circ}C$ , то, несмотря на удовлетворительное выполнение предыдущих проверок, необходимо вновь возвратиться к выбору печи, но более массивной с пониженным значением коэффициента  $M$ .

Проектирование печного отопления завершают разработкой **противопожарных мероприятий**. Печи устанавливают так, чтобы соблюдались следующие правила:

- расстояние от топочной дверцы до противоположной стены должно быть не менее 1250 мм;
- высота от поверхности пола до дна зольника и газооборотов - не менее 210 мм;
- высота от верха перекрыши до незащищенного от возгорания потолка - не менее 350 мм для печей с периодической топкой и 1000 мм для печей длительного горения (при защищенном потолке - соответственно 250 и 700 мм).

Конструкции здания из горючих или трудногорючих материалов, примыкающие к печам и дымовым трубам, защищают от возгорания **разделками** - вставками из негорючих материалов. Вертикальные разделки у печей и дымовых труб, установленных в проемах стен из горючих материалов, предусматривают на всю их высоту в пределах помещений, причем толщину разделок принимают не менее толщины стены. Горизонтальные разделки устраивают в тех местах, где конструкции здания из горючих или трудногорючих материалов примыкают к дымовым каналам. Разделки выполняют в виде утолщения кладки каналов по правилам. Верх разделки делают выступающим на 70 мм над полом вышерасположенного помещения.

При расположении печей и дымовых труб вдоль стен устраивают воздушные полости - **отступки** на всю их высоту (шириной не менее 130 мм при толстостенных печах и 250 мм при тонкостенных). Стены и перегородки в отступках из горючих или трудногорючих материалов защищают теплоизоляционными негорючими материалами.

В чердачных помещениях расстояние от наружной поверхности дымовых каналов до конструкции из горючих и трудногорючих материалов принимают в свету не менее 130 мм. При конструкциях из металла или железобетона расстояние не менее 130 мм считают от внутренней поверхности стенок каналов.

Пол из горючих или трудногорючих материалов перед фронтом печей защищают металлическими листами, пол под каркасными печами на ножках - металлическими листами по асбестовому картону толщиной 10 мм.

## 11. 5. Общие сведения о газовом отоплении

Из всех видов топлива газ - экологически наиболее чистое, так как при правильной организации процесса его сжигания содержание вредных веществ (канцерогенов, окислов азота, оксида углерода) в продуктах сгорания минимально. Около 30 % потребляемого в России газа в силу ее климатических особенностей расходуется на нужды теплоснабжения. Использование газа экономически выгодно, что обусловлено повышением КПД агрегатов и сокращением расхода топлива, более легким регулированием температурных полей и состава газовой среды в рабочем пространстве отопительных установок. Значительно упрощается и эксплуатация теплогенерирующих агрегатов.

В России используют природные и сжиженные газы. Природные газы состоят в основном из метана, других углеводородов метанового ряда, а также небольшого количества азота и диоксида углерода (углекислого газа). Низшая теплота сгорания сухих природных газов  $Q^p_n = 36000 \dots 40000\text{ кДж/м}^3$ , плотность  $\rho = 0,73 \dots 1,0\text{ кг/м}^3$ . Сжиженные углеводородные газы (СУГ), которые получают на специальных заводах в результате переработки нефти и природных газов, состоят из пропана и бутанов. Хранят и транспортируют пропан-бутаны на большие

расстояния в сжиженном виде, а перед использованием жидкий газ испаряют. Низшая теплота сгорания паров СУГ (смесь 50 % пропана и 50 % бутанов) примерно  $110000 \text{ кДж/м}^3$ , а плотность  $2,35 \text{ кг/м}^3$ .

Газовое топливо имеет два основных недостатка: взрывоопасность газовоздушных смесей и токсичность самого газа (особенно продуктов его неполного сгорания), в связи с чем необходимо предусматривать систему безопасности, а также предъявлять повышенные требования при эксплуатации установок газового отопления.

Для отопления газ используют в различных установках: обычных или специальных котлах, комнатных печах, приборах квартирного или местного отопления, в газовых отопительно-вентиляционных агрегатах. Под термином “газовое отопление” понимают системы отопления:

- с комнатными печами, работающими на газе;
- с газовыми водонагревателями;
- с газовыми нетеплоемкими отопительными приборами;
- с газовоздушными теплообменниками;
- с газовоздушными излучателями;
- с газовыми горелками инфракрасного излучения.

Первый и третий виды систем газового отопления - местные, остальные могут устраиваться как центральными, так и местными. Ниже даны особенности конструкции перечисленного оборудования. Газовые водонагреватели были рассмотрены в главе 3.

## 11.6. Общие сведения об электрическом отоплении

При электрическом отоплении получение теплоты связано с преобразованием электрической энергии. По способу получения теплоты электрическое отопление может быть с **прямым** преобразованием электрической энергии в тепловую и с **трансформацией** электричества в теплоту в тепловых насосах.

Системы электрического отопления подразделяются на **местные**, когда электроэнергия преобразуется в тепловую в обогреваемых помещениях или в непосредственной близости от них, и **центральные**, например, с электродкотлами.

По степени использования электроэнергии для отопления различают системы с полным покрытием отопительной нагрузки и с частичным ее покрытием в качестве как фоновой (базисной), так и догревающей частей системы.

Системы электрического отопления могут работать по свободному и вынужденному (например, только ночью) графикам.

**Достоинствами** систем электрического отопления являются высокие гигиенические показатели, малый расход металла, простота монтажа при сравнительно небольших капитальных вложениях, транспортабельность, управляемость в широких пределах с автоматизацией регулирования. Возможность гибкого управления процессом получения теплоты позволяет создавать системы отопления, быстро реагирующие на изменение теплотребности помещений.

К **недостаткам** электрического отопления относят, в первую очередь, неэкономичное использование топлива, высокую температуру греющих элементов, повышенную пожарную опасность, хотя в последние годы у применяемых отопительных приборов и греющих кабелей значительно снижена опасность возгорания. Распространение электрического отопления в стране сдерживается также ограниченным уровнем выработки электроэнергии. Отпускная стоимость энергии высокая из-за значительных капитальных вложений в электростанции и линии передач, потерь при транспортировании.

Полное электроотопление зданий требует значительного расхода электроэнергии. Годовой расход электроэнергии для отопления  $100 \text{ м}^2$  площади гражданского здания постройки до 90-х годов колеблется от 35 на юге страны до 125 ГДж на севере.

Для уменьшения расхода топлива целесообразно применять отопительные установки с использованием тепловых насосов. Так, коэффициент использования топлива при отпуске

теплоты потребителю у различных источников теплоснабжения меняется в следующих пределах: от ТЭЦ 68...75 %, от котельных мощностью более 60 МВт 66...73 %, от котельных мощностью менее 60 МВт 58...70 %, от автономных котлов отечественных 65...75 %, от автономных котлов импортных 85...99 %, при электрическом отоплении с приборами прямого преобразования в теплоту 25...45 %, при электрическом отоплении с тепловыми насосами 65...75 %. То есть тепловые насосы имеют приблизительно такой же коэффициент использования топлива как отопление от ТЭЦ или отечественных автономных котельных.

Целесообразность применения электрического отопления в конкретном случае определяют путем сравнения технико-экономических показателей различных вариантов отопления здания. При сравнении исходят из стоимости топлива или электроэнергии с учетом их транспортирования и потерь при этом, коэффициента использования топлива, стоимости сооружения и эксплуатации систем отопления и теплоснабжения. Принимают также во внимание возможность регулирования теплоотдачи приборов и понижения температуры помещения в нерабочее время. Оценивают улучшение социально-гигиенических условий при применении электроотопления.

Высокая транспортабельность создает условия для использования электрической энергии в системах отопления зданий и сооружений в труднодоступных районах, не имеющих других источников теплоты, а отсутствие продуктов сгорания - в экологически чистых зонах. В современных условиях применение электрического отопления экономически целесообразно в районах расположения крупных гидростанций, а также при отсутствии местного топлива (отдаленные районы Восточной Сибири, Крайнего Севера). Используется электроэнергия для отопления рассредоточенных потребителей сельских районов страны.

В современных условиях сниженного потребления электроэнергии промышленностью электроотопление довольно часто применяется в городских зданиях для дополнительного отопления в межсезонье, и при отсутствии газовых сетей в загородных коттеджах в качестве единственного источника теплоты.

Большое распространение получили электрические воздушно-тепловые завесы в общественных зданиях.

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ**

1. Изобразите расположение оголовков дымовых труб, удаленных от конька крыши здания на 1, 2 и более 3 м.
2. Какого вида песок применяют для приготовления глиняного раствора?
3. Разработайте конструкцию кирпичной разделки дымовой трубы (дополнительно используя негорючие материалы) в месте соприкосновения ее с перекрытием из горючего материала толщиной 210 мм.
4. Рассчитайте плотность теплового потока, воспринимаемого стенками газохода печи при температуре газов 700 °С и скорости их движения 2 м/с.
5. Подсчитано, что при печном отоплении амплитуда колебаний температуры воздуха в проектируемом помещении превышает 3 °С. Какими способами можно довести амплитуду до 3 °С?
6. В помещениях, где установлены газовые приборы, необходима вытяжная вентиляция. Из какой зоны помещения (верхней или нижней) необходимо удалять больше воздуха при использовании природного газа или паров сжиженного газа?
7. Для повышения КПД агрегатов, в которых сжигается топливо, необходимо максимально снижать температуру уходящих газов. Почему для газовых нагревателей температура продуктов сгорания на выходе из аппарата должна быть: при эксплуатации в районах с умеренным климатом - не менее 110 °С, а в районах с холодным климатом - не менее 200 °С?

8. Зачем в нижней части двери помещения, где устанавливают газовые водонагреватели (например, кухни), нужно предусматривать решетку или зазор между дверью и полом с определенной площадью?
9. Исходя из стехнометрического уравнения реакции горения, определите теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м<sup>3</sup> метана ( $V_0$ , м<sup>3</sup> воздуха/м<sup>3</sup> газа), приняв состав воздуха: 79 % азота и 21 % кислорода.
10. Для смесительного газового воздухонагревателя, пренебрегая потерями в окружающую среду, можно считать, что теплота смеси нагретого наружного воздуха и продуктов сгорания газа  $Q_{см}$ , равна сумме химической теплоты газа  $Q_Г$  и теплоты, вносимой наружным воздухом  $Q_в$ . Следовательно, уравнение теплового баланса имеет вид:  $Q_Г + Q_в = Q_{см}$ . Из этого уравнения получите выражение для коэффициента разбавления  $K$  - отношения объема нагреваемого воздуха к объему воздуха, необходимого для сжигания газа в стехиометрических условиях. При выводе можно принять, что объемные теплоемкости воздуха и смеси примерно равны.
11. Определите значение коэффициента разбавления для газовых воздухонагревателей, работающих в климатических условиях Москвы, Норильска, Новороссийска, при сжигании природного газа ( $Q_н^с=36000$  кДж/м<sup>3</sup>,  $V_0=9,5$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>). Температура смеси на выходе из нагревателя  $t_{см}=+25$  °С, средняя теплоемкость воздуха и смеси  $c=1,25$  кДж/(кг·°С).
12. Сколько выделяется водяных паров и СО<sub>2</sub> (м<sup>3</sup>/ч) в помещение, где установлена одна горелка инфракрасного излучения, работающая на природном газе (метане)?
13. Какие виды электрического отопления экономически оправданны в различных районах страны?
14. Сравните составляющие приведенных затрат на отопление от домовой электродотельной и котельной на твердом топливе. Как будут отличаться эти составляющие для Москвы и отдаленной сельскохозяйственной фермы в Подмосковье?
15. Почему для животноводческих ферм электроотопление экономически более оправданно, чем для гражданских зданий в городе?
16. Какой электробытовой отопительный прибор вы предпочли бы для быстрого обогрева комнаты на даче при кратковременном пребывании в ней?
17. Какой электробытовой отопительный прибор лучше использовать для сушки свежепобеленных потолков? Для отопления высоких (более 4 м) помещений?
18. Что определяет экономическую эффективность электротеплоаккумуляционного отопления? Направлен ли этот вид электрического отопления на экономию первичного топлива?
19. Почему электротеплоаккумулялирующие приборы лучше использовать для базового отопления, чем для полного?
20. Предложите конструкцию комбинированного отопления с применением электроэнергии.
21. Предложите конструкции систем отопления с тепловыми насосами.

## **РАЗДЕЛ 5. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ**

### **12. РЕЖИМ РАБОТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ**

#### **12. 1. Режим работы системы отопления**

Размеры конструктивных элементов системы отопления здания или сооружения (диаметр труб, воздухопроводов, площадь теплообменников и отопительных приборов) определяют для конкретных расчетных условий. Поддержание расчетных параметров теплоносителя (температура, расход) в этом случае обеспечивает максимально возможную теплоподачу системы, соответствующую теплотребности обогреваемых помещений при расчетных

условиях наружного климата (температура воздуха, скорость ветра, интенсивность солнечной радиации). Подобные условия на территории нашей страны наблюдаются в течение короткого периода времени. Большую часть отопительного сезона климатические условия характеризуются показателями, при которых теплопотребность для отопления ниже расчетной.

Влияние отдельных факторов по-разному сказывается как на величине, так и на характере изменения теплопотребности каждого помещения. Не однозначно это влияние и для различно расположенных однотипных помещений зданий (например, на верхних и нижних этажах или разноориентированных по сторонам горизонта). Переменный характер теплопотребности здания в течение отопительного сезона предопределяет необходимость изменения теплоподдачи системы отопления для поддержания расчетной температуры обогреваемых помещений.

Таким образом, режим работы системы отопления в течение отопительного сезона должен быть связан с переменным значением недостатка теплоты, определяемым изменением отдельных составляющих теплового баланса помещений.

Среди этих составляющих теплопотери через наружные ограждающие конструкции  $Q_{огр}$  вследствие постоянства их коэффициента теплопередачи можно считать изменяющимися пропорционально разности температуры внутреннего и наружного воздуха

$$Q_{огр} = Q'_{огр}(t'_в - t_n) / (t'_в - t'_н), \quad (12.1)$$

где:  $Q'_{огр}$  - теплопотери через ограждающие конструкции при расчетной температуре наружного воздуха;  $t'_в$  и  $t'_н$  - расчетная температура, соответственно, внутреннего и наружного воздуха;  $t_n$  - текущая температура наружного воздуха.

Сложнее характер изменения теплопотерь, связанных с нагреванием поступающего в помещение наружного воздуха,  $Q_{и}$ . Помимо изменения температуры  $t_n$  изменяется и расход воздуха  $G_{и}$ , зависящий от многих факторов и, прежде всего, от разности давления воздуха снаружи и внутри помещения.

Расход воздуха связан с воздушным режимом здания в целом. Например, в жилых многоэтажных зданиях отмечают значительное различие в количестве воздуха, проникающего через окна помещений, расположенных на разных этажах. В общем виде изменение теплопотерь на нагревание поступающего в помещение наружного воздуха определяют по формуле

$$Q_{и} = Q'_{и}\check{G}_{и}(t'_в - t_n) / (t'_в - t'_н), \quad (12.2)$$

где  $\check{G}_{и} = G_{и} / G'_{и}$  - относительный расход наружного воздуха, поступающего в помещение (отношение расхода при текущей температуре наружного воздуха к расходу при расчетной температуре).

Характер изменения величины  $Q_{и}$  для зданий различной этажности показан на рис. 12.1.

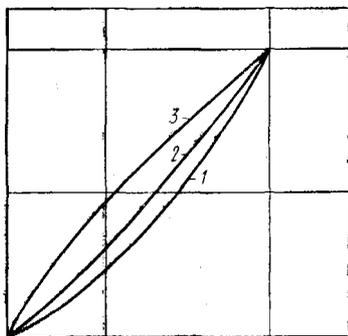


Рис. 12. 1. Характер изменения расхода теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха для зданий с различной этажностью

Теплопоступления от технологического оборудования и других внутренних источников  $Q_{\text{техн}}$  обычно считают в течение отопительного сезона постоянными (в производственных зданиях их устанавливают для часа с минимальными тепловыделениями).

Теплопоступления от солнечной радиации  $Q_{\text{с.р}}$ , как правило, не учитывают в расчетах по определению мощности системы отопления. Однако солнечная радиация может существенно изменить температурную обстановку в помещениях, особенно в весенний период отопительного сезона. Изменение значения  $Q_{\text{с.р}}$  оценивают по данным об интенсивности прямой, рассеянной и отраженной солнечной радиации.

Как известно, начало и конец отопительного сезона относят к устойчиво установившейся среднесуточной температуре наружного воздуха  $t_n=8^\circ\text{C}$ . На рис. 12. 2 показано изменение теплопотребности здания без учета и с учетом технологических и внутренних теплопоступлений и солнечной радиации. Видно, что учет  $Q_{\text{техн}}$  и  $Q_{\text{с.р}}$  может привести к значительной экономии тепловой энергии (заштрихованная область на графике).

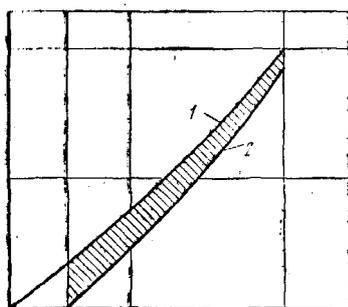


Рис. 12. 2. Изменение теплопотребности здания в зависимости от различных теплопоступлений

Текущая теплопотребность  $Q_{\text{т.п}}$  на отопление помещений в общем виде составляет

$$Q_{\text{т.п}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{и}} - Q_{\text{техн}} - Q_{\text{с.р}} \quad (12.3)$$

Поддержание внутренней температуры воздуха в помещении на расчетном уровне в течение всего отопительного сезона обеспечивается при выполнении условия

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{т.п}} \quad (12.4)$$

где  $Q_{\text{п}}$  - текущая теплоотдача элементов системы отопления в помещение.

Изменение теплоотдачи элементов постоянно действующей системы отопления обеспечивают, прежде всего, путем централизованного изменения параметров теплоносителя (температуры, расхода). Реже это достигают при прерывистом отоплении, при переходе к применению другой отопительной установки (дежурное отопление) или за счет изменения интенсивности теплоотдачи отопительных приборов (например, при использовании воздушного клапана в конвекторе с кожухом). Иногда используют несколько факторов, вызывающих изменение теплоотдачи в помещении.

Регулирование разветвленной системы отопления должно сопровождаться равномерным изменением теплоотдачи всех элементов системы. Такое свойство системы пропорционально изменять теплоотдачу элементов при изменении какого-либо параметра или их сочетания называют **тепловой устойчивостью** системы отопления.

Часто тепловую устойчивость связывают с **гидравлической устойчивостью** - свойством пропорционально изменять расход теплоносителя во всех элементах системы отопления при централизованном изменении его количества. Полной взаимосвязи во всех системах отопления между гидравлической и тепловой устойчивостью не наблюдается. Связано это с непостоянством коэффициента теплопередачи нагревательных элементов системы при изменении в ней температуры и расхода теплоносителя.

Рассмотрим переменный тепловой режим элемента системы на примере участка системы водяного отопления. Теплоотдача участка системы сопровождается изменением температуры воды на выходе из элемента  $t_0$  при известных значениях температуры воды на входе  $t_r$  и расхода воды  $G$  по известному выражению

$$Q = Gc(t_r - t_0), \quad (12.5)$$

где  $c$  - удельная массовая теплоемкость воды.

Температура  $t_0$  может быть определена с использованием так называемой **тепловой характеристики элемента**  $T$  [15]. Тепловая характеристика предложена при решении дифференциального уравнения теплопередачи при движении нагретой жидкости через элемент системы отопления

$$- Gc dt = m(\Delta t_{\text{cp}} / 70)^n (G / 0,1)^p \Delta t_{\text{cp}} dA, \quad (12.6)$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{cp}} = ((t_r + t_0) / 2) - t_b,$$

$\Delta t_{\text{cp}}$  - средняя разность температуры,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $G$  - расход воды, кг/с;  $m$ ,  $n$ ,  $p$  - показатели, входящие в формулу (4.15).

После преобразований получим выражения для вычисления текущей средней разности температуры теплоносителя и окружающего элемент воздуха

$$\Delta t_{\text{cp}} = (n(t_r - t_0) / ((t_0 - t_b)^{-n} - (t_r - t_b)^{-n}))^{1/(1+n)}, \quad (12.7)$$

а также тепловой характеристики элемента  $T$ , определяющей процесс теплопередачи элемента системы отопления,

$$T = n / (70^n ((t_0 - t_b)^{-n} - (t_r - t_b)^{-n})). \quad (12.8)$$

Уравнения (12.7) и (12.8) совместно приводят к формуле для определения температуры на

выходе из теплоотдающего элемента системы при расходе воды, равном расчетному:

$$t_o = t_b + ((1 / (t_r - t_b)^n) + (n / (70^n T)))^{-1/n} . \quad (12.9)$$

Переменный тепловой режим работы системы водяного отопления характеризуется также возможным изменением расхода теплоносителя  $G$ . Изменение расхода может происходить вследствие количественного регулирования или воздействия естественного циркуляционного давления. В этом случае значение тепловой характеристики элемента  $T$  уточняют по формуле

$$T = T'(G / G')^{1-p} , \quad (12.10)$$

где  $T'$  - тепловая характеристика элемента, полученная при подстановке в формулу (12.8) расчетных температурных параметров.

## 12. 2. Регулирование системы отопления

Под **регулированием системы отопления** понимают комплекс мероприятий, направленных на максимальное приближение теплоотдачи ее элементов к текущей переменной теплотребности отапливаемых помещений в течение отопительного сезона для выдерживания расчетной температуры помещений.

Различают **пусковое** (монтажное) и **эксплуатационное** регулирование системы. Эти виды регулирования имеют свои особенности для водяной, воздушной и паровой систем отопления. Рассмотрим регулирование систем центрального отопления.

При пуске системы отопления группы зданий, присоединенной к теплопроводам централизованного теплоснабжения, обеспечивают распределение теплоносителя по отдельным зданиям пропорционально их расчетной теплотребности. Обычно такое регулирование проводят в центральных тепловых пунктах (ЦТП) и во внутриквартальных тепловых сетях. Способы регулирования, как при зависимом, так и при независимом присоединении системы отопления к теплопроводам, рассматриваются в дисциплине “Теплоснабжение”.

Независимо от применяемого в системе отопления теплоносителя необходимость пускового регулирования объясняется тем, что в смонтированной системе может не обеспечиваться требуемая теплоотдача нагревательных элементов. Происходит это вследствие некоторого отличия фактических теплотехнических и гидравлических характеристик элементов от расчетных, неточности гидравлического расчета. Еще одна причина - возможные отклонения от расчетных размеров теплопроводов, допущенных при монтажных работах.

При пуске *системы водяного отопления* здания устанавливают соответствие расхода и температуры теплоносителя в индивидуальном (местном) тепловом пункте расчетным показателям при данной температуре наружного воздуха. В процессе пуска указанные параметры контролируют по показаниям контрольно-измерительных приборов (термометров, манометров, тепломера) в местном тепловом пункте. На практике при отсутствии тепломера или даже расходомера в тепловом пункте с водоструйным элеватором расход высокотемпературной воды в его сопле  $G_1$  определяют расчетным путем при известных разности давления в теплопроводах  $\Delta p_r$  и диаметре сопла элеватора  $d_c$  из формулы (3.18).

Устойчивость работы системы водяного отопления в целом оценивают, как и для любого элемента системы, по температуре воды  $t_o$ , возвращающейся из системы. Повышенное значение этой температуры свидетельствует о преувеличении ее суммарной теплоподдачи в здание и, следовательно, о перегреве отапливаемых помещений, и наоборот.

Необходимую температуру подаваемого в систему отопления теплоносителя устанавливают путем изменения диаметра сопла элеватора, расхода охлажденной воды в подмешивающей перемычке при смешительном насосе (зависимое присоединение системы отопления к тепловой сети) или расхода высокотемпературной воды в теплообменнике с помощью регулирующей

арматуры (независимое присоединение).

Пусковое регулирование элементов и узлов системы отопления связано с обеспечением в них расчетного расхода теплоносителя. В однетрубной системе, выполняемой, как правило, с тупиковым движением воды в магистралях, это достигается при значительном увеличении потерь давления в стояках по сравнению с потерями давления в разводящих (без головных участков) магистралях (рекомендуемое соотношение по СНиП – соответственно 70 и 30 %). Особо тщательным должно быть регулирование двухтрубной системы водяного отопления, где переменное действие естественного циркуляционного давления приводит к существенному перераспределению потоков теплоносителя, поступающего в отопительные приборы, по высоте стояков.

Требуемое распределение теплоносителя осуществляют при помощи запорно-регулирующей арматуры, установленной на стояках и отдельных ответвлениях системы. Регулирование распределения теплоносителя в стояках двухтрубной системы проводят путем повышения потерь давления в подводках к отопительным приборам. Потери давления повышают, регулируя степень открытия крана двойной регулировки в системе отопления малоэтажных зданий или применяя регулирующие краны с дросселирующим устройством в системах отопления многоэтажных зданий. Качественное пусковое регулирование двухтрубных стояков можно провести при использовании современного термклапана, установочное положение которого можно определить заранее, пользуясь специальными номограммами, предоставляемыми фирмами-изготовителями. Для этих же целей используют специальные отключающие краны, устанавливаемые на обратной подводке отопительных приборов.

Пусковое регулирование осложняется трудностями контроля расхода воды в отдельных элементах системы. Косвенно результат регулирования оценивают по температуре воды, выходящей из какого-либо элемента системы. При соблюдении расчетного расхода температура воды  $t_0$  при известных теплотехнических характеристиках элемента, текущих и расчетных температурных условиях должна быть близка к полученной расчетным путем по формуле (12.9). О температуре воды в расчетной точке системы с достаточной точностью ( $\pm 2$  °С) судят по температуре поверхности трубы, измеряя ее переносным электротермометром или ручным одноточечным потенциометром с термопарой в качестве датчика. При этом считают, что температура поверхности стальной тонкостенной неизолированной трубы незначительно отличается от температуры воды в измеряемой точке.

Пусковое регулирование *местного воздушного отопления* (с отопительными агрегатами) связано с обеспечением необходимого распределения теплоносителя (воды или пара) по калориферам агрегатов (в водовоздушных калориферах результат регулирования можно контролировать по температуре  $t_0$ ) с проверкой расчетной подачи вентиляторов. Струйная подача воздуха в помещение может привести к превышению допустимых температуры и скорости движения воздуха в рабочей зоне. Проверка этих параметров в ходе испытания предопределяет выбор способа подачи воздуха (наклонной или сосредоточенной струей).

Наладка рециркуляционного воздухонагревателя заключается в обеспечении требуемого количества циркулирующего воздуха. Способ регулирования нагревателя зависит от применяемого теплоносителя (вода или пар).

В ходе регулирования воздушно-тепловых завес проверяют соответствие подачи вентилятора проектному значению, скорость и температуру воздушной струи, а также уровень шума от работающего агрегата.

Регулирование *центральной системы воздушного отопления* в основном связано с обеспечением проектного расхода воздуха в ответвлениях системы и воздухоподающих устройствах и наладкой воздухонагревателей. Методы проведения этой работы и используемые при этом измерительные приборы рассматриваются в дисциплине “Вентиляция”. В ходе пусковой проверки такой системы следует убедиться, что охлаждение воздуха при его движении по каналам и воздуховодам находится в допустимых пределах.

Систему *парового отопления* после окончания монтажных работ тщательно промывают и продувают паром. Перед пуском системы отопления необходимо проверить работу

редукционных клапанов, предохранительных устройств, конденсатоотводчиков. Пуск системы парового отопления (особенно высокого давления) начинают с обеспечения расчетного давления пара путем соответствующей установки редукционного клапана. Теплоотдачу отопительных приборов при низком давлении регулируют при открытой пробке тройника на конденсатной подводке прибора с помощью вентиля на паровой подводке до тех пор, пока поступление пара через конденсатопровод не прекратится.

Регулирование расхода пара в отдельных ответвлениях и частях системы парового отопления проводят с помощью вентиля или путем установки дросселирующих шайб, обеспечивая полную конденсацию пара в отопительных приборах.

Эксплуатационное регулирование системы отопления проводят с целью обеспечения теплоподдачи в отапливаемые помещения, соответствующей текущей теплопотребности. Способы регулирования различаются также в зависимости от применяемого в системе теплоносителя. В зависимости от места проведения регулирования в системе теплоснабжения различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование.

В системе *водяного теплоснабжения* центральное регулирование осуществляют на тепловой станции (ТЭЦ, котельной) по так называемому отопительному графику, устанавливающему связь между параметрами теплоносителя (температура при качественном или расход при количественном регулировании) и температурой наружного воздуха, как основного фактора, определяющего переменный характер составляющих теплового баланса здания в течение отопительного сезона (рис. 12. 3). Построение графика ориентировано на обезличенное здание в районе действия тепловой станции при расчетной температуре внутреннего воздуха  $18^{\circ}\text{C}$  (расчетная температура согласно СНиП в наиболее представительном помещении – в рядовой жилой комнате жилого дома).

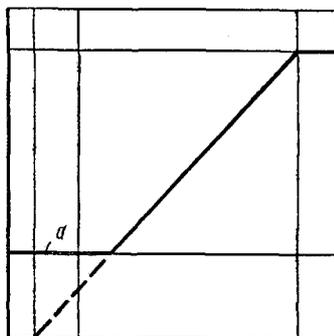


Рис. 12. 3. Отопительный график качественного регулирования температуры теплоносителя

Центральное регулирование на тепловой станции при теплоснабжении различных по назначению зданий (жилые, общественные, производственные и др.) и режиму теплопотребления их инженерных систем (отопление, горячее водоснабжение, вентиляция и др.) не может обеспечить устойчивой работы систем отопления.

Устойчивость работы повышается при приближении места проведения регулирования к теплопотребителю за счет более полного учета различных факторов, определяющих теплопотребность помещений отапливаемых зданий. Так, при групповом регулировании в ЦТП появляется возможность распределять теплоту по уточненным температурным графикам, что способствует повышению экономичности отопления каждого здания. При местном регулировании в тепловом пункте здания учитывают особенности режима его эксплуатации, ориентацию по сторонам горизонта, действие ветра и солнечной радиации.

При индивидуальном регулировании у каждого отопительного прибора можно независимо и наиболее точно реагировать на изменение температурной обстановки в отдельных помещениях.

Большой экономический эффект достигают при прерывистом отоплении зданий с переменным режимом работы со снижением температуры внутреннего воздуха в нерабочий период времени (например, в учебных зданиях) или в ночные часы (в жилых зданиях). Регулирование при этом осуществляют, используя одну систему отопления или две системы (например, водяную и воздушную), когда одна из них действует постоянно, а другую выключают периодически.

Способы регулирования систем *водяного отопления* отличаются параметром, по которому оценивают требуемую теплоподачу в систему. Чаще всего таким параметром является температура наружного воздуха (регулирование “по возмущению”). Индивидуальное регулирование проводят, контролируя температуру внутреннего воздуха в отапливаемом помещении (регулирование “по отклонению”). Местное (пофасадное) регулирование осуществляют с применением того и другого способов. Возможен также способ изменения теплодачи в систему отопления в зависимости от температуры теплоносителя, возвращающегося из части системы или системы в целом. Как известно, эта температура - показатель изменения температурной обстановки в отапливаемых помещениях, и он может быть заранее рассчитан.

При эксплуатации систем *воздушного отопления*, как правило, используют качественное регулирование, осуществляемое путем изменения температуры подаваемого в помещение воздуха при переменном тепловом режиме работы нагревающего устройства. Достигается это путем изменения расхода теплоносителя через калорифер с помощью регулирующих устройств или запорно-регулирующей арматуры.

Центральное регулирование систем парового отопления из-за невозможности изменения в широком диапазоне давления пара, а значит, и его температуры, осуществляют пропусками. Вследствие такого регулирования может быть значительная неравномерность температуры воздуха в отапливаемых помещениях, что во многих случаях недопустимо по гигиеническим соображениям.

В системе парового отопления при незначительном давлении пара перед отопительным прибором (около 2000 Па) эффективным может быть индивидуальное регулирование с помощью установленных у приборов вентиляей.

### 12. 3. Управление работой системы отопления

В зданиях и сооружениях в зависимости от их назначения поддерживают постоянный или переменный тепловой режим (см. § 15.3). В зданиях с постоянным тепловым режимом системы отопления работают круглосуточно, с переменным режимом - прерывисто.

Поддержание необходимых температурных условий в течение суток, недели, отопительного сезона обеспечивают путем изменения теплодачи в помещения. Работа системы отопления эффективна (§ 19.2), когда теплоподача соответствует теплотребности в каждый момент времени. Для этого система отопления должна обладать достаточной тепловой мощностью и способностью изменять теплоподачу в помещения в широких пределах. Работа такой системы нуждается в управлении: ручном или автоматическом.

Для управления работой систему отопления снабжают контрольно-измерительными приборами, сигнальными устройствами, централизуют управление запорно-регулирующей арматурой и отопительными установками.

**Контрольно-измерительные приборы** (КИП) позволяют измерять и устанавливать соответствие работы систем действительным потребностям. **Дистанционная сигнализация** обеспечивает передачу показаний КИП в **центр управления** (диспетчерский пункт), где происходят обработка данных наблюдений и принятие решений по проведению регулирования. Из диспетчерского пункта осуществляют управление исполнительными механизмами - **регулирующими органами** для необходимого изменения работы отдельных приборов, узлов и частей системы отопления.

Наиболее совершенным решением является **система автоматического управления** (АСУ)

отоплением здания по заданной программе. При применении АСУ уменьшается численность обслуживающего персонала, улучшаются условия его работы, снижаются энергозатраты на отопление.

В крупных зданиях и сооружениях принято проектировать автоматизацию и диспетчеризацию работы систем отопления, основанные на следующих принципах:

- автоматическое регулирование - для узлов, в которых требуется постоянное в данный момент времени поддержание регулируемой величины (температуры, давления), а также автоматическая защита от аварии (например, при возможности превышения рабочего давления для отопительных приборов);
- дистанционное управление из диспетчерского пункта - для удаленных отопительных установок;
- ручное управление (пуск, остановка, переключение) - в местах нахождения обслуживающего персонала или редко переключаемых узлов (сетевые задвижки, краны).

Рядом с тепловым пунктом здания размещают диспетчерский пункт, куда передаются сигналы (в том числе светом и звуком), где они обрабатываются и откуда осуществляются управление узлами, агрегатами и установками, а также общая координация работы инженерного оборудования здания.

Наиболее полно реализуются перечисленные принципы при автоматизации работы систем водяного отопления и, прежде всего, с целью экономии тепловой энергии. Системы проектируют с автоматическим регулированием теплового потока по зданию в целом или по каждому фасаду, или по крупным помещениям с неравномерным поступлением в них теплоты.

Кроме того, предусматривают контроль и автоматизацию работы следующих основных узлов систем отопления (применительно к водяному теплоснабжению зданий):

- измерения и регистрации температуры воды в основных магистралях системы отопления, температуры воздуха в контрольных помещениях;
- измерения и регистрации теплотрат на отопление;
- контроля и регулирования давления воды в наружных теплопроводах;
- управления работой циркуляционных и подпиточных насосов;
- сигнализации на щит диспетчера работы насосов, агрегатов воздушного отопления, воздушно-тепловых завес, уровня воды в расширительном баке.

Автоматическое управление работой агрегатов воздушного отопления и воздушно-тепловых завес у ворот и входных дверей делают индивидуальным в зависимости от температуры воздуха в обслуживаемых помещениях.

В зданиях с переменным тепловым режимом дополнительно предусматривают программное управление работой системы отопления в течение суток. Если какую-либо систему проектируют состоящей из двух частей (постоянно и периодически действующих), то автоматизируют действие части системы, осуществляющей “натоп” помещений. Эта часть системы отопления должна работать по программе, обеспечивающей нагревание помещений перед началом работы (натоп), а также поддержание в них минимально допустимой температуры в нерабочий период времени.

В зданиях с постоянным тепловым режимом введение пофасадного автоматического регулирования работы систем водяного отопления позволяет устранять воздействие на температуру воздуха в помещении изменений направления и скорости ветра, солнечной радиации, температуры наружного воздуха. Поэтому современные системы водяного отопления разделяют, если это возможно, на пофасадные части, предусматривая автоматическое регулирование температуры воды, например, по схеме на рис. 12.4, когда температура воды, направляемой в северо-восточную часть системы, регулируется “по возмущению”, а в юго-западную часть – “по отклонению”.

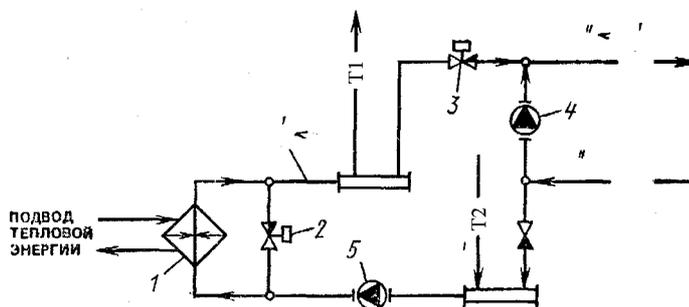


Рис. 12. 4. Схема пофасадного регулирования работы системы отопления

Индивидуальное автоматическое регулирование с использованием термостатического регулятора в настоящее время начинают применять повсеместно, так как при нем наиболее заметно можно сократить расход теплоты на отопление.

#### 12. 4. Особенности режима работы и регулирования различных систем отопления

**Режим работы систем водяного отопления** различаются, прежде всего, в зависимости от принятого способа регулирования. Изменение **температуры воды** (качественное регулирование) проводят для системы в целом или ее частей. Такое изменение планируют заранее, что при достаточной тепловой устойчивости системы обеспечивает необходимое пропорциональное изменение теплоотдачи отопительных приборов. В системе отопления в течение отопительного сезона могут происходить незапланированные изменения (чаще всего понижение) температуры теплоносителя из-за нарушений теплоснабжения (несоблюдения графика качественного регулирования, излишних теплопотерь в тепловой сети и др.).

Изменение **расхода воды** в системе отопления может быть, как и изменение температуры, планируемым при проведении количественного или смешанного (качественно-количественного) регулирования. Может быть и внеплановым, когда изменяется режим работы сетевых насосов, происходит аварийная утечка греющей воды, неравномерно воздействует естественное циркуляционное давление, а также нарушается структура самой системы.

Естественное циркуляционное давление  $\Delta p_e$  (см. § 7.3 и 7.4) зависит, как известно, от плотности воды в вертикальных участках системы, а также от взаимного расположения участков с различной плотностью. Плотность воды изменяется с изменением температуры теплоносителя в рассматриваемых элементах, а их взаимное расположение зависит от конструкции системы водяного отопления. Степень влияния величины  $\Delta p_e$  на режим работы насосной системы зависит и от его доли в расчетном циркуляционном давлении (см. § 7.5).

Для установления связи между расходом воды в элементе системы и естественным циркуляционным давлением воспользуемся так называемым показателем гидравлической характеристики системы отопления [15]

$$\Gamma = \Delta p'_e / (\Delta p_n + \Delta p'_e) , \quad (12.11)$$

где  $\Delta p'_e$  - расчетное для системы отопления естественное циркуляционное давление;  $\Delta p_n$  - насосное циркуляционное давление.

Показатель  $\Gamma$  выражает существующее в расчетных условиях соотношение естественного и суммарного циркуляционного давления, обеспечивающего движение воды в системе отопления. Этот показатель в различных системах отопления может изменяться от 0 (в горизонтальной однотрубной системе одноэтажного здания) до 1 (в системе с естественной

циркуляцией). Например, в насосной одноконтурной системе 5-этажного здания при  $\Delta p_n=10$  кПа, расчетной температуре воды  $t'_r=105$  °С и  $t'_o=70$  °С гидравлическая характеристика составляет около 0,15. С увеличением высоты здания показатель  $\Gamma$  (при незначительном изменении  $\Delta p_n$ ) растет, что объясняется повышением условного среднего центра охлаждения в одноконтурной системе отопления над центром нагревания.

Степень изменения расхода  $\check{G} = G / G'$  в насосной системе отопления под влиянием естественного циркуляционного давления определяют по формуле

$$\check{G} = (1 - \Gamma(1 - (\Delta p_e / \Delta p'_e)))^{0,5}. \quad (12.12)$$

Выразим соотношение текущего  $\Delta p_e$  и расчетного  $\Delta p'_e$  значений естественного циркуляционного давления в системе через температуру теплоносителя

$$((t_r - t_b) / (t'_r - t'_b)) = \beta(t_r - t_o) / (\beta'(t'_r - t'_o)), \quad (12.13)$$

где  $\beta' = (\rho'_o - \rho'_r) / (t'_r - t'_o)$  - среднее увеличение плотности воды в расчетных условиях при понижении температуры теплоносителя на 1 °С, кг/(м<sup>3</sup>·°С) (см. § 7.4).

Текущую температуру воды  $t_r$  и  $t_o$  для различных элементов системы можно найти, используя показатель тепловой характеристики системы  $\Gamma$ .

Относительное изменение расхода воды под действием температурных факторов должно свидетельствовать о достаточности гидравлической устойчивости системы отопления, т. е. о неподверженности ее гидравлическому регулированию под влиянием  $\Delta p_e$ .

В **вертикальных одноконтурных системах водяного отопления** с их последовательным соединением отопительных приборов изменение температуры и расхода по-разному сказывается на теплоотдаче первых и последних приборов по ходу движения воды в стояках. В одноконтурной системе с *верхней разводкой* и насосной циркуляцией (показатель  $\Gamma$  мал) понижение температуры воды сопровождается относительным ростом теплопередачи отопительных приборов на нижних этажах по сравнению с верхними приборами (до 40 %). Это необходимо учитывать при выборе способа регулирования таких систем.

Снижение расхода воды в стояке, прежде всего, сказывается на снижении теплоотдачи нижних приборов. Сказанное свидетельствует о том, что для равномерного изменения теплоотдачи всех отопительных приборов одноконтурного стояка требуется проведение смешанного (количественно-качественного) регулирования (см. рис. 7.25).

В системе с естественной циркуляцией ( $\Gamma=1$ ) одновременно с понижением температуры уменьшаются расход воды в стояках и относительная теплоотдача приборов на нижних этажах (до 30 %). Опасность недогрева помещений нижних этажей возникает в стояках с высоко расположенными (например, при разной высоте стояков или при существенной неравномерности распределения между ними тепловой нагрузки) центрами охлаждения и увеличенным по сравнению с принятым для системы температурным перепадом.

В насосной системе с верхней подачей воды допускается снижение расхода до 11...38 % при допустимом снижении теплоотдачи приборов соответственно до 2,5...11 %. Для такой системы, особенно с высоким значением  $\Gamma$ , характерно явление **саморегулирования**. Оно происходит, когда при снижении по какой-либо причине температуры воздуха около одного или нескольких отопительных приборов из-за некоторого увеличения их теплоотдачи и снижения температуры воды на выходе из стояка повышается ее плотность, растет естественное циркуляционное давление и расход воды в стояке. Это, в свою очередь, приводит к еще большему увеличению теплоотдачи и частичному восстановлению температурной обстановки в обогреваемых помещениях.

При повышении температуры воздуха явление саморегулирования протекает в обратном порядке, но с тем же результатом. В таких системах применимо пофасадно-вертикальное регулирование при увеличении температуры  $t_r$  до 110 °С и расхода воды в системе  $0,5 \leq \check{G} \leq 1,9$ .

Однако в стояках такой системы с пониженным центром охлаждения и малым температурным перепадом возникает опасность существенного снижения теплоотдачи приборов нижних этажей при уменьшении расхода, особенно при больших значениях  $\Gamma$ .

В однотрубной системе отопления с *нижней разводкой* обеих магистралей при расположении отопительных приборов как на подъемной, так и на опускной частях стояка в рядом расположенных помещениях из-за указанного выше различия в теплоотдаче первых и последних в стояке приборов может создаваться неравномерный тепловой режим. Допустимо снижение расхода воды, как и в системе с верхней разводкой, за исключением стояков с замыкающими участками из-за ухудшения прогревания отопительных приборов на подъемной части стояков. Пофасадно-вертикальное регулирование практически неосуществимо. Явление саморегулирования аналогично системе с верхней разводкой, но протекает менее интенсивно.

В однотрубной системе отопления с *“опрокинутой” насосной циркуляцией* (показатель  $\Gamma$  мал) понижение температуры воды приводит к увеличению до 40 % относительной теплоотдачи отопительных приборов на верхних этажах. В такой системе недопустимы естественная циркуляция воды из-за возможного прекращения циркуляции в отдельных стояках, а также применение приборных узлов с замыкающими участками. Допустимое снижение расхода такое же, как и в системе с верхней разводкой. Применение пофасадного регулирования определяется возможностью повышения температуры воды до  $110^{\circ}\text{C}$  и относительного расхода в пределах  $0,3 \leq \dot{G} \leq 2,8$ .

Для **бифилярной системы водяного отопления** характерно пропорциональное изменение суммарной теплоотдачи приборов, обслуживающих помещения на разных этажах, при изменении температуры подаваемой воды. Допустимы большие колебания расхода, чем в других однотрубных системах (18...52 %). Саморегулирующее влияние естественного циркуляционного давления такое же, как и в однотрубной системе отопления. Допустимо пофасадное регулирование, но вертикальное регулирование практически неосуществимо.

В **горизонтальной однотрубной системе** с насосной циркуляцией при малом значении показателя  $\Gamma$  снижение температуры  $t_r$  сопровождается относительным увеличением теплоотдачи последних по ходу воды приборов (до 40 %). При естественной циркуляции в системе многоэтажного здания одновременно со снижением температуры теплоносителя снижается и расход воды, что приводит к уменьшению относительной теплоотдачи последних по ходу воды приборов (до 30 %). Допустимое понижение расхода и саморегулирующее влияние естественного циркуляционного давления такие же, как в вертикальной однотрубной системе. Допустимо пофасадное регулирование системы.

В **вертикальной двухтрубной системе водяного отопления** при равных расчетных перепадах температуры в приборах понижение температуры воды  $t_r$  сопровождается значительно большим снижением теплоотдачи отопительных приборов на верхних этажах по сравнению с теплоотдачей приборов на нижних. Исключение составляет крайний случай при  $\Gamma=1$  (система с естественной циркуляцией воды), когда происходит пропорциональное изменение теплоотдачи приборов. Понижение расхода воды в двухтрубной вертикальной системе вызывает существенное уменьшение теплоотдачи приборов на нижних этажах.

Нарушение структуры системы заметно сказывается на изменении теплоотдачи приборов в однотрубной (в отличие от двухтрубной) системе. Относится это, прежде всего, к приборам, непосредственно расположенным после прибора с умышленно увеличенной площадью теплоотдающей поверхности (после прибора понижается  $t_0$ ) или с уменьшенным расходом воды при регулировании краном на подводке (повышение  $t_0$ ). В системе водяного отопления с тупиковым движением воды в магистральных отключении отдельных стояков заметно изменяет расход воды по другим стоякам. Однако, чем больше стояков в тупиковой ветви системы, тем больше ее гидравлическая устойчивость при отключении стояков в процессе эксплуатации системы.

В системе **местного воздушного отопления** эксплуатационное регулирование осуществляется достаточно легко рассмотренными выше способами. Системы **центрального воздушного отопления** многоэтажных зданий также подвержены тепловому и

аэродинамическому разрегулированию. Как и в системе водяного отопления, это объясняется действием переменного естественного циркуляционного давления. Высокая температура воздуха в воздушной системе определяет высокую долю этого давления в общем циркуляционном давлении.

Добиться стабильности работы системы в течение всего отопительного сезона, особенно в разветвленной многоканальной сети, достаточно сложно. Достигается это обычно значительным увеличением потерь давления в воздухоподающих устройствах. Эффекта можно достичь при использовании ступенчатого нагрева, когда температура воздуха в каналах системы близка к температуре воздуха в помещениях, а до нужной температуры воздух догревается в специальных доводчиках, установленных непосредственно в обогреваемых помещениях.

Особенности работы **систем парового отопления** определяются, как уже отмечалось, невозможностью качественного регулирования систем и необходимостью осуществлять регулирование “пропусками”.

Пусконаладочные работы в системах отопления проводят при строгом соблюдении обеспечивающих безопасность правил. Особенно опасаются воздействия на работающих высокотемпературного теплоносителя, находящегося под высоким давлением в оборудовании, арматуре и трубах систем. Такого воздействия следует ожидать, прежде всего, в тепловых пунктах систем с их оборудованием, запорно-регулирующей арматурой, контрольно-измерительными приборами, имеющими резьбовые и фланцевые соединения.

Под особым контролем осуществляют заполнение и пуск систем водяного отопления с зависимым присоединением к тепловой сети. В такие системы теплоноситель подают постепенно путем плавного открывания первой со стороны тепловой сети задвижки на обратном теплопроводе. Воздушные краны в верхних точках держат открытыми до заполнения системы водой. Открывают краны на импульсных линиях автоматических регуляторов. Только после этого открывают входную задвижку на наружном подающем теплопроводе для создания циркуляции воды. После пуска системы автоматические регуляторы настраивают на поддержание расчетных параметров.

Тщательно следят за исправностью контрольно-измерительных приборов, прежде всего, манометров. Осторожно обращаются с приборами, в которых в качестве рабочей жидкости используется ртуть (термометры, дифманометры).

Ремонтно-восстановительные работы проводят только после отключения части или системы отопления в целом и полного спуска теплоносителя. После монтажных и ремонтных работ системы отопления “опрессовывают”, т. е. заполняют водой и выдерживают под определенным давлением в течение заданного времени. При опрессовке части системы (например, труб и оборудования теплового пункта) отключение дополняют заглушками, устанавливаемыми между фланцами задвижек. Давление при испытании системы зависит от рабочего давления, установленного для элементов систем отопления (например, для отопительных приборов). Система или ее часть считается выдержавшей испытания, если в течение не менее 15 мин падение давления не превышает 0,01...0,02 МПа.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Объясните причины различия теплотерь на нагревание поступающего наружного воздуха в однотипные помещения, находящиеся на нижних и верхних этажах многоэтажных зданий.
2. Выведите формулу для определения тепловой характеристики элемента (см. формулу (12.8)) применительно к системе парового отопления.
3. Определите текущее теплотребление здания при зависимом присоединении системы водяного отопления к тепловой сети с помощью водоструйного элеватора, если разность давления воды в наружных теплопроводах 100 КПа, температура воды в подающей и

обратной магистралях системы отопления, соответственно, 82 и 48 °С, диаметр сопла элеватора 11 мм.

4. Какие факторы, влияющие на теплопотребность системы водяного отопления здания, можно будет учесть при переходе от группового в ЦТП к пофасадному регулированию?
5. Объясните связь между температурой внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях и температурой теплоносителя на выходе из системы отопления.
6. Изобразите технологическую схему автоматического регулирования теплового потока, поступающего в систему водяного отопления здания в течение отопительного сезона.
7. Предложите схему системы водяного отопления с автоматическим регулированием теплового потока для крупного помещения, работа в котором характеризуется неравномерным поступлением теплоты.
8. Перечислите факторы, вызывающие гидравлическое и тепловое разрегулирование насосных систем водяного отопления многоэтажных зданий.
9. Укажите признаки вертикального разрегулирования однотрубной и двухтрубной насосных систем водяного отопления многоэтажного здания.
10. Назовите мероприятия по повышению вертикальной устойчивости действия центральной системы воздушного отопления многоэтажного здания.
11. Дайте определение свойству системы отопления - гидравлическая устойчивость системы.

### **13. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ И ИХ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ**

#### **13. 1. Снижение энергопотребности на отопление здания**

Основным путем экономии энергии в строительстве является возведение **зданий с эффективным использованием энергии (ЗЭИЭ)**. ЗЭИЭ - это такое здание, в котором предусмотрены оптимальные на перспективу инженерные методы и средства по эффективному использованию и экономии энергии, применению нетрадиционных теплоисточников.

Отопление обеспечивает необходимый тепловой режим зданий в зимний период года с затратой около 25 % энергии в балансе страны. Поэтому в регионах с суровым и продолжительным отопительным сезоном, типичным для большей части территории России, эффективное использование энергии для отопления является определяющим моментом экономии ее для теплообеспечения зданий.

Последовательность проектирования оптимального отопления логически соответствует алгоритму - последовательности проектирования при создании современного ЗЭИЭ.

После выбора расчетных внутренних и наружных климатических условий существенным является выбор энергетически рациональных градостроительных, объемно-планировочных и конструктивных решений здания.

Прежде всего, необходимо стремиться, чтобы здание, его теплозащитные свойства были бы в энергетическом отношении наилучшими. Нет смысла бороться за эффективное использование энергии на отопление в здании, которое имеет недостаточную теплозащиту, плохо герметизировано. Расчеты и опыт эксплуатации здания показывают, что выгоднее в 2 раза дополнительно утеплить и герметизировать здание, чем пытаться в плохо защищенном здании достичь такого же результата за счет совершенствования эффективности только системы отопления. Есть такое выражение, что самой дешевой является энергия, которую не надо расходовать.

Рассмотрим, в чем должна заключаться оптимизация градостроительных, объемно-планировочных и конструктивных решений здания с позиции экономии энергии для отопления.

Градостроительные решения применительно к рассматриваемому вопросу связаны, прежде всего, с выбором формы и компактности застройки, а также места расположения источника теплоснабжения. Повышение плотности жилой застройки на 10 % обеспечивает снижение

суммарной теплотребности на 5...7 % по сравнению со стандартной застройкой. Рациональное размещение потребителей теплоты относительно источника, при котором наблюдается пропорциональное снижение нагрузок по мере удаления от источника, дополнительно обеспечивает снижение бесполезных потерь еще на 15...20 %.

Энергоэкономический эффект, достигаемый только за счет отмеченных градостроительных решений, оказывается существенным. При этом обеспечиваются дополнительные экономические и технологические преимущества, например, на 2...3 % снижается материалоемкость, а также повышается надежность системы энергообеспечения за счет сокращения ее общей протяженности.

Существенное сокращение потерь теплоты на отопление обеспечивает рациональная аэродинамика застройки. В частности, при уменьшении скорости ветра в зоне застройки можно сократить в 2...3 раза инфильтрационные теплотери зданиями, что равноценно экономии 0,1 кг условного топлива на 1 м<sup>2</sup> в год. В этих целях могут быть использованы специальные ветроломные щиты в виде лесонасаждений, рациональное строительное зонирование застройки по этажности со снижением обдуваемости отдельных зданий и другие приемы. Градостроительные решения применительно к рассматриваемому вопросу связаны также с выбором ориентации здания по сторонам горизонта и его положения в застройке. На юге предпочтительна широтная, на севере - меридиональная ориентация зданий с целью использования теплоты солнечной радиации для отопления и во избежание перегрева зданий в летнее время. Считается, что переход от одной ориентации к другой приходится на широту, где продолжительность отопительного сезона около 200 сут.

Выбор положения здания в застройке с точки зрения энергоэффективности связан с направлением доминирующих ветров зимой, косыми осадками на вертикальные ограждения, экранирующим действием и затенением солнечной радиации рядом расположенными зданиями, разрывами между ними.

Объемно-планировочные решения существенно влияют на энергопотребности отопления здания. Форма здания должна быть компактной, надо стремиться к минимальному отношению площади наружных ограждений к объему помещения. Идеальной формой является сфера, хорошей - куб или широкий параллелепипед, хуже - узкие и длинные здания или в виде высокой башни. Фасады здания не должны быть изрезанными, не желательны встроенные заглубленные лоджии и эркеры.

Экономия энергии обеспечивается блокировка различных цехов и помещений в одном корпусе. Блокировка промышленных цехов может давать экономию теплоты до 30...40 %. Предпочтительным является сблокированное здание с широким корпусом, многоэтажное, с неизрезанными, гладкими фасадами.

При планировке здания важно правильно расположить помещения различного назначения в зависимости от ориентации фасадов. Основные помещения, как правило, целесообразно размещать со стороны южного фасада, второстепенные - северного. С точки зрения комфортности микроклимата желательно увеличивать высоту помещений, предназначенных для постоянного пребывания людей.

К объемно-планировочным мероприятиям относится организация аэрации здания. Возможно устройство квартир с односторонней ориентацией или квартир со сквозным проветриванием при двух- и трехсторонней ориентации. Необходима защита входных дверей и вестибюлей здания от врывания холодного наружного воздуха. Целесообразно использовать лестничные клетки, лифтовые холлы, коридоры для организованного перетекания воздуха в здании с целью утилизации теплоты. Возможно устройство специальных аэрационных шахт и проемов. В последнее время в зданиях применяются атриумы, которые используются как воздушные резервуары для снижения воздухообмена, организации перетекания воздуха, а также как накопители для утилизации теплоты с помощью тепловых насосов, аккумуляторов и др. Аэрационный режим может быть во времени непрерывным, прерывистым с дневным или ночным проветриванием.

Основную роль в формировании теплового режима здания играют конструктивные средства.

Ограждения должны обладать высокими теплозащитными свойствами, герметичностью, их внутренние поверхности - свойством сорбировать и десорбировать пары и газы. Основные теплозащитные свойства определяются сопротивлением теплопередаче и теплоустойчивостью, которые принимаются в зависимости от назначения здания и способа его отопления.

Фундаментальные здания должны иметь теплоустойчивые ограждения с высоким сопротивлением теплопередаче. Здания для непродолжительной эксплуатации могут иметь ограждения с минимальным сопротивлением теплопередаче и малой тепловой инерцией. Здания с эффективным использованием энергии должны иметь повышенную теплоизоляцию, т. е. быть "зданием-термосом" с теплоустойчивыми внутренними слоями ограждений, обращенными в помещение.

В энергоэкономичных зданиях коэффициент теплопередачи стен и перекрытий должен быть уменьшен по сравнению с обычными решениями в 3...4 раза, т. е. до 0,3...0,4 Вт/(м<sup>2</sup>·°C). Окна по возможности должны быть со стеклопакетами, заполненными инертным газом, с селективными покрытиями стекол, препятствующими пропусканию длинноволнового излучения из помещения, оконные переплеты - с двойным (тройным) уплотнением. Следовательно, коэффициент теплопередачи окон может быть уменьшен в 2...3 раза, т. е. до 1,5 Вт/(м<sup>2</sup>·°C) и ниже.

Теплоустойчивые внутренние слои должны выполнять функцию аккумуляторов теплоты при различных решениях регенерации теплоты в помещении. Кроме того, функции рекуператоров теплоты могут выполнять окна и ограждения с вентилируемыми воздушными прослойками, вентилируемые чердаки. Для регенерации теплоты могут также использоваться перекрытия, подполья и грунт под зданием. С этой же целью начинают проектировать здания в оболочке-футляре. Перспективной является конструкция наружных ограждений с термоэлектрическими элементами в толще и развитыми теплообменными поверхностями с наружной и внутренней стороны. Они работают как термоэлектрические тепловые насосы, утилизирующие энергию окружающей среды. Рациональны конструкции наружных ограждений в виде солнечных коллекторов и абсорберов. Наружные поверхности ограждений должны иметь такие радиационные свойства, чтобы зимой активно поглощать коротковолновую солнечную радиацию и слабо отдавать длинноволновую радиацию в окружающую среду.

Основные теплотери в здании приходятся на окна, поэтому большую роль играет степень остекленности фасадов зданий. Обычно ее стремятся сократить до минимальной по условию допустимой естественной или смешанной (естественно-искусственной) освещенности помещений. Однако при хорошей теплозащите окон и их экранировании от воздействия солнца летом оптимальная остекленность с учетом использования солнечной энергии для отопления, особенно в весенне-осенние периоды, может заметно превосходить минимально допустимую по условию освещенности. Следует также использовать многослойное остекление с применением селективных, отражающих, поглощающих и утепленных стекол, а также постоянных и временных теплозащитных экранов в виде монопанелей, ставней и др. Рациональное применение совокупности рассмотренных градостроительных, объемно-планировочных и конструктивных мер может значительно (в 1,5...2 раза) снизить потребность энергии для отопления зданий.

Перспективными с точки зрения экономии энергии являются наружные ограждения с переменным сопротивлением теплопередаче. Сопротивление можно варьировать в зависимости от наружных климатических воздействий. Теоретически возможно ограждение, в котором сопротивление теплопередаче может изменяться от нуля до бесконечности. В большинстве случаев вполне достаточно обеспечить такое изменение теплозащитных свойств, при котором на внутренней поверхности ограждения поддерживается допустимая температура в любой момент времени. Примером такого ограждения может служить конструкция двойного окна, межстекольное пространство которого ночью заполняется с помощью вакуум-насоса элементами из пенополистирола. В дневные часы дополнительная теплоизоляция удаляется, и солнечная радиация свободно проникает в помещение. Подобный эффект достигается путем вентилирования межстекольного пространства внутренним воздухом, расход которого

регулируется в зависимости от наружных условий.

Регулирование теплозащитных свойств ограждения возможно также путем изменения лучистой и конвективной составляющих теплового потока на его внутренней поверхности. В первом случае необходимый эффект достигается облучением конструкции потоком требуемой интенсивности, например, с помощью горелок инфракрасного излучения. При этом исходное сопротивление теплопередаче конструкции может быть принято намного меньше требуемого, что существенно снижает капитальные затраты. Такое решение экономически оправданно для зданий сезонного действия. Во втором случае регулирование конвективного теплового потока на внутренней поверхности обеспечивается с помощью тепловоздушных завес в виде плоских полуограниченных струй.

Активное регулирование теплового потока через ограждение можно обеспечить путем его порогового проветривания. При этом наблюдается рекуперация теплового потока через ограждение, интенсивность которой регулируется потоком фильтрующегося воздуха. Такое решение целесообразно для вентилируемых зданий, оно позволяет снижать расходы теплоты на отопление на 40...60 %.

Конструкция наружного ограждения может быть выполнена с тепловым экраном. Тепловой экран, расположенный ближе к наружной поверхности ограждения, обеспечивает в плоскости расположения повышенную температуру за счет циркуляции низкотемпературного теплоносителя (например, грунтовой воды). Теплотери через экранированное ограждение снижаются до 2...3 раз, а циркуляция теплоносителя возможна за счет гравитационных сил.

Применение этих мероприятий особенно необходимо в ЗЭИЭ, где их использование совместно с солнечными коллекторами или абсорберами, суточными, недельными и сезонными аккумуляторами теплоты и тепловыми насосами (§ 19.3) может снизить потребность в подводимой извне энергии для целей отопления в 3...4 раза.

Существенное снижение энергопотребности на отопление зданий может быть достигнуто при использовании автоматической системы управления (АСУ) работой инженерного оборудования здания. Структурная схема АСУ работой инженерного оборудования здания состоит из нескольких взаимосвязанных блоков:

- измерительного, включающего датчики регулируемых и нерегулируемых параметров;
- устройства преобразования сигналов и сигнализаторы их значений;
- пульта управления, ЭВМ и коммутаторов, служащих для сбора, обработки данных наблюдений и подачи команд;
- исполнительного блока, управляющего работой, в том числе системы отопления.

Работа АСУ тепловым режимом на ряде объектов общественного и промышленного назначения в Москве показала их высокую эффективность, обеспечивающую экономию энергии до 20 % при окупаемости дополнительных капитальных вложений в течение около одного года.

### 13.2. Повышение эффективности отопления здания

Заключительным этапом алгоритма разработки здания с эффективным использованием энергии является оценка эффективности принятого способа отопления как составной части системы кондиционирования микроклимата (СКМ) здания. На это направлены рассмотренные в данном разделе инженерные приемы.

Комплексное свойство СКМ здания эффективно выполнять свои функции является обычно вероятностной характеристикой. **Эффективность** системы отопления определяется тремя основными свойствами: надежностью, управляемостью (или устойчивостью), обеспеченностью.

**Надежность** - вероятностное обеспечение безотказной работы механической части системы отопления, ее конструктивных узлов и элементов при эксплуатации в пределах расчетных сроков и условий.

**Управляемость** - вероятностное выдерживание заданных отклонений в работе отдельных частей и зон системы отопления в процессе управления и при эксплуатации в течение

отопительного сезона.

**Обеспеченность** - принятое в проекте выдерживание с допустимой вероятностью отклонений расчетных внутренних условий в здании.

Другие свойства системы отопления, влияющие на эффективность ее работы, могут быть учтены при рассмотрении указанных основных свойств.

Имеются ограниченные сведения о надежности как показателе безотказной работы узлов и элементов системы отопления. Имеются данные о гидравлической и тепловой устойчивости системы отопления и ее управляемости в процессе эксплуатации.

Обеспеченность расчетных условий в здании зависит от того, с каким коэффициентом обеспеченности рассчитаны и запроектированы система отопления и защитные свойства здания.

Теория эффективности позволяет определить логически очевидные вероятностные показатели выдерживания заданных условий в здании, установить число случаев и общую продолжительность отклонений, а также наиболее невыгодное (наибольшее) разовое отклонение внутренних условий от расчетных.

Отдельные составляющие комплексного свойства эффективности могут быть получены расчетом или по экспериментальным данным, натурным наблюдениям. Они должны быть определены вероятностными показателями  $K$ , которые учитывают или число случаев  $n$ , или общую продолжительность во времени отклонения условий в помещении от расчетных  $\Delta z$ , в единой форме записи (в одном масштабе отнесения) в виде

$$K_n = (N - n) / N \text{ или } K_z = (z - \Delta z) / z, \quad (13.1)$$

где  $N$  и  $z$  - общее число случаев или общая продолжительность рассматриваемого периода работы системы отопления (отопительный сезон, 50-летний период работы и т. д.).

Комплексное свойство эффективности  $K_{эф}$ , как совокупность вероятностных показателей свойств надежности  $K_{над}$ , управляемости  $K_{упр}$  и обеспеченности  $K_{об}$  [6], учитывая их относительную независимость, можно определить в виде

$$K_{эф} = K_{над} K_{упр} K_{об}. \quad (13.2)$$

Показатель эффективности  $K_{эф}$  в зависимости от функционального назначения здания определяет социальный и производственный ущерб за счет невыдерживания требуемых внутренних условий в помещениях. В связи с этим эффективность является не только совокупным качественным свойством системы, но она прямым образом связана с технико-экономическими, в том числе энергетическими ее показателями. Чем меньше  $K_{эф}$ , тем ниже качество отопления и больше социально-производственный ущерб.

Поэтому, проводя технико-экономическое сравнение вариантов и выбор оптимального решения по приведенным затратам (см. § 15.2), необходимо наряду с капитальными вложениями  $K$  и эксплуатационными затратами  $\mathcal{E}$  учитывать также эффективность отопления в форме ущерба  $У$ . Тогда приведенные затраты  $\Pi$ , определяющие оптимальный вариант системы отопления, должны рассчитываться по формуле (см. формулу (15.2))

$$\Pi = (K / z_n) + \mathcal{E} + У. \quad (13.3)$$

Минимальное значение  $\Pi_{мин}$  определяется из уравнения

$$d\Pi / dM = 0, \quad (13.4)$$

где  $M$  - принятый показатель отнесения всех затрат (например, единицы продукции, площади, объема здания).

Учет эффективности различных решений системы отопления при определении приведенных затрат позволяет проводить технико-экономическую оценку и сопоставление возможных вариантов, не равнозначных по своим качественным показателям, что значительно расширяет область поиска оптимального решения. Важно оценивать экономичность отопления не только в денежном выражении, но и совокупным энергетическим показателем, включающим оценку материалов, трудовых, транспортных и других производственных затрат на заготовку, монтаж и эксплуатацию всех элементов системы отопления здания.

### 13. 3. Реконструкция системы отопления

Реконструкция системы отопления, т. е. частичная или полная замена ее элементов, их конструктивная модернизация, осуществляется в связи с физическим износом системы, различного рода технологическими изменениями, вызванными назначением и объемом здания или условиями работы системы, ее моральным старением и другими причинами.

**Износ системы** водяного и парового отопления при длительной эксплуатации происходит под воздействием внутренней, а иногда и внешней коррозии. Вследствие отложения взвешенных частиц и образования накипи повышается гидравлическое сопротивление теплопроводов, отопительных приборов, ухудшаются их теплотехнические свойства. Этим же процессам подвержены оборудование систем (теплообменники, баки, воздухооборники, грязевики и пр.) и запорно-регулирующая арматура.

Исследованиями систем водяного отопления, проведенными в условиях их эксплуатации, установлено заметное различие в изменении потерь давления в системах в течение многолетней эксплуатации в зависимости от качества теплоносителя. Оценить это изменение можно по формуле

$$\Delta p_z / \Delta p_p = 0,6 + az^{0,38}, \quad (13.5)$$

где  $\Delta p_z$ ,  $\Delta p_p$  - потери давления в системе отопления, соответственно, через  $z$  лет эксплуатации и расчетные;  $a$  - коэффициент, зависящий от качества теплоносителя ( $a=0,17$  для деаэрированной воды при содержании кислорода в ней до  $0,1$  мг/л и  $a=0,65$  для недеаэрированной и смешанной воды при содержании кислорода  $10$  мг/л).

В начале эксплуатации потери давления в новой системе водяного отопления составляют около  $60\%$  расчетных. Расчетные потери давления достигаются в системах, питаемых недеаэрированной водой, практически в первый год эксплуатации, а в системах, работающих на деаэрированной воде, через  $8...10$  лет эксплуатации.

Повышение потерь давления в системе приводит к уменьшению расхода теплоносителя, к гидравлической и тепловой разрегулировке системы отопления и снижению теплоотдачи ее элементов.

Срок службы отдельных элементов системы отопления не одинаков. Долговечность систем зависит от вида и качества используемого теплоносителя, условий их работы. Срок службы систем водяного отопления возрастает при их теплоснабжении от ТЭЦ и тепловых станций, когда проводятся умягчение и деаэрация воды, по сравнению с теплоснабжением от местных котельных. Особенности работы системы парового отопления, более интенсивные процессы коррозии, происходящие в ней, ставят ее на последнее место по долговечности среди других систем. Наиболее долговечной считают систему воздушного отопления (за исключением воздухонагревателей).

Срок службы системы отопления зависит и от материала, из которого сделаны ее элементы, его качества. Например, коррозионные процессы, особенно в стальных отопительных приборах и деталях, быстро понижают их прочность. Важно и качество изготовления самих элементов, проведения сборочных и монтажных работ.

Решение о частичной или полной замене элементов системы отопления принимают после специального обследования, в ходе которого проводят гидравлическое и тепловое испытания системы, определяют расход теплоносителя в системе в целом и ее отдельных узлах, соответствие теплоотдачи элементов расчетной. Состояние металла в системе оценивают путем исследования образцов, извлеченных путем частичной разборки или вырезки.

Проектируя реконструкцию системы отопления, стремятся сохранить те ее элементы, которые мало изменили свои свойства в процессе эксплуатации. К ним относятся чугунные радиаторы и ребристые трубы, которые при качественной ежегодной промывке практически не подвержены коррозии. Относительно долго служат и те элементы системы, которые выполнены из медных сплавов и неметаллических материалов.

При реконструкции систем отопления с использованием существующих стальных труб эквивалентную шероховатость их внутренней поверхности принимают: для воды и пара - 0,5, конденсата - 1,0 мм.

Реконструкцию системы отопления часто проводят по причинам, не связанным непосредственно с ее состоянием. Так, полную замену системы осуществляют при капитальном ремонте, связанном с **перепланировкой здания**. При этом иногда принимают принципиально новое схемное решение системы с заменой устаревших конструкций, использованием нового оборудования, обеспечением автоматизации. В новом проекте учитывают возможные изменения теплотрат на отопление помещений.

В производственных и коммунальных зданиях конструкция системы отопления может изменяться вследствие изменения технологических процессов, теплового режима помещений, а также назначения здания в целом.

Полная реконструкция системы отопления требуется при замене теплоносителя, например, при переходе от пара к воде.

**Изменение условий теплоснабжения** здания (изменение температуры, давления теплоносителя) вызывает реконструкцию теплового ввода и местного теплового пункта. Больших затрат требует, в частности, перевод системы водяного отопления с зависимой на независимую схему присоединения к тепловой сети. При этом дополнительно устанавливают теплообменники, циркуляционные и подпиточные насосы, расширительный бак, новые контрольно-измерительные приборы, приборы автоматизации, запорно-регулирующую арматуру. Каких-либо дополнительных изменений непосредственно в системе отопления обычно не требуется.

**Повышение требований к тепловому комфорту** в зданиях, качеству работы инженерного оборудования со снижением эксплуатационных затрат, в том числе экономией тепловой энергии, также вызывает необходимость реконструкции системы отопления. Неспособность системы отопления удовлетворять возросшим требованиям называют ее **моральным старением**. Качество устаревшей системы повышают путем частичной модернизации отдельных узлов и деталей, оснащения ее средствами управления и диспетчерского контроля.

Одной из причин реконструкции может быть **изменение условий эксплуатации** системы отопления. Например, переход от постоянного теплового режима помещений здания к переменному с прерывистым отоплением. При этом изменяют мощность системы отопления, ее конструкцию, схемное решение, вводят новое оборудование.

Новую систему отопления в настоящее время проектируют, предусматривая возможность ее реконструкции или модернизации в будущем. Например, разделяют систему водяного отопления на пофасадные части для оснащения в будущем приборами автоматического регулирования. Предусматривают возможность замены обычного элеватора элеватором с регулируемым соплом или смесительным насосом, перехода к независимой схеме присоединения к тепловой сети.

В системах воздушного отопления автоматизируют действие отопительных агрегатов и воздушно-тепловых завес, центральных систем, в том числе регулирование распределения воздуха по каналам и воздуховодам.

В зданиях старой постройки реконструкция системы отопления, как правило, связана с

конструктивными изменениями (например, с перекладкой магистральных труб). Учет этих затрат, а также стоимости нового автоматизированного оборудования часто приводит к выводу об экономической нецелесообразности реконструкции морально устаревшей системы. Окончательное решение и выбор варианта реконструкции в этом случае увязывают с экономической целесообразностью реконструкции всего здания в целом.

Частичную реконструкцию системы отопления может вызвать какой-либо внутренний дефект, который нельзя устранить путем ремонта. Например, при выходе из строя монолитных в строительные конструкции греющих элементов приходится устанавливать новые отопительные приборы непосредственно в обогреваемых помещениях, присоединяя их к существующей системе.

В редких случаях, в условиях особенно суровых зим, реконструкция вызывается последствиями аварий, особенно при неправильной эксплуатации систем отопления.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СНиП 2.04.05-91\***. Отопление, вентиляция и кондиционирование / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 1998.
2. **СНиП II-3-79\***. Строительная теплотехника / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 1998.
3. **СНиП 23-01-99**. Строительная климатология / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 2000.
4. **СП 41-101-95**. Проектирование тепловых пунктов / Госстрой России. – М.: ГУП ЦПП, 1999.
5. **Андреевский А. К.** Отопление: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. – Минск: Высш. шк., 1982.
6. **Богословский В. Н.** Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха): Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982.
7. **Богуславский Л. Д.** Снижение расхода энергии при работе систем отопления и вентиляции. – 2-е изд. – М.: Стройиздат, 1985.
8. **Богуславский Л. Д. и др.** Экономика теплогазоснабжения и вентиляции: Учеб. для вузов. – 3-е изд. – М.: Стройиздат, 1988.
9. **Веденяпин А.** Курс отопления и вентиляции, СПб, 1891.
10. **Внутренние санитарно-технические устройства.** В 3 ч. Ч.1. Отопление / Под ред. И. Г. Старовойтова. – Изд. 4-е, перераб. и доп., М.: Стройиздат, 1990.
11. **Грудзинский М. М., Ливчак В. И., Поз М. Я.** Отопительно-вентиляционные системы зданий повышенной этажности. – М.: Стройиздат, 1982.
12. **Иванников В. И. и др.** Проектирование систем отопления, теплоснабжения калориферов, вып. VI–64. – М.: ЦНИИпроект, 1983.
13. **Ионин А. А. и др.** Теплоснабжение: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1982.
14. **Калмаков А. А. и др.** Автоматика и автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции: Учеб. для вузов / Под ред. В. Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1986.
15. **Константинова В. Е.** Надежность систем центрального водяного отопления в зданиях повышенной этажности. – М.: Стройиздат, 1976.
16. **Крафт Г.** Системы низкотемпературного отопления / Пер. с нем. – М.: Стройиздат, 1983.
17. **Крупнов Б. А.** Отопительные приборы, производимые в России и в ближнем зарубежье: Учебное пособие. – М.: ИАСВ, 2002.
18. **Ливчак И. Ф.** Квартирное отопление. – М.: Стройиздат, 1982.
19. **Мачкаши А., Банхиди Л.** Лучистое отопление. – М.: Стройиздат, 1985.
20. **Монтаж внутренних санитарно-технических устройств / Ю. Б. Александрович и др.;** Под ред. И. Г. Старовойтова. – Изд. 3-е, перераб. и доп., М.: Стройиздат, 1984.
21. **Одельский Э. Х. и др.** Методика и примеры расчета на ЭВМ систем центрального отопления: Учеб. пособие для вузов. – Минск: Высш. шк., 1979.
22. **Орлов А. И.** Русская отопительно-вентиляционная техника. – М.: Госстройиздат, 1950.

23. **Павловский А. К.** Курс отопления и вентиляции, 1909.
24. **Ривкин С. Л., Александров А. А.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. – М., Энергоатомиздат, 1984.
25. **Родин А. К.** Газовое лучистое отопление. – Л.: Недра, 1987.
26. **Сборник задач** по расчету систем кондиционирования микроклимата здания / Под ред. Э. В. Сазонова. Учеб. пособие для вузов. – Воронеж: изд. ВГУ, 1988.
27. **Селиванов Н. П. и др.** Энергоактивные здания. – М.: Стройиздат, 1988.
28. **Семенов Л. А.** Печное отопление. – Изд. 3-е. М.: Стройиздат, 1968.
29. **Сканави А. Н.** Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. – Изд. 2-е. М.: Стройиздат, 1983.
30. **Сканави А. Н.** Отопление: Учеб. для техникумов. 2-е изд. – М.: Стройиздат, 1988.
31. **Сканави А.Н., Махов Л. М.** Отопление: Учебник для вузов. - М.: АСВ, 2003.
32. **Сканави А.Н., Махов Л. М.** Отопление: Учебник для вузов. - М.: АСВ, 2006.
33. **Соснин Ю. П., Бухаркин Е. Н.** Бытовые печи, камины и водонагреватели. – М.: Стройиздат, 1989.
34. **Ткачук А. Я.** Проектирование систем водяного отопления. – Киев: Вища школа, 1989.
35. **Туркин В. П. и др.** Автоматическое управление отоплением жилых зданий. – М.: Стройиздат, 1987.
36. **Хайнрих Г. и др.** Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Пер. с нем., М.: Стройиздат, 1985.
37. **Чаплин В. М.** Отопление и вентиляция. Вып. I. Отопление. – М.: Госиздат, 1923.
38. **Чистович С. А. и др.** Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления. – Л.: Стройиздат, 1987.
39. **Щекин Р. В. и др.** Расчет систем центрального отопления. – Киев: Вища школа, 1975.
40. **Эффективные системы отопления зданий** / В. Е. Минин, В. К. Аверьянов, Е. А. Белинский и др. – Л.: Стройиздат, 1988.